

ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ В ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВАХ

НАВЧАЛЬНИЙ
ПОСІБНИК



2024

Тертишний О.О., Півоваров О.А., Кошулько В.С.

**ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ В
ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВАХ**

Навчальний посібник

Дніпро
2024

УДК 664 (075.8)
Т 35

Рекомендовано до друку вченою радою Дніпровського державного аграрно-економічного університету. Протокол № 8 від «25» квітня 2024року.

Рецензенти:

Алієв Е.Б. – доктор технічних наук, професор кафедри інжинірингу технічних систем Дніпровського державного аграрно-економічного університету

Кабат О.С. – доктор технічних наук, завідувач кафедри інноваційної інженерії ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Самойчук К.О., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри обладнання переробних і харчових виробництв імені Ф.Ю. Ялпачика Таврійського державного агро-технологічного університету імені Дмитра Моторного.

Тертишний О.О., Півоваров О.А., Кошулько В.С.

Гідромеханічні процеси та обладнання в харчових виробництвах: Навчальний посібник – Дніпро: ДДАЕУ, 2024. – 364 с.
ISBN 978-617-95201-8-1

В початковому посібнику викладено систематизований матеріал стосовно теоретичних основ гідромеханічних процесів, наведено методи визначення основних технологічних і конструктивних параметрів відповідних апаратів і технологічного обладнання для зберігання, переміщення, змішування, розділення, осадження, фільтрування сировинних матеріалів і готової харчової продукції.

Посібник складено у відповідності до робочої програми дисципліни «Процеси і апарати харчових виробництв» і буде корисним для роботи на аудиторних заняттях та для самостійної підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Харчові технології» зі спеціальності 181 «Харчові технології» денної та заочної форм навчання та у вивченні споріднених дисциплін: технологічного спрямування.

УДК 664 (075.8)
Т 35

ISBN 978-617-95201-8-1

© Тертишний О.О., Півоваров О.А., Кошулько В.С.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
Розділ 1. ОСНОВНІ ЗАКОНИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ.....	6
1.1. Загальна характеристика основних законів дослідження технологічних процесів	6
1.2. Закони рівноваги.....	7
1.3. Класифікація основних процесів харчових виробництв	8
1.4. Принципи розрахунку процесів і апаратів харчових виробництв	10
Контрольні питання.....	14
Розділ 2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ І АПАРАТІВ. ТЕОРІЯ ПОДІБНОСТІ	15
2.1. Аналітичний і експериментальний методи	15
2.2. Поняття про подібність фізичних явищ	16
2.3. Подібні перетворення.....	22
2.4. Теореми подібності	24
2.5. Аналіз розмірностей.....	25
2.6. Гідродинамічна подібність потоків рідини	28
Контрольні питання.....	30
Розділ 3. ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ГІДРОМЕХАНІКИ.....	32
3.1. Основні поняття гідромеханіки.....	32
3.2. Гідростатика.....	39
3.3. Гідродинаміка	49
3.4. Рівняння енергії	64
3.5. Втрати енергії під час руху рідини	76
Контрольні питання.....	98
Розділ 4 ОСОБЛИВІ ВИДИ РУХУ	99
4.1. Взаємодія потоку рідини з твердим тілом	99
4.2. Рух рідини через отвори і насадки.....	109
4.3. Рух рідини або газу у шарі зернистого матеріалу або насадкових тіл.....	119
4.4. Рух неньютонівських рідин	123
4.5. Рух рідини на початковій ділянці	128
4.6. Ламінарна течія рідини в вузьких щілинах. облітерація щілин.....	132
4.7. Диспергування рідини.....	134
4.8. Рух рідини через шар рідини (барботаж). Вільний і масовий барботаж. Критична витрата газу.....	137
4.9. Плівковий рух рідини.....	139
Контрольні питання.....	142
Розділ 5. ТРАНСПОРТУВАННЯ РІДИН І ГАЗІВ	143
5.1. Насосні установки	143
5.2. Вентиляційні установки.....	175

5.3. Компресорні установки.....	189
Контрольні питання.....	199
Розділ 6. ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ.....	200
6.1. Неоднорідні системи і методи їх розділення.....	200
6.2. Кінетика осадження.....	201
6.3. Відстійники.....	207
6.4. Фільтрування.....	210
6.5. Центрифугування.....	222
6.6. Сепарування.....	231
Контрольні питання.....	248
Розділ 7. ПРОЦЕСИ РОЗДІЛЕННЯ НЕОДНОРІДНИХ СИСТЕМ «ГАЗ – ТВЕРДЕ ТІЛО».....	249
7.1. Наукове забезпечення процесу: класифікація апаратів, основні і допоможні механізми розділення неоднорідних систем «газ – тверде тіло».....	249
7.2. Фізичні основи пиловловлювання і підготовки газів.....	253
7.3. Допоможні механізми виділення часток з потоку.....	255
7.4. Основні типи пиловловлювачів, фільтрів і осадників.....	256
Контрольні питання.....	295
Розділ 8. МЕМБРАННІ ПРОЦЕСИ.....	297
8.1. Загальна характеристика мембранних процесів.....	297
8.2. Характеристика мембран.....	307
8.3. Апарати для баромембранних процесів.....	312
8.4. Розрахунок баромембранних процесів і апаратів.....	320
Контрольні питання.....	331
Розділ 9. ПРОЦЕСИ ПЕРЕМІШУВАННЯ ХАРЧОВИХ СЕРЕДОВИЩ.....	332
9.1. Загальна характеристика процесу перемішування.....	332
9.2. Механічне перемішування.....	335
9.3. Пневматичне перемішування.....	360
Контрольні питання.....	361
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.....	362

ВСТУП

Головним напрямом збільшення виробництва продуктів харчування є розвиток прогресивних технологій, що забезпечують високоефективні процеси, використання яких значно підвищує продуктивність праці, скорочує негативний вплив на навколишнє середовище і сприяє економії вихідної сировини, паливно-енергетичних і матеріальних ресурсів.

Науково-технічний прогрес у харчовій промисловості пов'язаний з формуванням нових знань та ідей, технологічним освоєнням наукових відкриттів, винаходів, результатів досліджень та розробок, впровадженням передових технологій, прогресивної техніки, а також з іншими видами інноваційної науково-технічної діяльності. Розробка та впровадження прогресивних технологій і нового обладнання пов'язані з глибоким дослідженням закономірностей фізико-хімічних процесів в апаратах, призначених для переробки сировини та виробництва харчових продуктів.

У курсі «Процеси та апарати харчових виробництв» вивчаються технологічні процеси перетворення сировини на продукти харчування. Сучасне вчення про процеси та апарати спирається на міцний фундамент хімії, фізики, математики, механіки, теплотехніки, електротехніки, технічної кібернетики, матеріалознавства та інших дисциплін.

Процеси харчової технології досить складні і зазвичай являють собою поєднання гідродинамічних, теплових, масообмінних (дифузійних), біохімічних і механічних процесів. Курс є теоретичною основою харчової технології, що дозволяє проаналізувати і розрахувати процес, визначити оптимальні параметри, розробити і розрахувати апаратуру для його проведення.

Процеси та апарати хімічних та харчових технологій у фундаментальних основах не мають принципової різниці: використовуються одні й ті ж закони та методи розрахунку обладнання. Тим не менш, специфіка, пов'язана з харчовими виробництвами, знайшла відображення у викладенні курсу, методиках розрахунку низки процесів і апаратів, в конструкціях апаратів і машин.

Курс «Процеси та апарати харчових виробництв» розглядає такі основні питання: вивчення теорії основних процесів харчових виробництв і рушійних сил, під дією яких вони протікають; методи розрахунку апаратів і машин, які дозволяють знаходити оптимальні параметри та конструкцію апаратів для його здійснення; вивчення будови та принципу дії промислових апаратів, в яких здійснюються процеси; вивчення закономірностей переходу від лабораторних процесів до промислових. Знання закономірностей перенесення отриманих на моделі даних на об'єкт натурної величини необхідні для проектування більшості сучасних виробничих процесів та апаратів харчової технології.

Одним із розділів науки про процеси харчових виробництв є гідравліка. Вивчення будь-якого процесу переробки рідких та газоподібних продуктів не обходиться без використання законів гідравліки і вона залишається невід'ємною складовою частиною курсу «Процеси та апарати харчових виробництв», яка спрямована на пояснення і використання гідравлічних складових процесів, що протікають в машинах і апаратах харчових виробництв.

Структура і послідовність викладу матеріалу формують у здобувачів вищої освіти творче мислення, а перелік контрольних питань дозволяє організувати самоконтроль якості засвоєння навчального матеріалу. Кожний розділ поєднує фундаментальні постулати з новітніми науковими та інженерними тенденціями в аналізованій області.

Обсяг та зміст навчального матеріалу за розділами відповідає робочій програмі дисципліни «Процеси і апарати харчових виробництв» і буде корисним для роботи на аудиторних заняттях та для самостійної підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Харчові технології» зі спеціальності 181 «Харчові технології» денної та заочної форм навчання та під час вивчення споріднених дисциплін: «Технологічне обладнання галузі», «Проектування підприємств галузі», а також дисциплін технологічного спрямування, де широко застосовуються гідромеханічні процеси.

Розділ 1. ОСНОВНІ ЗАКони ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

Теоретичним фундаментом науки про процеси і апарати харчових виробництв є основні закони природи: закони збереження маси, енергії та імпульсу, закони термодинамічної рівноваги і закони хімічної кінетики. Наведена класифікація основних типів процесів і апаратів і загальні закономірності дозволяють визначити порядок їх розрахунку.

1.1. Загальна характеристика основних законів дослідження технологічних процесів

Теоретичним фундаментом науки про процеси та апарати харчових виробництв є такі закони:

1. Закон збереження маси, енергії та імпульсу, що допускають тільки такі перетворення, коли суми маси, енергії та імпульсу всередині системи, що розглядається, залишаються незмінними. Закони збереження приймають форму рівнянь балансів (наприклад, матеріального та теплового).

2. Закони термодинамічної рівноваги, що визначають умови, за яких процес перенесення маси, енергії чи імпульсу приходить до свого завершення. Стан системи, у якому незворотне перенесення субстанції відсутнє, називають рівноважним. Знання умов рівноваги дозволяє вирішувати дуже важливі для аналізу та розрахунку технологічних процесів завдання: визначення напрямку процесу переносу, меж течії субстанції, розрахунок рушійної сили процесу.

3. Закони перенесення маси, енергії та імпульсу, що визначають щільність потоку будь-якої з цих субстанцій залежно від градієнта потенціалу переносу, тобто від питомого значення віднесеного до одиниці об'єму потоку маси, енергії або імпульсу.

4. Закони кінетики протікання аналізованих процесів. Ці закони складають теоретичну основу всіх процесів у харчовій технології – гідромеханічних, теплових та масообмінних.

Матеріальний баланс. Для визначення витрати вихідних матеріалів, виходу готових продуктів, розмірів і продуктивності апаратів необхідно попередньо провести розрахунки на основі закону збереження матерії та стехіометричних співвідношень. За законом збереження матерії маса матеріалів $\sum G_i$, що надходять на переробку, повинна дорівнювати масі матеріалів $\sum G_j$, що виходять в результаті переробки, тобто

$$\sum G_i = \sum G_j$$

Однак на практиці в технологічних процесах, завжди відбуваються втрати матеріалів. Тому маса кінцевих продуктів завжди менша за масу вихідних матеріалів і, отже,

$$\sum G_i = \sum G_j + G_{em}, \quad (1.1)$$

де G_{em} – втрати матеріалу, кг.

Залежність (1.1) – рівняння матеріального балансу. Воно однаковою мірою застосовується як до певної операції або цілого процесу, так і до будь-якої його стадії. Матеріальний баланс може бути складений для всіх матеріалів, що беруть участь у процесі, або для будь-якого компонента. Так баланс одного компонента для процесу сушіння вологого матеріалу може бути складений по масі сухої речовини у матеріалі або по масі вологи, що міститься в цьому матеріалі.

Під час проєктування нових харчових виробництв матеріальний баланс дозволяє правильно вибрати схему технологічного процесу і розміри апаратів. По матеріальному балансу виявляють непродуктивні втрати матеріалів, встановлюють склад і кількість побічних

продуктів та домішок і намічають шляхи їх зменшення. Матеріальний баланс відбиває ступінь досконалості виробничих процесів і стан виробництва.

Енергетичний баланс. Переробка матеріалів у харчовій технології пов'язана з витратою енергії (теплової, механічної, електричної та ін.). Для визначення витрати енергії складають енергетичний баланс. Енергетичний баланс базується на законі збереження енергії, згідно з яким кількість енергії, введеної в процес, повинна бути дорівнює кількості енергії, отриманої в результаті проведення процесу. Така рівність дотримується, якщо врахувати всі втрати енергії, які є неминучими в будь-якому виробничому процесі.

Позначимо: Q_1 – кількість теплоти, яка введена в процес з матеріалами, кДж; Q_2 – кількість теплоти, яка введена у процес ззовні, кДж; Q_3 – кількість теплоти, що виділяється в результаті проведення процесу, кДж; Q_4 – кількість теплоти, яка виведена із процесу з матеріалами, кДж; Q_5 – кількість теплоти, що втрачається у навколишнє середовище, кДж. Рівняння теплового балансу набуває вигляду

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5. \quad (1.2)$$

З рівняння (1.2) визначають будь-яку з величин (Q_1, Q_2, \dots, Q_5) за умови, що відомі інші чотири. В процесі проєктування зазвичай визначають за рівнянням (1.2) кількість теплоти, що необхідно підводити ззовні.

Потужність та коефіцієнт корисної дії. Апарати, крім продуктивності, характеризуються потужністю (кВт). Необхідно відрізнити потужність, що витрачається на валу апарата, від потужності двигуна, який забезпечує роботу апарату. Потужність двигуна внаслідок втрат енергії в передавальних механізмах завжди повинна бути більшою за потужність, потрібну на валу апарата. Таким чином, корисна робота або корисна потужність завжди менше фактично витраченої. Відношення корисної потужності N до потужності, яка фактично витрачається $N_в$ з урахуванням усіх втрат називається енергетичним коефіцієнтом корисної дії (ККД) апарату:

$$\eta = N / N_в \quad (1.3)$$

Чим досконаліше працює цей апарат, тим ближче значення η до одиниці.

1.2. Закони рівноваги

Зазвичай технологічні процеси здійснюються під час взаємодії фаз. Контакт між фазами може бути безпосереднім (більшість процесів перенесення маси) або через стінку, що розділяє (більшість процесів перенесення енергії – теплоти). Основне завдання технологічного процесу полягає в спрямованій (заданій) зміні макроскопічних властивостей речовин, що беруть участь у цьому процесі: складу, агрегатного стану, температури, тиску. Для цього на систему впливають подачею або відведенням теплоти, зовнішніми силовими полями (гравітаційними, відцентровими та ін.), переміщенням під дією сили тиску, що призводить до перенесення субстанцій – енергій, маси, імпульсу. Граничним станом системи є рухома рівновага, яка не призводить до зміни макроскопічних властивостей речовин, які беруть участь у процесі у часі та просторі. Рівноважним називають такий стан системи, у якому перенесення субстанцій відсутнє.

Умови термодинамічної рівноваги. Умови рівноваги в процесах перенесення теплоти визначають порівняно простими вимірами температури фаз, які стикаються. Механічну рівновагу (в процесі перенесення імпульсу) виявляють по рівності безпосередньо вимірних тисків у дотичних фазах. Набагато складніше визначення умови рівноваги системи у процесах перенесення маси.

Процес переходу маси з однієї фази в іншу в ізолюваній замкненій системі, що складається з двох або більше фаз протікає до тих пір, поки між фазами за даних умов (температури і тиску) встановиться рухома фазова рівновага. Вона характеризується тим, що

в одиницю часу через одиницю площі з однієї фази в іншу переходить стільки ж молекул компонента, скільки з другої в першу. Після досягнення стану рівноваги, система може перебувати в ньому без кількісних і якісних змін до тих пір довго, поки якийсь зовнішній вплив не введе її з цього стану. Таким чином, стан ізольованої системи за умови рівноваги визначається тільки внутрішніми умовами. Тому градієнти інтенсивних параметрів і відповідні їм потоки повинні дорівнювати нулю

$$dT = 0; \quad (1.4)$$

$$dP = 0; \quad (1.5)$$

$$d\mu_i = 0, \quad (1.6)$$

де T – температура;

P – тиск;

μ_i – хімічний потенціал i -го компонента.

Вирази (1.4) – (1.6) називають умовами відповідно термічної, гідродинамічної та матеріальної рівноваги. Чим більше система відхиляється від рівноваги, тим вище швидкість процесу перенесення субстанцій між фазами внаслідок збільшення рухомої сили, що зумовлює цей процес. Тому для здійснення процесів перенесення субстанцій необхідно не допускати встановлення стану рівноваги, для чого до системи підводять речовину або енергію. З другого закону термодинаміки випливає, що в самовільних процесах ентропія S системи зростає і в умовах рівноваги досягає максимального значення, тобто $dS = 0$.

У загальному випадку хімічний потенціал може бути визначений як збільшення будь-якого з термодинамічних потенціалів системи за умови різних постійних параметрів: енергії Гібса G – за постійного тиску P , температури T і n_j ; ентальпії H – за умови постійних S , P і n_j . Хімічний потенціал характеризує здатність аналізованого компонента до виділення з конкретної фази (випарюванням, кристалізацією, перегонкою, екстракцією, тощо.). У системі, що складається з двох і більше фаз, перехід даного компонента може відбуватися самовільно тільки з фази, в якій його хімічний потенціал більше, у фазу з меншим хімічним потенціалом. У разі рівноваги хімічний потенціал компонента у обох фазах однаковий. У загальному вигляді хімічний потенціал може бути записаний таким чином:

$$\mu_i = \mu_i^0 + RT \ln a_i, \quad (1.7)$$

де a_i – активність i -го компонента суміші.

Для опису нерівноважного стану систем вводять додаткові дисипативні параметри, в якості яких використовують градієнти інтенсивних термодинамічних величин – температури, тиску, хімічного потенціалу та щільності відповідних дисипативних потоків, пов'язаних з перенесенням енергії, маси та імпульсу.

Більшість технологічних процесів багатостадійна. Часто одна зі стадій здійснюється значно повільніше за інші, лімітуючи швидкість протікання всього процесу. У цьому випадку для того щоб збільшити загальну швидкість процесу, доцільно впливати, перш за все, на лімітуючу стадію. Визначення лімітуючої стадії процесу дозволяє спростити аналіз, опис та інтенсифікацію процесу.

1.3. Класифікація основних процесів харчових виробництв

Процеси харчових виробництв у відповідності до кінетичних закономірностей, що характеризують їх протікання, класифікуються п'ятьма основними групами:

1. *Гідромеханічні процеси*, швидкість яких визначається законами гідродинаміки – науки про рух рідин та газів.

$$j_c = \frac{dV}{F d\tau} = \frac{\Delta p}{R_1} = K_1 \Delta p, \quad (1.8)$$

де V – об'єм рідини, що протікає;

F – площа поверхні перерізу апарату;

τ – час;

K_1 – коефіцієнт швидкості процесу (величина, обернена гідравлічному опору R_1);

Δp – перепад тиску (рушійна сила процесу).

До них відносяться переміщення рідин, стиснення і переміщення газів, поділ зважених в рідкому або газоподібному середовищі частинок в полі сил тяжіння (відстоювання), в полі відцентрових сил (центрифугування і сепарування), під дією сил електричного поля, а також під дією різниці тисків під час руху через пористий шар (фільтрування), перемішування рідких і твердих зернистих матеріалів.

2. *Теплові процеси*, швидкість яких j_m визначається законами теплопередачі – науки про способи поширення теплоти.

$$j_m = \frac{dQ}{F d\tau} = \frac{\Delta T}{R_2} = K_2 \Delta T, \quad (1.9)$$

де Q – кількість переданої теплоти;

F – поверхня теплообміну;

K_2 – коефіцієнт теплопередачі (величина, зворотна термічному опору R_2);

ΔT – середня різниця температур між матеріалами, що обмінюються теплою (рушійна сила процесу).

У цю групу входять процеси нагрівання, охолодження, заморожування, випарювання та конденсації парів. Швидкість теплових процесів значною мірою залежить від гідродинамічних умов (швидкостей, режимів течії), в умовах яких здійснюється перенесення теплоти між середовищами.

3. *Масообмінні (дифузійні) процеси* характеризуються переносом одного або декількох компонентів вихідної суміші з однієї фази в іншу через поверхню розділення фаз. Швидкість цих процесів визначається законами масопередачі.

$$j_m = \frac{dM}{F d\tau} = \frac{\Delta c}{R_3} = K_3 \Delta c, \quad (1.10)$$

де M – кількість речовини, перенесеної з однієї фази в іншу;

F – площа поверхні контакту фаз;

K_3 – коефіцієнт масопередачі (величина, зворотна дифузійному опору R_3);

Δc – різниця між рівноважною і робочою концентраціями речовини у фазах (рушійна сила процесу).

До дифузійних процесів відносяться абсорбція, рідинна екстракція, екстрагування з твердих речовин, адсорбція, тепломасообмінні (сушіння, кристалізація, перегонка і ректифікація, розчинення, випікання, обсмажування, бланшування, розварювання та ін.). Найбільш повільною і тому зазвичай лімітуючою стадією масообмінних процесів є молекулярна дифузія речовин, що розподіляються. Протікання процесів масообміну тісно пов'язане з гідродинамічними умовами у фазах і на межі їх розділення, часто – з супутніми масообмінними процесами перенесення теплоти (теплообміну).

4. *Біохімічні процеси* пов'язані з перетворенням речовин і зміною їх властивостей. Швидкість цих процесів визначається законами мірностями хімічної кінетики.

$$j_x = \frac{dM}{V_p d\tau} = K_4 f(c), \quad (1.11)$$

де M – кількість речовини, що прореагувала у процесі;

V_p – об'єм апарату;

K_4 – коефіцієнт швидкості біохімічного процесу;

$f(c)$ – рушійна сила процесу, яка є функцією концентрацій реагуючих речовин.

До біохімічних процесів відносяться ферментація, бродіння, соління, копчення, дозрівання, сквашування та ін. Однак біохімічні реакції зазвичай супроводжуються перенесенням маси та енергії, і відповідно швидкість цих процесів залежить також від гідродинамічних умов. Внаслідок цього швидкість реакцій підпорядковується законам макрокінетики і визначається найбільш повільними процесами хімічної взаємодії та дифузії.

5. *Механічні процеси*, швидкість яких визначається законами механіки твердих тіл. Вони включають: подрібнення твердих матеріалів, перемішування, сортування (класифікацію) сипких матеріалів і формоутворення (пресування, формування, гранулювання, екструзія та ін.).

Стосовно харчових виробництв найбільш доцільним буде термін «біохімічні», а не хімічні, як це прийнято в традиційній класифікації процесів. На наш погляд він більш точно відображає сутність та особливості цієї групи процесів харчових виробництв.

Більшість наукових шкіл відносять баромембранні процеси розділення рідких систем (зворотний осмос, ультра- і мікрофільтрація, діаліз і електродіаліз) до масообмінних, справедливо розглядаючи масоперенесення через мембрану як типовий незворотний процес нерівноважної термодинаміки. Однак зворотний осмос згідно з загальноприйнятим визначенням – процес фільтрування розчинів під тиском, що перевищує осмотичний, а терміни «ультра і мікрофільтрація» говорять самі за себе, наближаючи ці процеси до фільтрування. У аналізі механізму перенесення речовини через пористі мембрани використовують класичну модель Гагена-Пуазейля з циліндричними і паралельними капілярними каналами. В умовах кнудсенівської течії в порових каналах мембрани в якості рушійної сили розглядають різницю парціальних тисків компонента у вихідному продукті і фільтраті (пермеаті), тобто перепад тисків над і під мембранним просторами. Однак у діалізі та електродіалізі за умови дифузійного проникнення компонентів суміші через мембрану як рушійну силу приймають різницю концентрацій.

Ці міркування в сукупності з додатковим аналізом дозволили відносити баромембранні процеси, як до гідромеханічних, так і до масообмінних процесів. У даному посібнику пропонується розглядати цю групу процесів в якості гідромеханічних. В основу цього підходу лягли такі міркування: 1) баромембранні процеси (як і процес фільтрування) призначені для поділу неоднорідних систем (суспензій та емульсій); 2) рушійною силою цієї групи процесів також є різниця тисків. В основу даної класифікації закладено загальний закон: *швидкість процесу прямо пропорційна рушійній силі і обернено пропорційна опорі*.

1.4. Принципи розрахунку процесів і апаратів харчових виробництв

Кінетичні закономірності основних процесів харчових виробництв. Кінетика – вчення про швидкості та механізми процесів, у тому числі гідродинамічних, тепло- та Дпроцесів харчової технології. Знання кінетичних закономірностей процесів необхідне для розрахунку основних розмірів апаратів. Загальні кінетичні закономірності процесів харчової технології, за винятком механічних процесів, формулюються у вигляді загального закону: швидкість процесу прямо пропорційна рушійній силі і обернено пропорційна опорі. Величина, обернена опорі, називається коефіцієнтом швидкості процесу. Загальне кінетичне рівняння має вигляд

$$\frac{dV}{F d\tau} = \frac{\Delta}{R} = K\Delta, \quad (1.12)$$

де V – кількість маси чи енергії; Δ

F – площа поверхні, через яку проходить маса або енергія;

τ – тривалість процесу;

Δ – рушійна сила;

R – опір;

K – коефіцієнт швидкості, зворотний опору.

У загальному випадку рушійною силою процесу є різниця потенціалів, а в окремих випадках ΔP – перепад тисків між двома перерізами трубопроводу або апарату, різниця температур між теплоносієм і холодоагентом (для теплообмінних процесів), різниця концентрацій розподіленої між фазами речовини (для масообмінних процесів). Коефіцієнти швидкості процесів залежить від режимів руху потоків матеріалів, які визначаються законами гідродинаміки.

Під час вивчення всіх перерахованих процесів використовуються однотипні диференційні рівняння і однотипний математичний апарат: диференційні рівняння, отримані теоретичним шляхом, на основі теорії подібності перетворюються на критеріальні рівняння, які переводяться за експериментальними даними до розрахункового вигляду. За критеріальними рівняннями визначаються коефіцієнти швидкості процесів, що використовуються надалі для розрахунку робочого об'єму або площі поверхні апаратів.

Загальні принципи розрахунку процесів, машин та апаратів харчових виробництв. Розрахунок процесів і апаратів передбачає визначення масових потоків матеріалів, що переробляються, а також кількостей необхідної енергії, оптимальної площі тепломасообмінної поверхні, (ємності) апарату або тривалості процесу, основних розмірів апаратів. Аналіз кінетичних закономірностей дозволяє уточнити умови процесу та визначити оптимальні розміри машин та апаратів.

Аналіз процесів та розрахунок апаратів проводять у наступному порядку: складають матеріальний та енергетичний баланси процесу; виходячи зі статички, визначають напрямки протікання процесу та умови рівноваги; обчислюють рушійну силу; на підставі кінетики визначають швидкість процесу. За даними про швидкість процесу та величину рушійної сили для визначеного оптимального режиму обчислюють основний розмір апарату – ємність або робочу площу поверхні. За основним розміром визначають інші розміри апарату.

Основні типи процесів та апаратів. За способом організації основні процеси діляться на періодичні, безперервні та комбіновані.

Періодичні процеси проводяться в апаратах, у які через певні проміжки часу завантажуються вихідні продукти; після їхньої обробки кінцеві продукти вивантажуються. По закінченні розвантаження апарату та його повторного завантаження процес повторюється знову. Таким чином, періодичний процес характеризується тим, що його стадії протікають в одному апараті, але в різний час.

Безперервні процеси здійснюються у проточних апаратах. Надходження вихідних продуктів в апарат і вивантаження кінцевих продуктів проводяться одночасно і безперервно. Отже, безперервний процес характеризується тим, що його стадії протікають одночасно, але роз'єднані у просторі.

Комбіновані процеси – це безперервні процеси, окремі стадії яких проводяться періодично або періодичні процеси, одна або кілька стадій яких протікають безперервно.

Основні переваги безперервних процесів у порівнянні з періодичними наступні: відсутні витрати часу на завантаження вихідними продуктами і вивантаження з неї готової продукції, можливість автоматичного регулювання та повної механізації, стійкість режимів проведення процесу, компактність обладнання, більш повне використання теплоти, що підводиться або відводиться, за умови відсутності перерв у роботі апаратів, можливість регенерації відхідної теплоти. Завдяки зазначеним перевагам безперервних процесів збільшується продуктивність апаратури, зменшується потреба в обслуговуючому персоналі, покращуються умови праці та підвищується якість продукції.

Періодичні процеси застосовуються в основному у виробництвах невеликого масштабу у поєднанні з різноманітним асортиментом продукції. Це дозволяє досягти великої гнучкості у використанні обладнання з меншими капітальними витратами.

Процеси можуть бути класифіковані в залежності від зміни їх параметрів (швидкостей, температур, концентрацій та ін.) в часі. За цією ознакою процеси поділяються на *встановлені (стаціонарні) і невстановлені (нестационарні або перехідні)*.

У встановлених процесах значення кожного з параметрів, що характеризують процес, постійні в часі, а в невстановлених – змінні, тобто є функціями не тільки положення кожної точки в просторі, але і часу. У харчовій промисловості невстановленими є періодичні процеси.

Безперервні процеси відрізняються від періодичних за розподілом часу перебування частинок середовища в апараті. У періодично діючому апараті всі частки середовища знаходяться однаковий час, у той час як в безперервно діючому – тривалість перебування їх може значно відрізнятися.

Для характеристики періодичних і безперервних процесів використовуються такі поняття:

тривалість процесу τ – час, необхідний для завершення всіх його стадій від завантаження вихідної сировини до вивантаження готового продукту;

період процесу $\Delta\tau$ – час від початку завантаження вихідної сировини даної партії до початку завантаження вихідної сировини наступної партії;

ступінь безперервності – частка від ділення тривалості процесу на його період.

Періодичний процес характеризують періодом $\Delta\tau > 0$, ступенем його безперервності $\tau/\Delta\tau \rightarrow 1$ та єдністю місця здійснення окремих стадій процесу.

Безперервний процес характеризують періодом $\Delta\tau \rightarrow 0$, ступенем його безперервності $\tau/\Delta\tau \rightarrow \infty$ і єдністю місця проведення окремих стадій.

Безперервні процеси в даний час широко впроваджуються в промисловість завдяки значним перевагам перед періодичними. Ці переваги полягають у можливості спеціалізації та типізації апаратури для кожної стадії процесу, у стабілізації процесу в часі, стабілізації та підвищенні якості продукту, у впровадженні автоматичних систем управління технологічним процесом.

За розподілом тривалості перебування та пов'язаних з ним змін у часі інших факторів, що впливають на процес (температури, концентрацій та ін.), розрізняють дві теоретичні моделі апаратів безперервної дії: ідеального витіснення та ідеального змішування.

В апаратах ідеального витіснення всі частинки продукту рухаються в заданому напрямку, не перемішуючись з сусідніми частинками, що рухаються, і повністю витісняючи частинки потоку, що знаходяться попереду. Усі частки рівномірно розподілені по площі поперечного перерізу такого апарату. Тривалість перебування всіх частинок в апараті ідеального витіснення є однаковим.

В апаратах ідеального змішування частинки продукту, що надходять, повністю перемішуються з частинками, що знаходяться там, тобто рівномірно розподіляються в об'ємі апарату. В результаті у всіх точках об'єму миттєво вирівнюються значення параметрів, що характеризують процес. Час перебування частинок в апараті ідеального змішування неоднаковий.

Реальні безперервно діючі апарати є апаратами проміжного типу. У них час перебування частинок розподіляється дещо більш рівномірно, ніж в апаратах ідеального змішування, але ніколи не вирівнюється, як в апаратах ідеального витіснення.

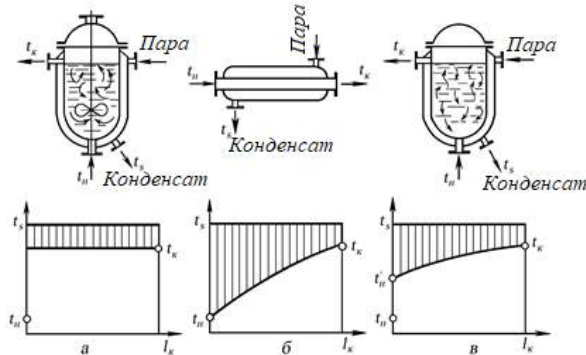
В апаратах ідеального змішування концентрація (температура) у всьому об'ємі однакова і дорівнює концентрації (температурі) на виході з апарату.

В апараті ідеального витіснення концентрація (температура) змінюється плавно від початкової до кінцевої. У апаратах проміжного типу розподіл чи поле, концентрацій (температур) у робочому об'ємі залежить від кількості псевдосекцій ідеального змішування.

Ступінь наближення поля концентрацій (температур) до полів в апаратах ідеального змішування або витіснення встановлюється експериментально на підставі аналізу кривих відгуку на зміни, що вводяться в потік. Так, за кількості псевдосекцій $N = 1$ маємо апарат ідеального змішування, за $N \rightarrow \infty$ – апарат ідеального витіснення. За умови проміжного значення числа псевдосекцій N апарат відноситься до проміжного типу. Розподіл

концентрацій (температур) в апараті необхідно знати для обчислення середньої рушійної сили процесу та часу перебування.

Розглянемо характер зміни температур в апаратах безперервної дії ідеального змішування, ідеального витіснення і проміжного типу. В апараті ідеального змішування (рис. 1.1, а) рідина ідеально перемішана. Температура рідини, що надходить в апарат, миттєво приймає значення температури рідини в апараті, яка дорівнює кінцевій температурі рідини на виході з апарату.



а – ідеальне змішування; б – ідеальне витіснення; в – проміжний тип; t_s – гранична температура в процесі (наприклад, температура грійочої пари)

Рисунок 1.1 – Характер зміни температури в процесі нагрівання рідини в апаратах

В апараті ідеального витіснення (рис. 1.1, б) об'єми рідини, що надходять, не змішуються з попередніми, повністю витісняючи їх. У результаті цього температура рідини плавно змінюється по довжині або висоті апарату від t_n до t_k .

В апаратах проміжного типу (рис. 1.1, в) відсутнє ідеальне змішування рідини і немає ідеального витіснення. Внаслідок цього температура рідини змінюється спочатку стрибкоподібно від t'_n до t_n (як в апараті ідеального змішування), а потім плавно змінюється від t_n до t_k (як в апараті ідеального витіснення). Рушійною силою процесу є різниця між граничною температурою та робочою.

На рис. 1.1 показано зміну рушійної сили (різниці температур), пропорційну величинам заштрихованих площ. Максимальні величини рушійної сили відповідають апаратам ідеального витіснення, мінімальні апаратам ідеального змішування, проміжні апаратам проміжного типу. Якщо робочий об'єм апарату ідеального змішування V_p розділити на N послідовно з'єднаних секцій об'ємом кожна V_p/N , то рушійну силу можна значно збільшити, причому чим більше N , тим більше буде і рушійна сила. Практично за $N = 8 - 16$ рушійна сила такого апарату проміжного типу буде наближатися до рушійної сили в апараті ідеального витіснення.

$$V_p = V_\tau \tau. \quad (1.13)$$

Тривалість процесу τ

$$\tau = \frac{X_k - X_n}{K_V \Delta X_{cp}}. \quad (1.14)$$

Якщо V_p виявляється значним, то встановлюють кілька паралельно працюючих апаратів з об'ємами $V_n = V_p/n$.

Складність розрахунку тепломасообмінної поверхні (ємності) апарату або тривалості процесу полягає у визначенні кінетичних коефіцієнтів та середньої рушійної сили процесу.

Під час переходу від лабораторних апаратів до промислових змінюється гідродинамічна обстановка в апараті, що викликає зміну величини рушійної сили процесу та кінетичних коефіцієнтів. Тому необхідно під час розрахунку промислового обладнання в розрахункові рівняння вводити коефіцієнти, одержані на підставі фізичного та математичного моделювання, які враховують зміну масштабу процесу та апарату.

Вимоги до апаратів. Найважливішими умовами створення прогресивного обладнання, що дозволяє ефективно вирішувати проблему комплексної переробки сільськогосподарської сировини і виробництва продуктів харчування, є:

– під час розрахунку апаратів потрібно прагнути максимально можливої швидкості протікання технологічних процесів у них, домогтися високої продуктивності апаратів;

– спроектовані апарати повинні бути компактними, тобто мати мінімальну металоємність з дотриманням необхідної міцності, надійності та довговічності;

– конструкція апарату повинна бути такою, щоб технологічні процеси в них можна було механізувати і автоматизувати для усунення важкої та монотонної фізичної праці. Це особливо важливо на підприємствах із шкідливими умовами праці;

– значне зниження вартості нових конструкцій обладнання на одиницю продуктивності (потужності);

– перевага таким процесам, які забезпечують мінімальне енергоспоживання;

– забезпечення економічності в експлуатації, надійності та безпеки конструкцій машин.

– забезпечення високої якості продукції, що випускається.

Реалізацію цих вимог можна здійснити за рахунок використання нових конструкційних рішень, автоматизованих методів розрахунку процесів, використання нових матеріалів підвищеної міцності тощо. Застосування методів раціонального проектування технологічного обладнання, заснованих на використанні математичного моделювання, дозволить значною мірою автоматизувати процес розрахунку і конструювання машин і вибрати найбільш оптимальний варіант запропонованих рішень.

Контрольні питання

1. Які закони визначають кількісні співвідношення параметрів?
2. Як складаються матеріальні та енергетичні баланси апаратів?
3. Що таке енергетичний ККД та які шляхи його підвищення?
4. Які закони встановлюють фізико-хімічні рівноважні співвідношення?
5. Що називається рушійною силою процесу?
6. Чим характеризується рівноважний стан?
7. Чим відрізняються стаціонарні процеси від нестаціонарних?
8. Чим характеризуються нестаціонарні та незворотні процеси?
9. Які закони визначають швидкість процесів?
10. Яке практичне значення кінетичних співвідношень та їх використання для апаратів?
11. У чому полягають основні методи розрахунку апаратів?
12. Який зв'язок основних методів розрахунку апаратів із основними законами технологічних процесів?
13. У чому полягає суть кінетичного розрахунку?
14. Яка методика розрахунку апаратів безперервної дії?
15. Яка методика розрахунку апаратів періодичної дії?
16. Які апарати належать до апаратів ідеального змішування?
17. Які апарати належать до апаратів ідеального витіснення?
18. Які апарати належать до апаратів проміжного типу?
19. На які групи та за якою ознакою класифікуються процеси харчових виробництв?

Розділ 2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ І АПАРАТІВ. ТЕОРІЯ ПОДІБНОСТІ

Об'єднання експериментального та аналітичного методів склало основу теорії подібності. Розрізняють геометричну, часову, фізичну подібність та подібність початкових та граничних умов. Теореми подібності описують подібні явища в безрозмірних степенях комплексках, складених з величин, що визначають їх сутність.

2.1. Аналітичний і експериментальний методи

Для вивчення процесу та отримання кількісних взаємозв'язків між фізичними та геометричними величинами використовують експериментальний та аналітичний методи.

Експериментальний метод відрізняється достовірністю одержуваних результатів, але має суттєві недоліки: 1) встановлення взаємозв'язку між окремими численними фізичними та геометричними величинами в експерименті виявляється громіздким і трудомістким; 2) у ньому відбиваються лише індивідуальні особливості досліджуваного явища, які не можуть бути використані на дослідження інших явищ.

Аналітичний метод опису процесу, заснований на виведенні диференційних рівнянь математичної фізики, дозволяє отримати найбільш загальні зв'язки між величинами, що вивчаються, відображаючи цілий клас явищ, що характеризуються загальним механізмом процесу. Для виділення конкретного явища необхідно з множини можливих рішень диференційного рівняння отримати єдине. Це, своєю чергою, вимагає визначення додаткових умов і рівнянь, тобто умов однозначності (геометричних, фізичних, початкових, граничних).

У сукупності необхідно скласти і вирішити цілу систему диференційних рівнянь, складність якої пов'язана зі складністю описуваних явищ. Виявляється, що в більшості випадків сучасна математика ще не в змозі отримати точних рішень. Таким чином, жоден з двох основних методів окремо не дозволяє вирішити завдання, пов'язані з удосконаленням процесів і проектуванням прогресивних конструкцій апаратів, оскільки перший не дає можливості поширити результати експерименту на подібні явища, а другий виявляється неспроможним під час переходу від класу явищ, що описуються диференційним рівнянням до конкретних (одиничних) явищ. У той самий час об'єднання експериментального і аналітичного методів склало основу *теорії подібності*.

Процеси харчової технології характеризуються великою кількістю та різноманіттям параметрів, значною кількістю внутрішніх зв'язків між ними. Щоб обмежити великий потік інформації про процес, створюють його модель, яка відображає окремі явища досліджуваного процесу. В основу процесу моделювання включається порівняння моделі з явищем (модель вважається задовільною, якщо розбіжність невелика) і порівняння передбачуваного результату з показаннями моделі.

Застосовуються два методи моделювання: фізичне та математичне. У *фізичному моделюванні* вивчення даного процесу відбувається на фізичній моделі. Фізичний процес замінюється алгоритмом, що його моделює. Потім встановлюється адекватність моделі до процесу, що вивчається.

Математичне моделювання передбачає математичний опис моделі досліджуваного процесу. У *математичному моделюванні* використовують також властивість ізоморфності диференційних рівнянь, що є відображенням єдності законів природи та дозволяє за допомогою однотипних диференційних рівнянь описати різні за своєю фізичною природою явища. Існує аналогія між процесами, різними за своєю сутністю, електричними, гідромеханічними, тепловими та масообмінними. Ці процеси описуються однотипними диференційними рівняннями:

перенесення електрики

перенесення кількості енергії (Закон тертя Ньютона)

перенесення речовини

перенесення теплоти

$$I = -(1/\rho) (dU/dx);$$

$$\tau = -\mu (dv/dx);$$

$$m = -D(dc/dx);$$

$$q = -\lambda(dt/dx),$$

де dU/dx , dv/dx , dc/dx , dt/dx – градієнти відповідно напруги, швидкості, концентрації та температури.

Якщо ввести відповідні перерахункові коефіцієнти, то будь-який з перерахованих процесів можна змоделювати перенесенням електрики. На дослідженні електричних моделей засновано роботи аналогових обчислювальних машин, що дозволяють моделювати фізико-хімічні та біохімічні процеси різної природи. Застосування принципу аналогії перетворює модель на розрахунковий пристрій, що певною мірою усуває різницю між теоретичними та експериментальними дослідженнями процесу.

2.2. Поняття про подібність фізичних явищ

У процесі постановки експериментів на сучасному науковому рівні переслідують дві мети: докладно вивчити явище, що розглядається, і отримати дані для розрахунку інших подібних явищ. Але треба пам'ятати, що поширення результатів окремого досліді законумірно лише у подібні між собою явища. Отже, в залежності від мети експерименту необхідно заздалегідь знати відповіді на три питання, що даються теорією подібності: 1) які величини треба вимірювати в досліді? 2) як обробляти результати досліді? 3) які явища подібні до того, що досліджується?

Будь-яке складне явище природи можна описати за допомогою диференційних рівнянь. Ці рівняння описують цілий клас однорідних за своєю сутністю явищ, і для застосування їх до конкретних умов вони повинні бути обмежені умовами однозначності. Складність основних рівнянь призводить до того, що для багатьох практичних завдань не вдається знайти точне аналітичне рішення, або ж воно виявляється дуже громіздким. Іноді не вдається скласти систему рівнянь, тому на практиці часто доводиться вдаватися до експерименту на моделях зменшених розмірів.

В процесі постановки експерименту одним з основних є питання про те, за якими правилами повинна бути виготовлена модель об'єкта, що випробовується, і за якими залежностями слід перерахувати дані дослідів, щоб отримати достовірний опис натурального явища. На ці питання відповідає частина розділу гідродинаміки, названа *теорією подібності*.

Теорія подібності – це вчення про подібні явища, тобто вчення про методи дослідження явищ у своїх, характерних для кожного явища, перемінних, що являють собою безрозмірні степенні комплекси, складені з величин, що визначають сутність явища. Важливу роль під час дослідження процесів харчової технології та вирішенні відповідних інженерних завдань відіграє подібність потоків рідини – кінематична подібність, подібність силових полів – полів тиску, динамічна подібність, подібність полів температур і теплових потоків – тепла подібність, полів концентрацій і потоків речовини – дифузійна подібність.

Розрізняють подібність:

геометричну – вона передбачає, що подібні розміри даного тіла і йому подібного сторони паралельні, а їх відношення виражається постійною величиною;

часову – вона вимагає, щоб подібні точки або частини геометрично подібних систем, рухаючись по геометрично подібним траєкторіям, проходили геометрично подібні шляхи в проміжки часу, відношення яких виражається постійною величиною;

фізичну – вона вимагає, щоб у аналізованих подібних системах відношення фізичних констант двох будь-яких схожих точок або частинок, подібно розміщених у просторі і в часі, були постійними;

подібність початкових і граничних умов – вона передбачає, що початковий стан і стан на межах систем подібні за наявності геометричної, часової і фізичної подібності.

Відношення подібних величин у межах кожної системи буде також постійним і безрозмірним, тобто відношення геометричних розмірів, часу та фізичних констант у цій системі рівні відношенням тих самих величин у подібній системі. Безрозмірні числа відношень називають інваріантами подібності та позначають буквою i – першою у слові *idem* (теж саме). Якщо інваріанти подібності становлять відношення простих однорідних величин, вони називаються *симплексами*. Інваріанти подібності, виражені відношеннями складних різнорідних величин, називаються *критеріями подібності*. Критерії подібності встановлюють

взаємозв'язок факторів, що діють у розглянутому явищі. До них входять величини, що виражають фізичну сутність явищ; критерії одержують із рівнянь, що описують цю сутність. Рівняння можуть бути диференціальними або бути математичною залежністю загального виду, яка розв'язана методом аналізу розмірності. Будь-яка комбінація критеріїв подібності – є також критерієм подібності.

Геометрична подібність. Подібність фізичних явищ має багато спільного з геометричною подібністю. У геометрії подібними називаються фігури однакової форми, у яких подібні кути рівні, а подібні сторони пропорційні. Під формою фігур розуміється цілий клас геометричних фігур, об'єднаних загальною властивістю. Для плоского трикутника загальною властивістю є рівність суми внутрішніх кутів величиною π .

У подібних фігур (рис. 2.1) відношення відповідних сторін та висот

$$\frac{l_1}{l'_1} = \frac{l_2}{l'_2} = \frac{l_3}{l'_3} = \frac{h_1}{h'_1} = c_{l1}, \quad (2.1)$$

тобто являє собою постійну величину c_{l1} , яка зветься *константою подібності* або *коефіцієнтом подібного перетворення*.

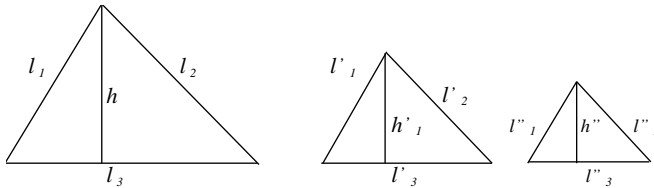


Рисунок 2.1 – Геометрична подібність

За допомогою константи подібності можна порівнювати між собою лише дві подібні фігури:

$$\frac{l_1}{l''_1} = \frac{l_2}{l''_2} = \frac{l_3}{l''_3} = \frac{h_1}{h''_1} = c_{l2}, \quad c_{l1} \neq c_{l2}, \quad (2.2)$$

Якщо ж як масштаб вимірювання взяти один з лінійних розмірів трикутника (подібну сторону або висоту трикутника), то для всіх подібних трикутників

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{l'_2}{l'_1} = \frac{l''_2}{l''_1} = i_1, \quad \frac{l_3}{h_1} = \frac{l'_3}{h'_1} = \frac{l''_3}{h''_1} = i_2, \quad (2.3)$$

де i – інваріант подібності.

Часова подібність дотримується, якщо відношення між подібними інтервалами часу процесу виражаються постійною величиною. Подібними інтервалами часу процесу вважаються інтервали, протягом яких завершуються аналогічні стадії аналізованих процесів. Часова подібність процесів називають *гомохронністю* (однорідністю у часі). Часова подібність характеризується константою часової подібності:

$$\tau''_1 / \tau'_1 = \tau''_2 / \tau'_2 = \tau''_3 / \tau'_3 = \dots \tau''_i / \tau'_i = c_\tau, \quad (2.4)$$

де τ' – інтервали часу у першому процесі;

τ'' – інтервали часу у другому процесі;

Фізична подібність. Передумовою подібності полів фізичних явищ обов'язково має бути геометрична подібність, тобто фізичні поля подібні, якщо в подібних точках геометрично подібних систем відношення фізичних величин виражено постійними значеннями відповідних констант подібності:

$$\mu' / \mu = c_\mu; \quad p' / p = c_p; \quad \lambda' / \lambda = c_\lambda; \quad c' / c = c_c. \quad (2.5)$$

Формулюючи, що саме розуміється під подібністю фізичних явищ, необхідно уточнити ряд термінів:

однойменні величини – величини, що мають один і той же фізичний зміст і однакову розмірність;

подібні точки системи – точки, що відповідають геометричній подібності;

подібні моменти часу – моменти, що настають після закінчення періодів часу, що мають загальний початок відліку і які пов'язані з константою часової подібності:

$$\tau / \tau' = c_\tau. \quad (2.6)$$

Кінематична подібність. Прикладом може бути подібність руху рідини. Вона також вимагає наявності геометричного типу, тобто якщо необхідно вивчити розподіл швидкостей потоку рідини в перерізі круглої труби, то подібний потік повинен бути здійснений так само в трубі круглого перерізу. Порівнюватися між собою мають швидкості в точках, що відповідають геометричній подібності (рис. 2.2). У цьому випадку має бути забезпечено подібність фізичних полів, тобто у подібних точках. В результаті можна одержати $w/w' = c_w$.

За аналогією для теплової подібності у разі конвективного теплообміну необхідно забезпечити геометричну подібність, подібність фізичних полів та кінематичну подібність. Тільки в цьому випадку у подібних точках $t/t' = c_t$. Якщо процес нестационарний, то подібність настає у подібні моменти часу.

Подібність початкових та граничних умов. Інформація, якою мають бути доповнені основні рівняння, що описують процес, є умовами однозначності рішення. Аналітичне дослідження цих умов вкрай складне, необхідно перш за все враховувати, що елементи, розташовані на межах системи, взаємодіють з навколишнім середовищем. Ця взаємодія ніяк не відображена в основних рівняннях задачі, тому необхідно додатково визначити *граничні умови*.

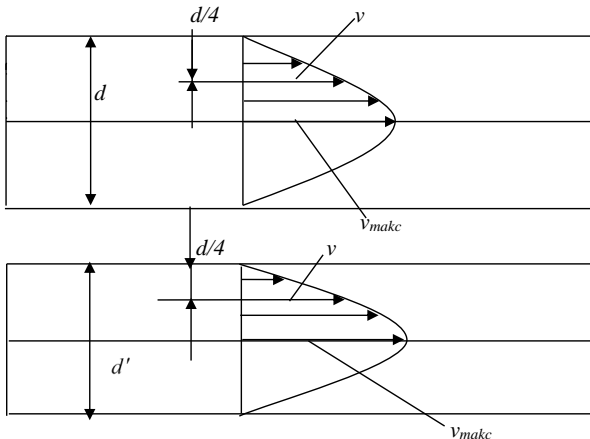


Рисунок 2.2 – Кінематична подібність

В основних рівняннях не відображено початок процесу, тому вводиться поняття про початкові умови. Граничні та початкові умови разом складають *крайові умови* (умови на просторово-часових «краях» системи). Крім того, для вирішення задачі важливі фізичні характеристики (властивості) системи, які утворюють сукупність її постійних параметрів. Вводячи в умову завдання фіксовані значення цих параметрів, можна однозначно визначити кожне конкретне одиничне явище.

На вирішенні диференційного рівняння теплопровідності за різних крайових умов базується більшість експериментальних методів визначення теплофізичних характеристик харчових матеріалів у різних технологічних процесах харчової промисловості. Для харчових матеріалів під час вибору методу визначення теплофізичних характеристик слід приймати крайові умови, відповідні характеру тепло- і масообміну в даному процесі, а також враховувати різні форми зв'язку вологи з матеріалом.

Для вирішення диференційного рівняння теплопровідності необхідно знати розподіл температури всередині тіла в початковий момент часу (початкова умова або тимчасова крайова умова), геометричну форму тіла і закон взаємодії навколишнього середовища та поверхні тіла (гранична умова або просторова крайова умова). Початкова умова визначається визначенням закону розподілу температури всередині тіла в початковий момент часу, наприклад для $\tau = 0$, $T = T_0(x, y, z)$. У багатьох практичних задачах початковий розподіл температури можна вважати рівномірним, тобто для $\tau = 0$, $T = T_0 = \text{const}$. Під час встановлення граничних умов необхідно враховувати, що створити на поверхні тіла певний розподіл температур можна різними способами. Можна припустити, що температура поверхні тіла залежить від часу чи є відомою функцією часу.

Існує *чотири способи встановлення граничних умов*. Всі ці способи можна застосувати під час вирішення задач теплопровідності в різних технологічних процесах харчової промисловості.

Гранична умова першого роду полягає у заданні розподілу температури на поверхні тіла в будь-який момент часу, тобто на поверхні $T = T_{\text{пов}}(x, y, z)$. У окремому випадку температура на поверхні тіла може залишатися постійною: $T = T_{\text{пов}} = \text{const}$, що відбувається під час консервування плодів, овочів і риби, нагріванні, випіканні, обсмажуванні виробів у гарячій олії або іншому рідкому середовищі з великим коефіцієнтом тепловіддачі.

Гранична умова другого роду полягає у заданні теплового потоку для кожної точки поверхні тіла як функції часу, тобто на поверхні $q = q_{\text{пов}}(x, y, z)$. Ця гранична умова використовується для дослідження процесу сушіння харчових матеріалів термовипромінюванням.

Гранична умова третього роду полягає у заданні температури навколишнього середовища T_0 та закону теплообміну між поверхнею тіла та навколишнім середовищем. Закон теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем у процесах нагрівання та охолодження тіла дуже складний, тому для спрощення завдання застосовують закон охолодження Ньютона. За законом Ньютона кількість теплоти, що віддається в процесі охолодження одиницею поверхні тіла в одиницю часу довшілля, пропорційна різниці температур між поверхнею тіла і довшіллям, тобто

$$q_{\text{від}} = \alpha(T_{\text{пов}} - T_c), \quad (2.7)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² К) визначається на підставі досліду або за узагальненими критеріальними рівняннями.

За законом збереження енергії ця кількість теплоти дорівнює кількості теплоти, що підводиться шляхом теплопровідності зсередини тіла до поверхні в одиницю часу на одиницю поверхні, тобто.

$$q_{нов} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{нов}, \quad -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{нов} = \alpha(T_{нов} - T_c), \quad (2.8)$$

або на поверхні

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T_c - T), \quad (2.9)$$

де n – зовнішня нормаль до поверхні.

В процесі нагрівання харчових матеріалів у робочих камерах з постійними температурою і коефіцієнтом тепловіддачі приймається ця гранична умова.

Гранична умова четвертого роду використовується під час нагрівання або охолодження тіла за рахунок теплового контакту з іншим тілом іншої температури, наприклад, в процесі контакту різнорідних металевих поверхонь різної температури. За законом Фур'є потоки теплоти, що підводяться і віддаються, будуть рівні:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n}. \quad (2.10)$$

В процесі випікання подового хліба дві останні граничні умови можна застосовувати у тому випадку, якщо зразок матеріалу (наприклад, тісто) лежить однією поверхнею на поду печі, а решта його оточена нагрітим повітрям. Граничні умови будуть неоднакові для різних ділянок поверхні зразка. Коефіцієнт тепловіддачі α можна визначити виходячи із співвідношення

$$\alpha = \frac{q}{T_c - T_{нов}} = \lambda_k \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{нов} \frac{1}{T_c - T_{нов}}, \quad (2.11)$$

де q – тепловий потік, обумовлений конвекцією, термовипромінюванням і паром, що сконденсувалася (за умови випікання у зволоженій камері), Вт/м²; q визначають за величиною температурного градієнта біля поверхні короваю;

λ_k – теплопровідність досліджуваного матеріалу, Вт/(м К).

Граничні умови для процесу випікання подового хліба мають вигляд: на відкритій поверхні

$$\frac{\partial T_1}{\partial n} + \frac{\alpha}{\lambda_1} (T_c - T_1) = 0; \quad (2.12)$$

на поверхні, що стикається з подом

$$T_1 = T_{n.д} = const; \quad (2.13)$$

на межі розділу корки та м'якуші

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n} + D, \quad (2.14)$$

де D – враховує теплоту конденсації пари на поверхні тіста.

Розглянутий приклад служить ілюстрацією використання граничних умов третього та четвертого роду.

Диференційне рівняння спільно з початковими та граничними умовами повністю визначає завдання. Знаючи геометричну форму тіла, початкові та граничні умови, можна вирішити рівняння і знайти функцію розподілу температури в тілі в будь-який момент часу.

Отримана функція $T = f(x, y, z,)$ повинна відповідати диференційному рівнянню, а також початковим та граничним умовам.

Найчастіше задаються *граничні умови першого і другого роду* комплексом значень дослідної змінної та її похідної на границях системи в будь-який момент часу. В якості граничних умов можуть бути задані також параметри навколишнього середовища та закон взаємодії між системою та зовнішнім середовищем (*граничні умови третього роду*).

Початкові умови зазвичай являють собою розподіл дослідної величини по всьому простору системи в початковий момент часу. Цим не вичерпуються всі види задавання крайових умов, як аргументів в остаточне рішення задачі. Кожен параметр повинен розглядатися як свого роду змінна, що отримує нове значення під час переходу від одного варіанта завдання до іншого. Як приклад розглянемо рівняння температурного поля в нерухомому середовищі

$$\frac{dT}{d\tau} = a\nabla^2 T, \quad (2.15)$$

де $\nabla^2 = d^2/dx^2 + d^2/dy^2 + d^2/dz^2$ – оператор Лапласа;

x, y, z – декартові координати;

τ – час;

a – коефіцієнт температуропровідності, що об'єднує в собі три константи речовини: теплопровідність λ , теплоємність c і густину ρ ($a \equiv \lambda/c\rho$).

Вважається, що в умовах однозначності міститься хоча б по одному значенню протяжності l_0 і часу τ_0 (періодичний процес). Тоді безрозмірні координати і час можуть бути представлені у відносній формі

$$x = \frac{x}{l_0}; \quad y = \frac{y}{l_0}; \quad z = \frac{z}{l_0}; \quad \tau = \frac{\tau}{\tau_0}. \quad (2.16)$$

Так як (2.15) являє собою рівняння температурного поля в середовищі з постійними фізичними властивостями, то замість абсолютної температури T можна ввести різницю ϑ відраховану від деякого постійного рівня T_{cep} . Припустимо, що за умов однозначності крім T_{cep} встановлено ще одне значення температури T_0 , наприклад, T_0 – початкова температура, а T_{cep} – температура довкілля. Безрозмірна різницева температура може бути записана тепер таким чином:

$$\vartheta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \frac{T - T_{cep}}{T_0 - T_{cep}}. \quad (2.17)$$

Після підстановки (2.16) та (2.17) у (2.15), отримуємо

$$\frac{\vartheta_0}{\tau_0} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = \frac{\alpha \vartheta_0}{l_0} \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right), \quad (2.18)$$

або

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = \frac{\alpha \tau_0}{l_0^2} \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right). \quad (2.19)$$

Очевидно, що в результаті цих перетворень загальна кількість параметрів зменшилася на три, тому що основне рівняння містить один параметр, а з умов однозначності виключені (за допомогою перетворення в одиницю) три характерні значення змінних (l_0, τ_0, ϑ_0).

Безрозмірні степенні комплекси, складені з величин, важливих для даного процесу, називаються *числами подібності*. Число подібності, що містить тільки задані за умовою завдання параметри, називається *критерієм подібності* і позначається першими двома літерами прізвищ відомих учених, які працювали у відповідній галузі. Комплекс, що входить у рівняння (2.19), називається *критерієм Фур'є* $Fo \equiv \alpha \tau_0 / l_0^2$.

Часто в умовах однозначності задається не одне, а кілька характерних значень змінних (часу, довжини, швидкості та ін.), в цьому випадку параметри можуть входити в кінцеві співвідношення не тільки в складі комплексів, але і як прості відношення однойменних величин, утворюючи *параметричні критерії*. Ці критерії характеризують властивості явищ в узагальненій формі. Параметричні критерії геометричної природи є розміри системи, виражені у відносній формі, і визначають умови геометричної подібності. Наприклад, параметричний критерій L/d , де L – довжина циліндра, d – його діаметр. Аналогічно параметричні критерії фізичної природи виражають умови подібності відповідних полів (наприклад, відношення вхідних швидкостей потоків рідини, що змішуються). Отже, у загальному випадку узагальнене розв'язання задачі записується у вигляді рівняння

$$\frac{U}{U_0} = f\left(\frac{\tau}{\tau_0}; \frac{x_1}{l_0}; \frac{x_2}{l_0}; \frac{x_3}{l_0}; \pi_1; \pi_2; \pi_3; \dots; P_1; P_2\right), \quad (2.20)$$

де U – шукана змінна величина;
 τ – час;

x_1, x_2, x_3 – координати;

U_0, l_0, r_0 – характерні значення відповідних величин;

$\pi_1; \pi_2, \dots$ – критерії подібності;

$P_1; P_2, \dots$ – параметричні критерії.

2.3. Подібні перетворення

Подібними явищами називають такі явища, для яких відношення подібних і характеристичних для них величин постійні, і будь-яку характеристику одного з них можна отримати з аналогічної характеристики іншого за допомогою пропорційного (подібного) перетворення.

Подібне перетворення розв'язання задачі в цілому передбачає множення кожної з величин, що містяться у рішенні (шукана і незалежні змінні, параметри) на деякий постійний, обраний для цієї величини множник k_i .

Рівняння (2.20) є узагальнене розв'язання задачі, записане в самій загальній формі. У цьому рішенні містяться всі часткові рішення, які можна отримати в умовах повернення до початкових абсолютних значень змінних. Якщо ж зафіксувати чисельні значення всіх критеріїв (і комплексного, і параметричного типу), то з загального рішення виділиться *узагальнений індивідуальний випадок*. Слід підкреслити, що фіксуються значення лише критеріїв, а не всіх без винятку чисел подібності. Щодо безрозмірних незалежних змінних, то їх значення визначають вибір подібних моментів часу (гомохронність) або подібних точок у просторі незалежно від того, у якій формі вони записуються – у відносній або комплексній.

Особливість узагальненого індивідуального випадку полягає в тому, що він виходить як найвища можлива (в нових безрозмірних змінних) ступінь індивідуалізації і поєднує в собі незліченну безліч індивідуальних конкретних випадків (у початкових абсолютних змінних), які утворюють *групу подібних явищ*. Для подібності явищ цього класу необхідно і достатньо рівності чисельних значень всіх критеріїв задачі

$$\pi_1 = idem; \pi_2 = idem; \dots P_1 = idem; P_2 = idem; \dots \quad (2.21)$$

У випадку виконання цієї умови всі явища, що розглядаються, будуть відповідати узагальненому випадку, тобто належатимуть до однієї і тієї ж групи подібних явищ. Співвідношення (2.21) можуть бути представлені у формі зв'язку між множниками такого перетворення k_i . Будь-який з критеріїв комплексного типу π_i є степенним добутком параметрів виду

$$\pi_i = z_1^{\alpha 1i} z_2^{\alpha 2i} \dots z_{n1}^{\alpha n1i}, \quad (2.22)$$

або для перетворених значень параметрів

$$\pi_i = (k_1 z_1)^{\alpha 1i} \cdot (k_2 z_2)^{\alpha 2i} \cdot (k_{n1} z_{n1})^{\alpha n1i}, \quad (2.23)$$

деякі з показників степеня α_{ij} можуть дорівнювати нулю. З умови $\pi_j = idem$ безпосередньо випливає

$$k_1^{\alpha 1j} \cdot k_2^{\alpha 2j} \cdot \dots \cdot k_{n1}^{\alpha n1j} = 1 \quad \text{для } j = 1, 2, \dots, r. \quad (2.24)$$

Цей зв'язок і визначає сукупність обмежень, яким має бути підпорядкований вибір множників k_j .

Критеріями подібності названі ті комплекси, які або взагалі не містять параметричних значень змінних, або критерій і відповідне число мають різні позначення. Число подібності є більш загальним поняттям, ніж критерій. Тому більшість комплексів названі числами подібності, тому що вони можуть зустрітися і як критерії подібності, і як безрозмірні змінні.

У табл. 2.1 наводиться перелік безрозмірних комплексів, що найчастіше зустрічаються у завданнях харчової технології.

Таблиця 2.1 – Безрозмірні комплекси

Найменування	Позначення	Ефекти, які порівнюються	Примітки
1	2	3	4
Число Рейнольдса	$Re \equiv \frac{vl}{\nu}$	Сили інерції та тертя (або перенесення кількості руху конвекцією та внутрішнім тертям)	ν – швидкість, l – довжина, ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості
Число Фруда	$Fr \equiv \frac{v^2}{gl}$	Сили інерції та гравітації	g – прискорення вільного падіння
Число Ейлера	$Eu \equiv \frac{\Delta p}{\rho v^2}$	Сили тиску та інерції	Δp – перепад тиску, ρ – густина
Число Лагранжа	$La \equiv \frac{\Delta p l}{\mu v}$	Сили тиску та тертя	μ – динамічний коефіцієнт в'язкості
Число Галілея	$Ga \equiv \frac{gl^3}{\nu^2}$	Сили гравітації та тертя	—
Число Архімеда	$Ar \equiv \frac{gl^3}{\nu^3} \cdot \frac{\Delta p}{\rho}$	Підйомна сила та сила тертя	$\Delta \rho$ – різниця густини
Число Грасгофа	$Ga \equiv \frac{gl^3}{\nu^3} \beta \Delta T$	Термічна підйомна сила та сила тертя	β – коефіцієнт об'ємного розширення, ΔT – різниця температур
Число Нусельта	$Nu \equiv \frac{cd}{\lambda}$	Перенесення теплоти конвекцією та теплопровідністю через нерухомий пристінковий шар рідини	α – коефіцієнт тепловіддачі, λ – теплопровідність рідини

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4
Число Пекле	$Pe \equiv \frac{vl}{\alpha}$	Перенесення теплоти конвекцією та теплопровідністю	—
Критерій Біо	$Bi \equiv \frac{\alpha l_0}{\lambda}$	Внутрішній та зовнішній термічні опори	λ – теплопровідність твердої стінки, l_0 – визначальний розмір
Число Фур'є	$Fo \equiv \frac{\alpha r}{l_2}$	Темпи зміни температури у навколишньому середовищі та всередині тіла	—
Критерій Прандтля	$Pr \equiv \frac{\nu}{\alpha}$	Перенесення кількості руху та теплоти за допомогою молекулярного механізму	—

2.4. Теореми подібності

Перша теорема подібності була сформульована І. Ньютоном. Відповідно до теореми, за умови подібності систем завжди можуть бути знайдені такі безрозмірні комплекси величин, які для подібних точок даних систем однакові, тобто *подібні між собою явища мають чисельно рівні критерії подібності*. Перша теорема подібності може бути сформульована також таким чином: *у подібних явищ, індикатори подібності рівні одиниці*.

Друга теорема подібності була доведена Бекінгемом, Федерманом та Афанасьєвою-Еренфест. *Відповідно до теореми будь-яка залежність між перемінними, що характеризують явще, може бути представлена у вигляді залежності між відповідними критеріями у формі рівняння подібності (критеріального рівняння)*.

Критерії подібності, складені лише з величин, що входять до умов однозначності, називають *визначальними*. Критерії, що включають також величини, які не є необхідними для однозначної характеристики даного процесу і самі залежать від цих умов, називають *визначаємими*. Який із критеріїв є визначальним, залежить від формулювання завдання. Таким чином, якщо визначаємими є деякий критерій K_1 , то рівняння зручніше представляти у вигляді степені функції, що виражає залежність визначаємого критерію K_1 , що містить потрібну величину, від визначальних критеріїв K_2, K_3, \dots, K_n , що відображають різні сторони процесу:

$$K_1 = CK_2^m K_3^n \dots K_n^r \quad (2.25)$$

Такі рівняння називають рівняннями у узагальнених перемінних (узагальненими) чи критеріальними рівняннями. Число та вид критеріїв, необхідних для опису процесу, можуть бути в багатьох випадках знайдені суто аналітичним шляхом загального виду системи диференціальних рівнянь даного процесу або на основі теорії розмірностей. Коефіцієнти C, m, n, r , що входять до рівняння подібності, визначаються дослідним шляхом. З критеріального рівняння, що представляє собою функціональну залежність між критеріями подібності, розрахувавши попередньо значення визначальних критеріїв, знаходять значення визначаємого критерію, а з нього – значення величини, що цікавить. Друга теорема подібності відповідає питанням, як обробляти результати дослідів, проведених на моделях: їх треба представляти як функціональну залежність між критеріями подібності.

Важливою перевагою розв'язання диференціальних рівнянь у вигляді критеріальних рівнянь є те, що в них входить менша кількість критеріїв. Це зумовлено тим, що критерії об'єднують кілька перемінних. Іншою перевагою критеріальних рівнянь є їх універсальність, тому що використання в них узагальнених перемінних (критеріїв) дозволяє застосовувати їх для цілої групи подібних між собою явищ, а не тільки для даного одичинного явища.

Третя теорема подібності *формулює необхідні і достатні умови подібності явищ: подібні до тих явищ, які описуються однією і тією ж системою диференціальних рівнянь і у*

яких дотримується подібність умов однозначності. Подібність умов однозначності за умови ідентичності диференційних рівнянь, що описують процеси, відповідає рівності визначальних критеріїв подібності. Отже, третя теорема подібності може бути сформульована і так: *явища подібні, якщо їх визначальні критерії чисельно рівні.*

Умовами однозначності називають граничні та початкові умови, що дозволяють з нескінченно великої кількості рішень системи диференційних рівнянь (інтегрування) виділити єдине, що відповідає умовам даної задачі. Критерії, що містять хоча б одну величину, що не входить до умов однозначності, називають *невизначальними*. З третьої теореми випливає, наприклад, що для подібності явищ руху рідини в трубах необхідно, щоб профілі швидкостей на вході були подібні один до одного.

Критеріальні рівняння виражають собою залежність визначасмого критерію від визначальних. З урахуванням постановки завдання відповідно до конкретних умов однозначності один і той же критерій може бути в одному випадку визначальним, в іншому - визначасим. Зазвичай, зважаючи на складність розв'язання диференційних рівнянь того чи іншого явища, вид критеріальних рівнянь знаходиться експериментально.

В процесі моделювання розрізняють повну та неповну подібність. Повна подобність передбачає рівність всіх критеріїв, а неповна – рівність лише основних їх. Встановити, які з критеріїв є основними для даного процесу, дозволяє їх фізичний зміст. Розглянемо з цього погляду критерій Рейнольдса. Швидкість, що стоїть у чисельнику, є мірою сил інерції потоку, а в'язкість у знаменнику – мірою сил тертя. Таким чином, за фізичним змістом критерій Рейнольдса є мірою співвідношення сил інерції і сил в'язкісного тертя в потоці.

Оскільки прискорення вільного падіння g у знаменнику критерію Фруда є мірою сил тяжіння, то за фізичним змістом критерій Фруда є мірою співвідношення сил інерції та сил тяжіння. Оскільки різниця тисків у критерії Ейлера є мірою сил тиску, його фізичний зміст полягає у тому, що він є мірою співвідношення сил інерції і сил тиску.

Якщо в потоці сили інерції переважають над силами тяжіння, то для нього основним критерієм є критерій Рейнольдса, за яким слід забезпечувати подібність в першу чергу. Якщо ж у потоці сили тяжіння переважають над силами інерції, то основним критерієм для нього є критерій Фруда, рівність якого для забезпечення подібності повинна використовуватись в першу чергу.

2.5. Аналіз розмірностей

Багато процесів харчової технології залежать від такого великого числа різних факторів, що для них не вдається отримати повного математичного опису; можна лише в найзагальнішому вигляді уявити залежність між різними змінними, що впливають на протікання процесу. Якщо деяка величина K_1 залежить від параметрів K_2, K_3, K_4 і K_5 , то загальний вигляд залежності між даними величинами

$$K_1 = f(K_2, K_3, K_4, K_5) \quad (2.26)$$

Для встановлення конкретного виду цієї функціональної залежності, тобто для знаходження розрахункового рівняння, може бути застосований метод аналізу розмірностей. В основу методу покладена π -теорема Бекінгема, згідно з якою *загальну функціональну залежність, що пов'язує між собою n змінних величин і m основних одиниць їх вимірювання, можна представити у вигляді залежності між $(n - m)$ безрозмірними комплексами цих величин, а за наявності подібності – у вигляді зв'язку між $(n - m)$ критеріями подібності.*

Так, наприклад, якщо аналізоване явище описане співвідношенням (2.26), що зв'язує п'ять якихось фізичних величин, і якщо ці величини виражаються за допомогою трьох основних одиниць вимірювання, то $n = 5$ і $m = 3$. Отже, $(n - m) = 2$, і зазначена функціональна залежність може бути представлена у вигляді функції між деякими двома безрозмірними комплексами π_1 та π_2 :

$$\pi_1 = f(\pi_2) \quad (2.27)$$

Структура функції повинна забезпечувати свободу вибору одиниць всіх первинних величин і незалежність відношення двох будь-яких значень вторинної величини від вибору цих одиниць (принцип абсолютності відносин). Таку властивість мають лише гомогенні функції. Ці функції можуть бути представлені тільки степенями добутокми:

$$K = k_1^{a_1} k_2^{a_2} \dots k_m^{a_m} \quad (2.28)$$

де K – множник перетворення вторинної величини;

k_i – множники перетворення первинних величин.

Це співвідношення визначає так звані метричні перетворення величин. З формальної точки зору ці пропорційні зміни чисельного значення величини, пов'язані з переходом до інших одиниць (метричне перетворення), з одного боку, і розглянутим подібним перетворенням явища (фізичне перетворення) – з іншого, повністю тотожні.

Показник степені a_i називається розмірністю вторинної величини щодо даної первинної. Сукупність розмірностей прийнято записувати у вигляді формули розмірності, тобто у вигляді символічного рівняння, яке виходить з останнього рівняння після заміщення множників перетворення величин їх символами. Символ вторинної величини зазвичай береться у прямі дужки. Наприклад, формула розмірності для швидкості (символ V) записується у вигляді

$$[V] = LT^{-1} \quad (2.29)$$

де L – символ довжини;

T – символ часу.

Поняття розмірності умовно можна поширити і на первинні величини, вважаючи розмірність первинної величини щодо самої себе рівною одиниці, а щодо будь-якої іншої первинної величини – нулю. За такої домовленості формула розмірності первинної величини збігається з її символом. Поняття розмірності зберігає свій суворий зміст незалежно від того, як визначається вторинна величина: безпосередньо через первинні чи з допомогою спочатку залучених інших (раніше визначених) вторинних величин. Це означає, що вторинні величини можуть входити як аргументи тільки в проміжні символічні співвідношення. Остаточні формули розмірності мають бути приведені до первинних величин. Наприклад, для сили (символ F) маємо

$$[F] = M[A] = MLT^{-2} \quad (2.30)$$

де M – символ маси;

A – символ прискорення.

Метод аналізу розмірностей ґрунтується на наступних положеннях.

Формулу розмірностей похідних одиниць можна представити у вигляді степенного комплексу основних одиниць. Якщо позначити фізичну величину через W , її розмірність у СІ можна записати

$$\dim W = (L)^\alpha (M)^\beta (T)^\gamma \quad (2.31)$$

Нехай величина W є функцією n розмірних величин

$$W = f(a_1, a_2, \dots, a_n).$$

Можна довести, що ця залежність заміниться рівнянням

$$P=f(1, 1, \dots, 1, \pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-1}), \quad (2.32)$$

де роль розмірних величин відіграє $n-k$ безрозмірних величин.

У гідродинамічних дослідженнях основна система складається з трьох одиниць (кг, м, с) означає $k = 3$, і замість n величин досліджуване явище представляється у вигляді залежності між $n-3$ безрозмірними комплексами цих величин. Залежність (2.32) – це критеріальне рівняння, яке дослідник повинен встановити, аналізуючи дослідні дані у вигляді комбінацій безрозмірних комплексів.

Розглянемо застосування методу аналізу розмірностей на прикладі визначення перепаду тисків під час руху рідини в трубопроводі. За умови, що диференціальне рівняння, яке описує цей процес, відсутнє. Відомо, що для встановленого руху рідини в прямій трубі перепад тисків Δp залежить від швидкості рідини v , її густини ρ , динамічної в'язкості μ , прискорення вільного падіння g , довжини труби l і її діаметра d .

Таким чином, відома лише функціональна залежність загального вигляду

$$\Delta p = f(v, \rho, \mu, g, l, d). \quad (2.33)$$

В даному випадку число перемінних $n = 7$, число одиниць вимірювання (довжини, часу і маси) $k = 3$. Тоді, згідно з π -теоремою, число безрозмірних комплексів, що описують процес, має бути рівним $(n - k) = 4$.

Представимо функціональну залежність (2.33) у степенному вигляді

$$\Delta p = x v^y \rho^z \mu^u g^r l^s d^t, \quad (2.34)$$

де x, y, z, u, r, s, t – невідомі числові коефіцієнти.

Одиниці вимірювання в СІ та розмірності величин, що входять (2.34):

$$\begin{aligned} \Delta p &= [Pa] = \left[\frac{H}{M^2} \right] = \left[\frac{\kappa^2}{M \cdot c^2} \right] = [ML^{-1}T^{-2}]; \\ v &= \left[\frac{M}{c} \right] = [LT^{-1}]; \\ \rho &= \left[\frac{\kappa^2}{M^3} \right] = [ML^{-3}]; \\ \mu &= [Pa \cdot c] = \left[\frac{H \cdot c}{M^2} \right] = \left[\frac{\kappa^2}{M \cdot c} \right] = [ML^{-1}T^{-1}]; \\ g &= \left[\frac{M}{c^2} \right] = [LT^{-2}]; \\ l &= [M] = [L]; \\ d &= [M] = [L]. \end{aligned}$$

Враховуючи, що розмірності обох частин рівняння (2.34) однакові, x – безрозмірний коефіцієнт, замінимо в ньому всі величини їх розмірністю

$$[\Delta p] = [v]^y [\rho]^z [\mu]^u [g]^r [l]^s [d]^t, \quad (2.35)$$

або після підстановки конкретного виразу розмірностей кожної величини отримуємо

$$ML^{-1}T^{-2} = [LT^{-1}]^y [ML^{-3}]^z [ML^{-1}T^{-1}]^u [LT^{-2}]^r [L]^s [L]^t. \quad (2.36)$$

Розкриваючи дужки у правій частині (2.35) і групуючи однорідні члени, знаходимо

$$ML^{-1}T^{-2} = M^{z+u} \cdot L^{y-3z-u+r+s+t} \cdot T^{-y-u-2r} \quad (2.37)$$

Прирівнюючи показники ступенів для однакових членів, тобто основних одиниць в обох частинах рівняння (2.37), отримуємо систему

$$\left. \begin{aligned} 1 &= z + u \\ -1 &= y - 3z - u + r + s + t \\ -2 &= -y - u - 2r \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

У системі (2.38) з трьох рівнянь – шість невідомих, тому будь-які три з цих змінних можна виразити через три інші

$$\begin{aligned} z &= 1 - u; \\ t &= r - s - u; \\ y &= 2 - 2r - u. \end{aligned}$$

Підставимо значення показників ступенів z , t , y в степенну залежність (2.35)

$$\Delta p = x v^{2-2r-u} \rho^{1-u} \mu^u g^r l^s d^{r-s-u}$$

Або

$$\Delta p = x v^{2-2r} v^{-u} \rho^{1-u} \mu^u g^r l^s d^r d^{-s} d^{-u} \quad (2.39)$$

Згрупувавши окремі величини у (2.39), знаходимо узагальнену залежність для визначення перепаду тисків

$$\frac{\Delta p}{\rho v^2} = x \left(\frac{v d \rho}{\mu} \right)^{-u} \left(\frac{v^2}{g d} \right)^{-r} \left(\frac{l}{d} \right)^s \quad (2.40)$$

Таким чином, потрібна функція, відповідно до π -теорема, представлена у вигляді співвідношення між чотирма безрозмірними комплексами величин – критеріями подібності Ейлера, Рейнольдса, Фруда і симплексом геометричної подібності. Числові значення коефіцієнта x і показників ступенів u , r , s повинні бути знайдені дослідним шляхом.

Величини, чисельні значення яких не залежать від вибору основних одиниць вимірювання, називаються *безрозмірними*. Таким чином, всі показники розмірності у відповідних рівняннях обертаються в нуль – цим обумовлена інваріантність безрозмірних величин по відношенню до метричних перетворень. Тому для безрозмірних величин прийнято також назву *величини нульової розмірності*. Безрозмірна величина може бути складена як з однойменних (відносні змінні, параметричні критерії), так і з різноіменних величин (числа подібності).

Методи подібності і розмірностей тісно пов'язані між собою і вказують, як повинен бути поставлений експеримент, як скласти програму досліджень і яким вимогам повинна задовольняти модель, які величини треба вимірювати в дослідах і які прилади для цього треба використовувати, як слід обробляти отримані результати і на які їх можна поширити, як узагальнювати і аналізувати дані експериментів.

2.6. Гідродинамічна подібність потоків рідини

Перетворення диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса для подібних потоків рідини. Критерії гідродинамічної подібності та їх фізичний зміст. Рух в'язкої рідини, як будь-яке складне явище природи, може бути описано суто теоретично за допомогою диференціальних

рівнянь. Ці рівняння описують цілий клас однорідних за своєю сутністю явищ, і для застосування їх до конкретної умови вони повинні бути обмежені так званими умовами однозначності (геометричними, фізичними, граничними та початковими). Складність основних рівнянь гідродинаміки, наприклад рівнянь Нав'є-Стокса, призводить до того, що для багатьох практичних завдань не вдається знайти точне аналітичне рішення, або воно виявляється дуже громіздким.

Сукупність параметрів, що зумовлюють якийсь гідродинамічний процес, можна розглядати як конкретне рішення диференціальних рівнянь цього процесу. Йому відповідає цілком конкретні початкові та граничні умови. Вони є залежностями або константами, що визначають фізичні параметри в початковий момент та на границях під час руху. Отже, не тільки рівняння процесу, але також безрозмірні форми початкових і граничних умов подібних потоків повинні бути однаковими. Маючи це на увазі, запишемо рівняння Нав'є-Стокса для рідини, що не стискається:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right), \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right), \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right), \end{aligned}$$

які замикаються рівнянням нерозривності $\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0$ і характеристичним рівнянням виду $\rho = \varphi(p, T)$, і приведемо їх до безрозмірного виду, для чого виберемо характерні значення фізичних параметрів (масштаби): швидкостей v – (середню швидкість); часу – T (деякий проміжок часу); проєкції прискорення масових сил $X, Y, Z - g$ (прискорення вільного падіння); тисків – Δp (деякий перепад тисків); довжин – l (деяку довжину); фізичних величин ν, ρ і так далі – ν_0, ρ_0 і так далі віднесемо до них відповідні розмірні величини. Всі безрозмірні величини позначатимемо знаком (*).

Тоді

$$\begin{aligned} u_x^* &= \frac{u_x}{v}, u_y^* = \frac{u_y}{v}, u_z^* = \frac{u_z}{v}, t^* = \frac{t}{T}, x^* = \frac{x}{l}, y^* = \frac{y}{l}, z^* = \frac{z}{l}, X^* = \frac{X}{g}, \\ Y^* &= \frac{Y}{g}, Z^* = \frac{Z}{g}, p^* = \frac{p}{\Delta p}, \nu^* = \frac{\nu}{\nu_0}, \rho^* = \frac{\rho}{\rho_0}. \end{aligned}$$

Підставимо в систему диференціальних рівнянь значення, виражені через безрозмірні величини

$$\begin{aligned} \frac{\nu}{T} \frac{\partial u_x^*}{\partial t^*} + \frac{\nu^2}{l} \left(u_x^* \frac{\partial u_x^*}{\partial x^*} + u_y^* \frac{\partial u_x^*}{\partial y^*} + u_z^* \frac{\partial u_x^*}{\partial z^*} \right) &= gX^* - \frac{\Delta p}{\rho_0 l} \frac{1}{\rho^*} \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{\nu_0 \nu}{l^2} \nu^*, \\ \left(\frac{\partial^2 u_x^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u_x^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 u_x^*}{\partial z^{*2}} \right) & \end{aligned}$$

Аналогічно можуть бути отримані вирази для осей y і z , але ця форма рівнянь Нав'є-Стокса ще не є безрозмірною, оскільки перед кожним із членів стоїть розмірний комплекс, складений з характерних величин. Щоб отримати повністю безрозмірну форму і звести

кількість цих комплексів до мінімуму, можна розділити всі члени рівняння на один з них.

Розділимо всі члени рівняння на коефіцієнт для конвективного прискорення v^2/l

$$\frac{l}{vT} \frac{\partial u_X^*}{\partial t^*} + \left(u_X^* \frac{\partial u_X^*}{\partial x^*} + u_Y^* \frac{\partial u_X^*}{\partial y^*} + u_Z^* \frac{\partial u_X^*}{\partial z^*} \right) = \frac{gl}{v^2} X^* - \frac{\Delta p}{\rho_0 v^2} \frac{1}{\rho^*} \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{v_0}{vl} v^* \cdot \left(\frac{\partial^2 u_X^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u_X^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 u_X^*}{\partial z^{*2}} \right).$$

Тут усі члени рівняння, включаючи комплекси з характерних параметрів, безрозмірні. Якщо два потоки подібні, то рівняння, що описують закономірності їх руху повинні бути тотожними, тобто безрозмірні комплекси, що входять як коефіцієнти, повинні бути однакові:

$$\left(\frac{l}{vT} \right)_I = \left(\frac{l}{vT} \right)_{II}; \quad \left(\frac{gl}{v^2} \right)_I = \left(\frac{gl}{v^2} \right)_{II}; \quad \left(\frac{\Delta p}{\rho v^2} \right)_I = \left(\frac{\Delta p}{\rho v^2} \right)_{II}; \quad \left(\frac{v_0}{vl} \right)_I = \left(\frac{v_0}{vl} \right)_{II}.$$

Безрозмірні комплекси в дужках називаються *критеріями (числами) подібності* та отримали такі власні найменування: $\frac{l}{vT} = Sh$ – число Струхала або *Но* – число гомохронності;

$$\frac{v^2}{gl} = Fr - \text{число Фруда}; \quad \frac{\Delta p}{\rho v^2} = Eu - \text{число Ейлера}; \quad \frac{v_0}{v_0} = Re - \text{число Рейнольдса}.$$

Тепер умови подібності можна записати у вигляді

$$Sh = idem; \quad Fr = idem; \quad Eu = idem; \quad Re = idem.$$

Однакові безрозмірні диференційні рівняння, що описують групу гідродинамічних процесів, разом з безрозмірними умовами однозначності (початковими і граничними умовами), а також однакові значення критеріїв подібності є необхідними умовами гідродинамічної подібності. Критеріальні рівняння виражають собою залежність визначеного критерію від визначальних. З урахуванням постановки завдання відповідно до конкретних умов однозначності один і той же критерій може бути в одному випадку визначальним, в іншому - визначеним.

Звичай зважаючи на складність розв'язання диференційних рівнянь того чи іншого явища, вид критеріальних рівнянь знаходиться експериментально. В процесі моделювання розрізняють повну та неповну подібність. Повна подібність передбачає рівність усіх критеріїв, а неповна – рівність лише основних з них.

Контрольні питання

1. Які методи використовують для вивчення процесу?
2. Що таке теорія подібності?
3. Які методи моделювання застосовуються?
4. Що називається умовами однозначності?
5. Що називається подібними явищами?
6. Які подібності розрізняють?
7. Що таке початкові та граничні умови?
8. Що називається крайовою умовою?
9. Як задаються граничні умови першого, другого та третього роду?

10. Що називається числом подібності? Критерієм подібності?
11. Які явища називаються подібними?
12. Які безрозмірні комплекси використовуються в задачах харчової технології?
13. Як формулюється перша теорема подібності?
14. На які питання відповідає друга теорема подібності?
15. Що формулює третя теорема подібності?
16. Що передбачає повна та неповна подібність?
17. Що покладено в основу методу аналізу розмірностей?
18. Які величини називаються безрозмірними?
19. Які рідини називаються ізотропними?

Розділ 3. ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ГІДРОМЕХАНІКИ

Гідраліка ділиться на гідростатику, що розглядає закони рівноваги рідин, та гідродинаміку, яка вивчає закони їх руху. Умови рівноваги рідин описуються диференційними рівняннями рівноваги Ейлера. Рішення рівнянь руху в'язкої (Нав'є-Стокса) і ідеальної (Ейлера) рідини дозволяють отримати закон збереження енергії для рідини, що рухається (рівняння Бернуллі), закон розподілу швидкостей (Стокса) і залежності для визначення енергії, що витрачається на подолання сил внутрішнього тертя.

3.1. Основні поняття гідромеханіки

Наука, що вивчає найпростішу форму руху – відносне переміщення тіл та їх рівновагу, називається механікою суцільних середовищ. Основу механіки суцільних середовищ становлять єдині диференційні рівняння, що описують механічний рух середовищ і враховують їх специфічні властивості. Рідини і гази з погляду механіки розрізняються лише ступенем стисливості. У разі, коли ця властивість перестає бути визначальною, рішення рівнянь руху суцільного середовища виявляються однаковими як рідин, так газів.

Закони гідромеханіки та їх практичні додатки вивчаються в гідраліці, яка складається з двох розділів: *гідростатики та гідродинаміки*. Гідростатика розглядає закони рівноваги у стані спокою, а гідродинаміка – закони руху рідин та газів. Знання законів механіки рідини і газу необхідні для вирішення багатьох практичних питань харчової промисловості: розрахунку трубопроводних систем для переміщення води, повітря, газу та інших рідин, пристроїв для передачі теплової енергії (теплообмінні апарати) і для здійснення обміну масою між середовищами (масообмінні апарати), конструювання машин, які передають рідині механічну енергію енергію (насоси, вентилятори, холодильні установки), проєктування сушильних установок, повітро- та газоочисних апаратів, вентиляційних пристроїв та кондиціонерів.

У гідраліці прийнято поєднувати рідини, гази та пари під єдиним найменуванням – рідини. Це тому, що закони руху рідин і газів (парів) практично однакові, якщо їх швидкості значно нижче швидкості звуку.

Моделі рідкого середовища та методи дослідження. В силу своєї молекулярної будови будь-яка рідина є дискретною речовиною. Однак передбачається, що рідину можна вважати суцільним матеріальним середовищем, яке безперервно заповнює простір без порожнечі і розривів, що допускає необмежену ділимість її матеріальних частинок. Усі характеристики рідини є безперервними функціями, що мають безперервні часткові похідні за всіма своїми аргументами. За такого припущення стає можливим застосовувати до рідини сучасний математичний апарат диференційного та інтегрального обчислень. Але це ж припущення накладає і певні обмеження на отримані математичні залежності, які будуть несправедливі для об'єктів, розміри яких можна порівняти з довжиною вільного пробігу молекул (рух рідини в мікроскопічних каналах, рух макроскопічних тіл у розріджених газах).

У технічній гідромеханіці використовується поняття про *ідеальну рідину*, яка, на відміну від реальної (в'язкої) рідини, абсолютно не стискається під дією сил тиску, не змінює густини зі зміною температури і не має в'язкості. *Реальні рідини* поділяються на два класи: малостисливі (краплинні) і стисливі (газоподібні). Краплинні рідини мають цілком певний об'єм, який практично не змінюється під дією зовнішніх сил. Гази, займаючи весь наданий їм простір, значно змінюють об'єм, стискаються і розширюються під впливом зовнішніх сил. Краплинні рідини легко змінюють форму, але важко змінюють об'єм, а гази легко змінюють як об'єм, так і форму.

Для вивчення законів рівноваги та руху рідини широко використовуються математичні (аналітичні) та експериментальні методи. Завдяки математичним методам дослідження, що полягають у складанні та інтегруванні диференційних рівнянь руху рідини, отримані результати строгі і точні. Однак у більшості випадків характер руху рідин виявляється настільки складним, що скласти рівняння, що точно описують рух, не можливо. Тому широко

використовують наближені рівняння та методи їх вирішення. До математичних методів відносяться: метод нескінченно малих величин, контрольних об'ємів, статистичний.

Метод нескінченно малих величин (диференційний метод). Рідина розглядається як безперервне середовище з необмеженою подільністю її матеріальних частинок до розмірів математичної точки. Цей метод полягає у складанні на основі другого закону Ньютона диференційних рівнянь руху (спокою) з подальшим їх інтегруванням. Для спостереження за різними частинками рідини використовуються два способи: субстанційний (спосіб Лагранжа) – спостереження ведеться за рухом обраної частинки рідини через різні точки простору; локальний (спосіб Ейлера) – спостереження ведеться за різними частинками рідини, що проходять через вибрану точку простору.

Під час дослідження руху рідини за методом Лагранжа геометричними характеристиками руху є траєкторії та лінії відмічених точок, а за методом Ейлера – лінії течії. Методи Лагранжа та Ейлера пов'язані один з одним. Перехід від координат Лагранжа до координат Ейлера здійснюється шляхом диференціювання, що завжди можливо, а зворотний перехід здійснюється інтегруванням, що завжди складно, а іноді і неможливо.

Метод контрольних об'ємів (метод кінцевих об'ємів чи метод середніх величин). Цей метод дозволяє переходити від рівняння, що визначає значення величини в точці, на кінцевий об'єм, виділений в потоці рідини (значення середніх швидкостей потоку, рівняння нерозривності потоку, рівняння Бернуллі для потоку рідини).

Для складання інтегральних характеристик руху метод використовує загальні закони механіки та фізики – закон збереження матерії (маси) та закон збереження енергії в його загальному вигляді (перший закон термодинаміки) та у формі теореми кінетичної енергії. У ряді випадків, як наслідок другого закону Ньютона, застосовується теорема збереження кількості руху.

Статистичний метод заснований на уявленні про рідину як середовище, що складається з окремих частинок. За допомогою апарату математичної статистики досліджуються масові явища в рідині: обчислюється середнє значення параметра, що характеризує масове явище, а потім вивчається розподіл окремих явищ і кількісний аналіз поведінки окремих частинок.

Експериментальний метод ґрунтується на теорії інженерного експерименту, яка вчить, як ставити і планувати експеримент, правильно проводити вимірювання, узагальнювати результати окремих дослідів і поширювати їх на цілі класи явищ, встановлюючи потрібні кількісні залежності. Основою теорії інженерного експерименту є узагальнений аналіз, що включає класичну теорію подібності, методи характеристичних масштабів та аналізу розмірностей. Експериментальний метод використовується під час проектування гідравлічних машин, визначення опорів у каналах складної форми та ін.

Метод аналогій є одним з різновидів експериментального методу моделювання явищ. Встановлено, що процеси фільтрації (руху рідин у пористих шарах твердого матеріалу) і рух електричного струму у провідному середовищі аналогічні і описуються одними й тими самими диференційними рівняннями Лапласа. Це дозволило створити метод електро-гідродинамічних аналогій.

Основні фізичні властивості рідин. Розглянемо фізичні властивості, важливі для технічної гидромеханіки.

Густина та питома вага рідини. Істинною густиною ρ рідини в точці називають межу відношення маси елементарного рідкого об'єму dm до цього об'єму dV за умови зменшення останнього до нуля:

$$\rho = \lim_{dV \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV}. \quad (3.1)$$

Істинною питомаю вагою рідини γ у точці називається межа відношення ваги dG елементарного рідкого об'єму до цього об'єму за умови зменшення останнього до нуля:

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{dG}{dV}. \quad (3.2)$$

Питома вага та густина пов'язані між собою:

$$\gamma = g \rho, \quad (3.3)$$

де g – прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Густина і питома вага краплинних рідин значно вища, ніж відповідні характеристики пружних рідин, і порівняно мало змінюються під впливом тиску або за зміни температури. Густина газів розраховується на основі рівняння стану ідеальних газів:

$$pV = RTm / M, \quad (3.4)$$

де p – тиск, H / m^2 ;

T – температура, K ;

R – універсальна газова постійна $R = 8,314 \text{ кДж/(кмоль K)}$;

M – маса 1 кмоль (мольна маса) газу, $kg/кмоль$.

Густина є властивістю, що характеризує інерційність рідини, тоді як питома вага одночасно відображає властивості гравітаційного поля, в якому знаходиться ця рідина. Тому використання густини є більш доцільним під час виведення різного роду рівнянь, а іноді єдиним можливим. У загальному випадку густина і питома вага рідини є функціями тиску та температури. Однак для краплинних рідин ці залежності дуже незначні (з підвищенням тиску і зниженням температури густина і питома вага краплинних рідин, як правило, збільшуються дуже повільно). Для газів ці залежності дуже істотні і встановлюються термодинамічним рівнянням стану газу. Для практичних розрахунків можна скористатися рівнянням стану ідеального газу:

$$p = \rho RT, \quad (3.5)$$

де p – тиск, Pa ;

R – газова постійна, $Dж/(kg.K)$;

T – абсолютна температура, K .

Під ідеальним газом у термодинаміці розуміють газ, у якого молекули не взаємодіють на відстані і є матеріальними точками (тобто не мають розмірів).

У ряді завдань гідравліки замість істинної густини або питомої ваги рідини використовуються їх середні значення, які визначаються як відношення маси або ваги кінцевого об'єму рідини до цього об'єму,

$$\rho_{\text{ср}} = m/V, \quad \gamma_{\text{ср}} = G/V.$$

Для однорідних рідин, властивості яких однакові за всіма напрямками, справжні густина і питома вага виявляються однаковими в будь-якій точці і рівними їх середнім значенням.

Текучість і в'язкість. Текучість – це властивість, загальна для всіх рідин, що означає здатність текти під впливом найменших зсувних зусиль і обумовлена тим, що в стані рідини, що покоїться, вони не здатні чинити опір внутрішнім дотичним зусиллям, тобто зусиллям, що діють вздовж поверхні зсуву. Цим, зокрема, пояснюється рух рідини в трубі за наявності незначної різниці тисків. З іншого боку, самий незначний відносний рух шарів (частинок) рідини породжує ефект опору, названий *в'язкістю*, який обумовлений виникненням під час руху дотичних напруг.

За фізичним змістом динамічна в'язкість рідини являє собою силу внутрішнього тертя (силу зсуву), що припадає на одиницю поверхні дотичних шарів рідини коли градієнт швидкості дорівнює одиниці. Поряд з динамічною в'язкістю рідини в гідравліці широко

використовується кінематична в'язкість ν . Зв'язок між цими в'язкостями встановлюється формулою:

$$\nu = \mu / \rho. \quad (3.6)$$

У загальному випадку μ та ν є функціями тиску та температури. Однак для краплинних рідин вплив тиску у широкому діапазоні його зміни може бути незначним. Але в'язкість краплинних рідин істотно зменшується з підвищенням температури, а в'язкість газів зростає. У гідравліці впливом в'язкості іноді нехтують. Рідина, позбавлена в'язкості називають *ідеальною*. У ряді випадків аналітичні рішення, отримані для ідеальної рідини, добре узгоджуються з дослідями на *реальній рідині*. У деяких завданнях рівняння, виведені для ідеальної рідини, можуть бути застосовні до реальних рідин лише після введення поправочних коефіцієнтів і навіть додаткових членів, перевірених дослідом, і така ідеалізація рідини виявляється не виправданою.

Закон Ньютона (3.16) справедливий для рідин з невеликою молекулярною масою, в'язкість яких є функцією температури і тиску, але не залежить від швидкості зсуву. У таких рідин, що носять назву ньютонівські, залежність від швидкості зсуву (крива течії) є лінійною. Рідина, що не підкоряється закону Ньютона і виявляє залежність в'язкості від швидкості зсуву (колоїдні суспензії, високомолекулярні сполуки), називаються *неньютонівськими*; їхня крива течії є нелінійною. Однак у промисловості доводиться мати справу і з ньютонівськими рідинами, що характеризуються аномальними властивостями (розчини багатьох полімерів, колоїдні розчини, густі суспензії, пасти та ін.).

В'язкість істотно впливає на режими течії рідин і на опори, що виникають під час їх руху. Тому інтенсифікація багатьох гідродинамічних, а також теплових і масообмінних процесів часто досягається за рахунок зменшення в'язкості середовища, наприклад шляхом підвищення температури краплинних рідин.

Неньютонівські рідини поділяють на групи з наступними властивостями:

1) швидкість зсуву у даній точці залежить тільки від напруги у цій точці (реологічні стаціонарні рідини);

2) швидкість зсуву залежить від тривалості дії напруги (реологічні нестаціонарні рідини);

3) поєднання властивостей твердого тіла і рідини, що проявляються у вигляді пружного відновлення форми після зняття напруги (в'язкопружні рідини).

Стисливість. Стисливістю називають властивість рідини змінювати свій об'єм під впливом тиску. Зі зростанням тиску об'єм рідини зменшується.

Стискання рідини характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення β ($\text{м}^2/\text{Н}$), який визначається витікаючим із закону Гука співвідношенням,

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}, \quad (3.7)$$

де V – об'єм рідини, м^3 ;

p – тиск у ній, Па.

За фізичним змістом коефіцієнт об'ємного стиснення є відносною зміною об'єму рідини dV/V , що припадає на одиницю зміни тиску dp .

Величину, зворотну коефіцієнту об'ємного стиснення, називають об'ємним модулем пружності рідини

$$E = 1 / \beta_V. \quad (3.8)$$

Зі зростанням тиску стисливість рідин зменшується, зі зростанням температури – збільшується. Виняток становить лише вода, для якої коефіцієнт об'ємного стиснення для

малих тисків зі зростанням температури спочатку зменшується, досягає мінімуму за 50°C, а потім збільшується. За умови високих тисків стисливість води зменшується. Стисливість краплинних рідин дуже незначна, тому їх у більшості практичних випадків вважатимуться нестисливими. Наприклад, для води за температури 20°C та тиску 1МПа коефіцієнт об'ємного стиснення β_v становить лише $0,505 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$. Гази ж, навпаки, мають дуже значну стисливість, так що нею можна знехтувати досить рідко. Стискання газів, як правило, враховують введенням в аналіз термодинамічного рівняння стану газу, яке для ідеального газу має вигляд (3.4).

Стисливість характеризується наступною формулою

$$a^2 = dp / d\rho, \quad (3.9)$$

де dp – зміна тиску, Па;

$d\rho$ – зміна густини $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для оцінки стисливості середовища під час його руху важливо не абсолютне значення швидкості звуку, а відношення швидкості течії u до швидкості звуку a , яке називається числом Маха

$$Ma = u / a. \quad (3.10)$$

Якщо швидкість руху середовища мала в порівнянні зі швидкістю звуку в ній, то число Маха мало в порівнянні з одиницею, і середовище, що рухається, можна розглядати як стисливу рідину. За умови руху газів зі швидкістю менше 70 м/с стисливість можна не враховувати, а понад 70 м/с – розглядати як рідину, що стискається.

Міцність на розрив. Під час вирішення практичних завдань припускають, що рідини і газу не чинять опору розтягуючим зусиллям. Для газів це очевидно завдяки їх властивості безмежно розширюватися. Крапельна рідина не заповнює весь обсяг посудини, в якій вона знаходиться, а утворює на межі з навколишнім газом вільну поверхню. Дослідження показують, що якщо стінки посудини ретельно очищені і рідина не містить газу, міцність її на розрив може виявитися досить значною (для води до $2800 \text{ Н}/\text{см}^2$). Однак ця цифра відповідає уявленню про розрив рідини, що відбувається одночасно у всьому її об'ємі. Насправді розрив завжди починається в одному «найслабшому» місці. Наявність в рідині розчиненого повітря і різних домішок (розчинених солей, твердих частинок та ін.) знижує міцність рідини майже до нуля.

Капілярність. Поверхневий шар краплинної рідини на її вільній поверхні знаходиться в особливому напруженому стані, що викликається невривноваженістю дії молекулярних сил і характеризується силами поверхневого натягу. Зазвичай цими силами в гідравліці нехтують, проте в деяких випадках їх вплив стає помітним. Наприклад, у трубках малого діаметра рівень рідини, що змочує стінки, піднімається (рис. 3.1, а) і опускається, якщо стінки не змочуються (рис. 3.1, б) в порівнянні з рівнем за відсутності поверхневого натягу. Це називають *капілярністю*. Висота капілярного підняття води h у скляній трубці діаметром d мм, для 20°C $h = 30/d$, для ртуті за тих же умов $h = 10/d$.

Стан насичення. За певних умов рідина може переходити до пари. Якщо пароутворення відбувається з поверхні рідини, то такий процес називають випаровуванням. Значно більший вплив на гідродинаміку потоку може надавати процес кипіння, коли пароутворення відбувається у всьому об'ємі рідини. Закипання рідини у всмоктуючих порожнинах насосів, на гребних гвинтах суден (кавітація) може призвести до порушення режиму їх роботи і навіть руйнування. Якщо випаровування може відбуватися за будь-якої температури і тиску, то кипіння спостерігається за певного для даної рідини співвідношення температури і тиску. Умови, за яких відбувається кипіння, називають станом насичення, а відповідні параметри (тиск, температура) – параметрами насичення.

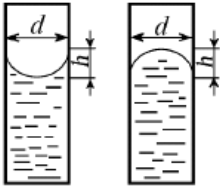


Рисунок 3.1–
Капілярність у випадку

змочування стінок трубки рідиною (а) і за відсутності змочування (б)

Розчинність газів у рідинах відбувається за всіх умов, але кількість розчиненого газу в одиниці об'єму рідини по-різному для різних рідин і змінюється зі збільшенням тиску

$$\frac{V_c}{V_p} = k \frac{P_2}{P_1}, \quad (3.11)$$

де V_c, V_p – об'єм розчиненого газу та рідини, m^3 ;

P_1, P_2 – початковий та кінцевий тиск газу, Па;

k – коефіцієнт розчинності (коефіцієнт розчинності повітря для $20^\circ C$: для води $k = 0,016$, для гасу $k = 0,127$, для трансформаторного масла $k = 0,083$, для індустріального масла $k = 0,076$).

В процесі зниження тиску в рідині відбувається виділення розчиненого в ній газу, причому газ виділяється з рідини інтенсивніше, ніж розчиняється в ній.

Поверхневий натяг. У деяких процесах харчової технології краплинна рідина під час руху стикається з газом або з іншою крапельною рідиною, практично не змішуючись з ними. Поверхня поділу між фазами прагне до мінімуму під дією поверхневих сил. Відповідно краплі, зважені в газі або в іншій рідині, і бульбашки газу в рідині приймають форму, близьку до сферичної. Це пояснюється тим, що молекули рідини всередині її об'єму відчувають приблизно однаковий вплив сусідніх молекул, тоді як молекули, що знаходяться на поверхні розділу фаз, притягуються молекулами внутрішніх шарів рідини сильніше, ніж молекулами довкілля. В результаті на поверхні рідини виникає тиск, спрямований всередину рідини по нормалі до її поверхні, який прагне зменшити цю поверхню до мінімуму.

Отже, для збільшення поверхні необхідна деяка витрата енергії. Роботу, необхідну для утворення одиниці нової поверхні, називають міжфазним або поверхневим натягом, який у системі СІ вимірюється у наступних одиницях $[\sigma] = [Дж/м^2] = [Н м/м^2] = [Н/м]$. Поверхневий натяг можна розглядати також як силу, що діє на одиницю довжини поверхні розділу рідини і середовища, що стикається з нею. Поверхневий натяг зменшується зі збільшенням температури. З його величиною пов'язані характеристики змочування краплинними рідинами твердих матеріалів; змочування істотно впливає на гідродинамічні умови протікання процесів в абсорбційних і ректифікаційних апаратах, конденсаторах парів та ін.

Сили, що діють у рідині. Розрізняють дві категорії сил: масові та поверхневі. Масові сили діють на кожен елемент середовища і пропорційні масі та об'єму елемента. До них відноситься сила тяжіння (вага)

$$G = mg. \quad (3.12)$$

Крім сил тяжіння, щодо руху суцільного середовища велике значення мають і сили інерції

$$I = -m a. \quad (3.13)$$

Поверхнева сила проявляється на граничних поверхнях об'єму середовища, що розглядається. Поверхневу силу, що діє на елементарну площадку, можна завжди розкласти на дві складові: нормальну силу ΔP і дотичну ΔT . Першу називають силою тиску (оскільки в рідині діють тільки стискаючі зусилля), а другу – силою опору (рідинного тертя). Сили опору проявляються тільки під час руху рідини, а сили тиску діють як у стані спокою, так і в середовищі, що рухається. Рідина може зберігати свій рівноважний стан у тому випадку, якщо на неї діють лише сили тиску.

Поверхневі сили, віднесені до одиниці площі, називають напругою. У суцільному

середовищі вони розподіляються безперервно. Тому напруги діють у всіх точках виділеного об'єму середовища і можна говорити про його напружений стан. Нормальні напруження в рідині, що визначаються межею відношення сили тиску ΔP до площадки ΔS

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} (\Delta P / \Delta S), \quad (3.14)$$

називають гідромеханічним тиском чи просто тиском.

Тиск, що діє в рідині в стані спокою, називають *гідростатичним*, а в рухомій – *гідродинамічним*. В процесі переходу від точки до точки тиск змінюється. Тому відношення кінцевої сили тиску P до кінцевої площі S дає середній тиск на цю площу $p = P/S$.

Межа відношення елементарної сили ΔT до площадки ΔS , або відношення кінцевої дотичної сили T до площі S , називають дотичною напругою:

$$\tau = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} (\Delta T / \Delta S), \quad \text{або} \quad \tau = T / S. \quad (3.15)$$

Дотичні напруження виникають в процесі деформації зсуву, де найбільш чітко проявляються особливості рідкого середовища. Розглянемо деформацію зсуву твердого (пружного) тіла та рідкого середовища. У першому випадку дотичні напруги, спричинені дією зрушуючої сили $\Delta T = \Delta S E \varphi$ (рис. 3.2, а), пропорційні кутовій деформації φ :

$$\tau = \Delta T / \Delta S = \Delta S E \varphi / \Delta S = E \varphi,$$

де E – модуль пружності тіла.

У другому випадку (рис. 3.2, б) дотичні напруги виникають в результаті ковзання верхньої грані куба щодо нижньої і деформація зсуву в даному випадку:

$$\varphi = \frac{du}{dn},$$

де $\frac{du}{dn}$ градієнт швидкості зсуву (du – зміна швидкості течії після переміщення на відстань dn від поверхні шару в перпендикулярному до нього напрямку).

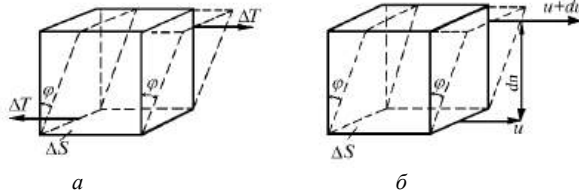


Рисунок 3.2 – Деформація зсуву твердого тіла (а) та рідкого середовища (б)

Сила зсуву $\Delta T = \Delta S \mu \frac{du}{dn}$, звідки

$$\tau = -\mu \frac{du}{dn}, \quad (3.16)$$

де μ – коефіцієнт пропорційності (динамічний коефіцієнт в'язкості або просто динамічна в'язкість), Па·с.

Рівняння (3.16) є законом внутрішнього тертя Ньютона, згідно з яким *напруга внутрішнього тертя, що виникає між шарами рідини під час її течії, прямо пропорційна градієнту швидкості.*

Знак мінус у правій частині рівняння (3.16) вказує на те, що відносна напруга гальмує шар, що рухається з відносно більшою швидкістю (або розганяє його відносно шару, що рухається повільно).

Іноді в'язкість рідин характеризують кінематичним коефіцієнтом в'язкості:

$$\nu = \mu / \rho = \mu g / \gamma$$

Виходячи з рівняння (3.16) рідину можна розглядати як тіло, у якого дотичні напруження виникають тільки під час руху одного шару по відношенню до іншого. Якщо у твердому тілі напруги зсуву пропорційні величині деформації, то у рідині вони залежить від швидкості деформації; якщо в рідині, що покоїться, дотичні напруги відсутні ($\tau = 0$, $du = 0$), у твердому тілі вони можуть існувати. Внутрішні сили, що виникають у рідині під час деформації зсуву, носять характер сил тертя, у твердому тілі – сил пружності. Сили тертя в рідині відрізняються від тертя твердих тіл: в рідині ефект тертя залежить від градієнту швидкості, а в твердих тілах він є функцією нормального тиску.

3.2. Гідростатика

У гідростатиці вивчається рівновага рідин, що перебувають у стані відносного спокою, коли в рідині, що рухається, її частки не переміщуються одна відносно іншої, а сили внутрішнього тертя відсутні, що дозволяє вважати рідину *ідеальною*. У стані відносного спокою форма об'єму рідини не змінюється, і вона, подібно до твердого тіла, переміщається як єдине ціле. Так наприклад, рідина знаходиться в відносному спокої в ємності, що переміщається (наприклад, в цистерні), всередині обертового з постійною кутовою швидкістю барабану центрифуги та ін. Рідина в нерухомій ємності знаходиться в абсолютному спокої, який в такому розумінні є частковим випадком відносного спокою. Співвідношення між силами, що діють на рідину, яка перебуває в стані спокою, виражається диференціальними рівняннями рівноваги Ейлера.

Диференціальні рівняння рівноваги Ейлера. В об'ємі рідини, що знаходиться в спокої, виділимо елементарний паралелепіпед об'ємом dV з ребрами dx , dy і dz , розташованими паралельно осям координат x , y і z (рис. 3.3). Сила тяжіння, що діє на паралелепіпед, виражається добутком його маси dm на прискорення вільного падіння g , тобто дорівнює $g dm$. Сила гідростатичного тиску на будь-яку з граней паралелепіпеда дорівнює добутку гідростатичного тиску p на площу цієї грані. Будемо вважати, що тиск p є функцією всіх трьох координат: $p = f(x, y, z)$.

Згідно з основним принципом статки, *сума проєкцій на осі координат всіх сил, що діють на елементарний об'єм, що знаходиться в рівновазі, дорівнює нулю*. В іншому випадку відбувалося б переміщення цього об'єму. Розглянемо суму проєкцій сил на вісь z . Сила тяжіння спрямована вниз, паралельно до осі z . Тому для обраного позитивного напрямку осі z (див. рис. 3.3) сила тяжіння буде проєктуватися на цю вісь зі знаком мінус:

$$-g dm = -g \rho dV = -\rho g dx dy dz. \quad (3.17)$$

Сила гідростатичного тиску діє на нижню грань паралелепіпеда по нормалі до неї, а її проєкція на вісь z дорівнює $p dx dy$. Якщо зміна гідростатичного тиску в даній точці в напрямку осі z дорівнює $\frac{\partial p}{\partial z}$, то по всій довжині ребра dz воно становитиме $\frac{\partial p}{\partial z} dz$. Тоді гідростатичний тиск на протилежну (верхню) грань дорівнює $(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz)$ і проєкція сили гідростатичного тиску на вісь z

$$-(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz) dx dy.$$

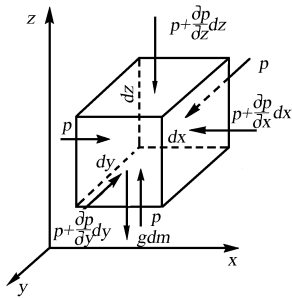


Рисунок 3.3 – Схема до виводу диференційних рівнянь рівноваги Ейлера

Проекція рівнодіючої сили тиску на вісь z

$$p \, dx \, dy - \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) dx \, dy = - \frac{\partial p}{\partial z} dz \, dx \, dy .$$

Сума проєкцій сил на вісь z дорівнює нулю, тобто

$$- \rho g \, dx \, dy \, dz - \frac{\partial p}{\partial z} dz \, dx \, dy = 0 ,$$

або, враховуючи, що об'єм паралелепіпеда $dx \, dy \, dz = dV \neq 0$ (величина, дійсно не дорівнює нулю), отримуємо

$$- \rho g - \frac{\partial p}{\partial z} = 0 . \quad (3.18)$$

Проекції сил тяжіння на осі x і y дорівнюють нулю. Тому сума проєкцій сил на вісь x

$$p \, dy \, dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy \, dz = 0$$

звідки після розкриття дужок та скорочення знаходимо

$$- \frac{\partial p}{\partial x} dx \, dy \, dz = 0 \quad \text{або} \quad - \frac{\partial p}{\partial x} = 0 . \quad (3.19)$$

Відповідно для осі y

$$- \frac{\partial p}{\partial y} dx \, dy \, dz = 0 \quad \text{або} \quad - \frac{\partial p}{\partial y} = 0 . \quad (3.20)$$

Таким чином, умови рівноваги елементарного паралелепіпеда виражаються системою рівнянь:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= 0, \\ -\frac{\partial p}{\partial y} &= 0, \\ -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Рівняння (3.21) є *диференційними рівняннями рівноваги Ейлера*.

Для отримання закону розподілу тиску в усьому об'ємі рідини, що знаходиться в стані спокою, слід проінтегрувати систему рівнянь (3.21). Інтегралом цих рівнянь є основне рівняння гідростатики, яке широко використовується в інженерній практиці.

Основне рівняння гідростатики. З рівнянь (3.21) випливає, що тиск у рідині, що знаходиться в стані спокою, змінюється тільки по вертикалі (вздовж осі z , рис. 3.4), залишаючись однаковим у всіх точках будь-якої горизонтальної площини, тому що зміни тисків уздовж осей x і y дорівнюють нулю.

Так як в цій системі рівнянь $\partial p / \partial x = 0$ і $\partial p / \partial y = 0$, часткова похідна $\partial p / \partial z$ може бути замінена на dp / dz , то

$$-\rho g - \frac{dp}{dz} = 0 \quad \text{або} \quad -dp - \rho g dz = 0. \quad (3.22)$$

Розділивши ліву і праву частини останнього рівняння на ρg і змінивши знаки, представимо це рівняння у вигляді

$$dz + \frac{1}{\rho g} dp = 0. \quad (3.23)$$

Для однорідної рідини, яка не стискається густина постійна, тому

$$dz + d\left(\frac{p}{\rho g}\right) = 0 \quad \text{або} \quad d\left(z + \frac{p}{\rho g}\right) = 0. \quad (3.24)$$

Інтегруючи (3.24), отримаємо

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}. \quad (3.25)$$

Для двох довільних горизонтальних площин рівняння (3.25) можна записати у вигляді

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g}. \quad (3.26)$$

Рівняння (3.25) або (3.26) є *основним рівнянням гідростатики*. Воно виражає залежність тиску в даній точці рідини, що покоїться від роду рідини (її густини) і відстані точки по вертикалі від вільної поверхні. У рівнянні (3.26) z_1 і z_2 – висоти розташування двох точок всередині однорідної краплинної рідини, що покоїться, над довільно обраною горизонтальною площиною відліку (площиною порівняння), а p_1 і p_2 – гідростатичні тиски в цих точках.

Рівняння (3.25) іноді приводять до вигляду

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (3.27)$$

У цьому рівнянні p – абсолютний тиск у даній точці рідини, p_0 – тиск на вільній поверхні рідини, ρgh – тиск стовпа рідини висотою h (надлишковий тиск) у даній точці. У відкритих посудинах тиском над вільною поверхнею рідини є атмосферний тиск p_a . У цих випадках рівняння (3.27) набуває вигляду

$$p = p_a + \rho gh. \quad (3.28)$$

Якщо абсолютний тиск у даній точці рідини більший за атмосферний ($p > p_a$), то останній член рівняння (3.28) визначає манометричний тиск:

$$p_m = p - p_a = \rho gh. \quad (3.29)$$

Манометричний тиск є надлишковим тиском у цій точці над атмосферним. Якщо абсолютний тиск у даній точці рідини менший за атмосферний ($p < p_a$), то останній член рівняння (3.27) визначає вакуум-метричний тиск, або розрідження:

$$p_v = p_a - p = \rho gh. \quad (3.30)$$

Член z у рівнянні гідростатики (3.25), є висотою розташування даної точки над довільно обраною площиною порівняння, яка називається *нівелірною висотою*. Вона, як і інший член цього рівняння $p / \rho g$, виражається у одиницях довжини, м. Величину $p / \rho g$ називають *напором тиску* або *гідростатичним напором*. Отже, згідно з основним рівнянням гідростатики, для кожної точки рідини в стані спокою, сума нівелірної висоти і гідростатичного напору є величиною постійною.

Члени основного рівняння гідростатики мають певний енергетичний зміст. Так, вираз члена $p / \rho g$ після скорочення $\left[\frac{H \cdot m}{H} \right] = \left[\frac{Дж}{H} \right]$ характеризує питому енергію, тобто енергію, що припадає на одиницю ваги рідини. Аналогічний енергетичний зміст набуває і нівелірна висота, якщо її вираз помножити і потім розділити на одиницю ваги рідини.

Таким чином, нівелірна висота z , названа також *геометричним (висотним) напором*, характеризує питому потенційну енергію положення даної точки над обраною площиною порівняння, а гідростатичний напір питому потенційну енергію тиску в цій точці. Сума зазначених енергій, називається *повним гідростатичним напором*, дорівнює загальній потенційній енергії, що припадає на одиницю ваги рідини. Отже, основне рівняння гідростатики представляє собою окремий випадок закону збереження енергії: *питома потенційна енергія у всіх точках рідини, що покоїться, є величиною постійною*.

Закон Паскаля. Розглянемо, наприклад, дві частинки рідини, з яких одна розташована в точці 1 всередині об'єму рідини (рис. 3.4) на висоті z від довільно обраної площини порівняння $0 - 0$, а інша знаходиться в точці 2 на поверхні рідини на висоті z_0 від тієї ж площини. Нехай p і p_0 – значення тиску в точках 1 і 2 відповідно. Тоді, відповідно до рівняння (3.26)

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g} \quad \text{або} \quad \frac{p - p_0}{\rho g} = z_0 - z. \quad (3.31)$$

Рівняння (3.31) можна записати і у формі

$$p + \rho g z = p_0 + \rho g z_0 \quad \text{або} \quad p = p_0 + \rho g (z_0 - z). \quad (3.32)$$

Рівняння (3.32) є виразом закону Паскаля, згідно з яким тиск, що створюється в будь-якій точці рідини, що покоїться і не стискається, передається однаково всім точкам її об'єму.

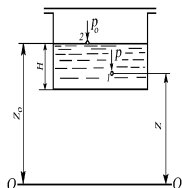


Рисунок 3.4 – Схема до виводу закону Паскаля

Приклади практичного застосування основного рівняння гідростатики. Принцип сполучених посудин та його використання.

У двох сполучених посудинах I і II (рис. 3.5) знаходиться дві рідини, густина яких відповідно ρ_1 і ρ_2 . Нехай тиск на поверхні рідин, однаковий і дорівнює p_0 . Відповідно до рівняння (3.32) тиск у будь-якій точці в межах першої та другої посудин по лінії розділення x – x, буде

$$p_1 = p_0 + \rho_1 g h_1 \quad \text{і} \quad p_2 = p_0 + \rho_2 g h_2. \quad (3.33)$$

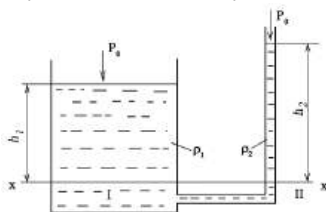


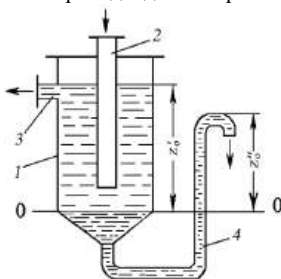
Рисунок 3.5 – Схема сполучених посудин (ємностей)

Оскільки система знаходиться в рівновазі, то $p_1 = p_2$, отже,

$$\rho_1 g h_1 = \rho_2 g h_2, \quad (3.34)$$

Звідки
$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1}. \quad (3.35)$$

З виразу (3.35) випливає, що в посудинах (ємностях), що сполучаються, висоти рівнів різнорідних рідин над поверхнею їх розділення обернено пропорційні густинам цих рідин. Якщо в посудинах знаходиться рідина з однаковою густиною ($\rho_1 = \rho_2$), то $h_1 = h_2$. На практиці закон сполучених посудин (3.35) використовується для визначення рівня рідини в закритих ємностях, під час розробки рідинних приладів для вимірювання тиску та ін.



1 – апарат; 2 – центральна труба; 3 – штуцер; 4 – U-подібний затвор

Рисунок 3.6 – Схема для визначення висоти гідралічного затвору у безперервно діючому рідинному сепараторі

Таким чином, у відкритих або закритих сполучених посудинах, що знаходяться під однаковим тиском заповнених однорідною рідиною, рівні її розташовуються на одній висоті незалежно від форми і поперечного перерізу посудин. Цей принцип використовується, зокрема, для вимірювання рівня рідини у закритих апаратах за допомогою водомірного скла.

Умови рівноваги рідин у сполучених посудинах використовують також для визначення висоти гідравлічного затвору в різних апаратах. Так, в безперервно діючих сепараторах (рис. 3.6) суміш рідин різної густини безперервно надходить в апарат 1 по центральній трубі 2 і розширюється в ньому, причому більш легка рідина густиною ρ' видаляється зверху через штуцер 3, а більш важка, що має густину ρ'' , – знизу через U-подібний затвор 4. Якщо рівень розділу фаз підтримувати на межі циліндричної та конічної частин апарату і провести через цю межу площину порівняння 0-0, то необхідна висота гідравлічного затвору, згідно з рівнянням (3.32), складе

$$z_0'' = z_0'(\rho' / \rho''). \quad (3.36)$$

Допускається, що тиск над рідиною всередині апарату та на виході із затвора однаковий.

Гідростатичні машини. З рівняння (3.26) випливає, що будь-яка зміна зовнішнього тиску на рідину, розміщену в замкнутій посудині, призведе до збільшення тиску в будь-якій точці рідини на величину цієї зміни. Це означає, що коли рідина перебуває у стані спокою, то зміна тиску на зовнішній поверхні, що виникає від дії зовнішніх сил, передається без зміни у всі точки об'єму, зайнятого даною рідиною. У цьому суть закону Паскаля, що широко застосовується для розрахунку та конструювання гідравлічних машин.

На рис. 3.7 наведено схему гідравлічного преса. Прикладаючи до меншого поршня з діаметром D_1 силу P_1 , створюють у рідині тиск $P_1 = p F_1$, який передається більшому поршню з діаметром D_2 , створюючи на ньому силу $P_2 = p F_2$. Якщо знехтувати опорами, то

$$P_2 = P_1(F_2 / F_1) = P_1(D_2 / D_1)^2. \quad (3.37)$$

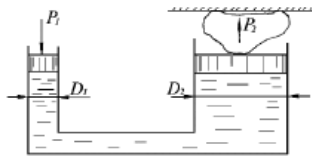


Рисунок 3.7 – Схема гідравлічного преса

В результаті поршень в циліндрі більшого діаметра створить силу тиску в стільки разів більшу, ніж сила, прикладена до поршня в циліндрі меншого діаметра, у скільки поперечний переріз другого циліндра більший, ніж поперечний переріз першого циліндра в квадраті. Таким способом за допомогою порівняно невеликих зусиль здійснюють пресування матеріалу, розміщеного між поршнем і нерухомою плитою.

Тиск рідини на дно та стінки посудини. Якщо рідина поміщена в посудину будь-якої форми, то гідростатичний тиск у всіх точках горизонтального дна посудини однаковий, тиск на його бічні стінки зростає зі збільшенням глибини занурення. Гідростатичний тиск p на рівні дна посудини (рис. 3.4), як і для будь-якої точки всередині рідини, визначається рівнянням (3.32), але для всіх точок дна величина $(z_0 - z)$ є висотою рідини в посудині. Позначивши останню через H , отримаємо

$$p = p_0 + \rho g H. \quad (3.38)$$

Таким чином, сила тиску P на горизонтальне дно посудини не залежить від її форми та об'єму рідини в ньому. Для даної густини рідини ця сила визначається лише висотою стовпа рідини H і площею поверхні F дна посудини:

$$P = pF \quad \text{або} \quad P = (p_0 + \rho g H)F. \quad (3.39)$$

Гідростатичний тиск рідини на вертикальну стінку посудини змінюється по висоті. Відповідно сила тиску на стінку також різна по висоті посудини. Тому

$$P = (p_0 + \rho g h)F, \quad (3.40)$$

де h – відстань від верхнього рівня рідини до центру ваги змоченої площі поверхні F стінки.

У рівнянні (3.40) вираз у дужках є гідростатичним тиском у центрі тяжіння змоченої площі поверхні стінки. Тому *сила тиску на вертикальну стінку дорівнює добутку її змоченої площі на гідростатичний тиск у центрі тяжіння змоченої площі поверхні стінки*. Точка прикладання рівнодіючої P сил тиску на стінку називається центром тиску. Ця точка розташована завжди нижче центру тяжіння змоченої площі поверхні. Якщо тиск p_0 передається рідиною однаково кожному елементу стінки, незалежно від глибини його занурення, і, отже, рівнодіюча сила цього тиску прикладена в центрі тяжіння стінки, то тиск стовпа рідини на стінку тим більший, чим глибше розташований відповідний її елемент. В результаті для вертикальної прямокутної стінки центр тиску розташований на відстані $2H/3$ від верхнього рівня рідини.

Поверхні рівного тиску. Відносний спокій. З рівняння (3.32) випливає, що в межах однієї і тієї ж посудини, наповненої однорідною рідиною, можна провести велику кількість паралельних вільній поверхні площин, що лежать на різних глибинах. Кожна така поверхня характеризується наявністю в ній однакового тиску і називається ізобарною поверхнею або поверхнею рівного потенціалу. Рівняння такої поверхні має вигляд

$$dP/dS = 0, \quad (3.41)$$

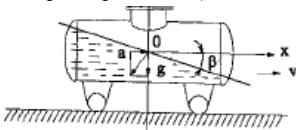
де S – координата вздовж поверхні рівного тиску; $P = const$, або

$$X dx + Y dy + Z dz = 0. \quad (3.42)$$

Розглянемо деякі випадки форми вільної поверхні рідини та поверхні рівного тиску.

1. Рідина знаходиться у нерухомій посудині (абсолютний спокій рідини рис. 3.3). Тоді $X = Y = 0$, а $Z = -g$. Після підстановки цих значень до рівняння (3.41) отримаємо $-dg = 0$ або $z = const$. Отже, вільна поверхня буде розташована горизонтально.

2. Рідина знаходиться в резервуарі, що рівноприскорено переміщується в напрямку осі Ox з прискоренням a (відносний спокій рідини, (рис. 3.8).



У цьому випадку $X = -a$, $Y = 0$, $Z = -g$ і рівняння (3.41) набуде вигляду $-a dx - g dz = 0$.

Після інтегрування та перетворень отримаємо

$$Z = -(a/g)x + c. \quad (3.42)$$

Рисунок 3.8 – Відносний спокій рідини під час рівноприскореного руху

Рівняння (3.42) є рівнянням похилої площини, кут нахилу якої до горизонту. $\beta = -\arctg(a/g)$.

3. Рідина знаходиться в циліндричній посудині, що обертається навколо осі Oz з постійною кутовою швидкістю ω (відносний спокій рідини, рис. 3.9). У цьому випадку проекції прискорення

масових сил на координатні осі дорівнюватимуть $X = \omega^2 x$, $Y = \omega^2 y$, $Z = -g$.

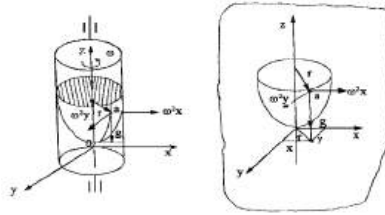


Рисунок 3.9 – Відносний спокій рідини у циліндрі, що обертається навколо осі

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - gz = \text{const} \quad \text{або} \quad \frac{\omega^2 (x^2 + y^2)}{2} - gz = \frac{\omega^2 r^2}{2} - gz = c \quad \frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - gz = \text{const} \quad (3.43)$$

Отримане рівняння поверхні рівня рідини (3.43) є рівнянням параболоїда обертання щодо осі Oz .

Сила тиску рідини на плоскі та криволінійні поверхні. Визначимо силу сумарного тиску рідини на похилу плоску поверхню площею f (кут нахилу пластини до вільної поверхні рідини - α , рис. 3.10).

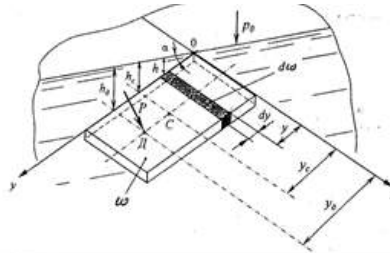


Рисунок 3.10 – Сила тиску рідини на плоску поверхню

Осі координат розташуємо таким чином, щоб вісь Ox збігалася з лінією перетину пластини з вільною поверхнею рідини, а Oy – з боковою стороною пластини. На відстані y виділимо елементарну площадку df шириною dy . Глибина занурення під рівень вільної поверхні центру тяжіння елементарної площадки $h = y \sin \alpha$. Відповідно до рівняння (3.32) абсолютний тиск на глибині h буде $p = p_0 + \rho gh$. Тоді елементарна сила, що діє на площадку df , дорівнюватиме

$$dP = p df = (p_0 + \rho gh) df = p_0 df + \rho g y \sin \alpha df \quad (3.44)$$

Інтегруючи (3.44) за площею f , маючи на увазі, що p_0 , ρ , α – постійні величини, отримаємо силу сумарного тиску

$$P = p_0 \int_f df + \rho g \sin \alpha \int_f y df \quad (3.45)$$

Інтеграл $\int_f ydf = y_c f$ є статичним моментом поверхні f щодо осі $0x$. Тоді рівняння (3.45) набуде вигляду

$$P = p_0 f + \rho g \sin \alpha y_c f, \quad (3.46)$$

де глибина занурення центру тяжіння поверхні $h_c = y_c \sin \alpha$. Тоді остаточно отримаємо

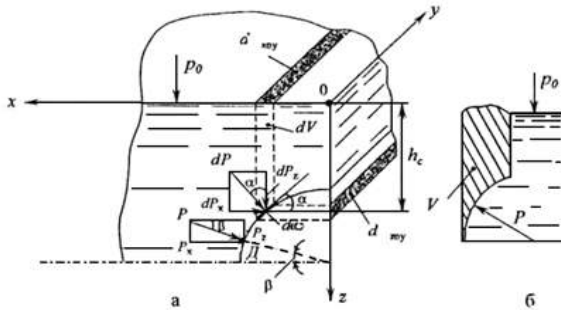
$$P = p_0 f + \rho g h_c f = (p_0 + \rho g h_c) f = p_c f, \quad (3.47)$$

а сила надлишкового гідростатичного тиску

$$P_M = \rho g h_c f = p_M f. \quad (3.48)$$

Таким чином, сила сумарного тиску на плоску поверхню дорівнює добутку тиску в центрі тяжіння цієї поверхні на її площу. Сила тиску залежить від кута нахилу поверхні. Сила сумарного тиску P прикладена в точці D з координатами h_D , і u_D , яка завжди розташована нижче центру тяжіння поверхні. Точка D називається центром тиску сили P .

Визначимо силу сумарного тиску рідини на криволінійну поверхню (рис. 3.11). На деякій глибині виділимо елементарну площадку df , яку через малі розміри можна вважати плоскою.



а – криволінійна поверхня; б – елементарна площадка
Рисунок 3.11 – Сила тиску рідини на криволінійну поверхню:

Припустимо, елементарна пластинка розташована до горизонту під кутом α . На неї діє елементарна сила dP . Розкладемо її на горизонтальну dP_x і вертикальну dP_z складові і визначимо їх. На підставі (3.48) можна записати, що горизонтальна складова елементарної сили

$$dP_x = dP \sin \alpha = \rho g h df \sin \alpha, \quad (3.49)$$

де h – глибина занурення під рівень вільної поверхні елементарної площадки df ; $df \sin \alpha$ – вертикальна проекція елементарної площадки df .

Проінтегруємо вирази (3.49) по всій вертикальній проекції

$$P_X = \int_f \rho g h d f_{zOy} = \rho g \int_{\omega} h d f_{zOy}, \text{ але } \int h d f_{zOy} = h_c f_{zOy} - \text{статичний момент поверхні}$$

вертикальної проекції елементарної площадки щодо осі $0x$; h_c – глибина занурення центру

тяжіння вертикальної проєкції.

Тоді

$$P_X = \rho g h_c f_{\text{хор}}. \quad (3.50)$$

Визначимо вертикальну складову $dP_Z = dP \cos \alpha = \rho g h df \cos \alpha$, але $df \cos \alpha = df_{\text{хор}}$ – горизонтальна проєкція елементарного майданчика df , тоді

$$P_X = \int_V \rho g dV = \rho g V. \quad (3.51)$$

Отже, вертикальна складова сили сумарного тиску визначається вагою об'єму рідини, розташованої під криволінійною поверхнею. Цей об'єм називається об'ємом тіла тиску. Він може бути дійсним або фіктивним. Загальна сила сумарного тиску визначиться як геометрична сума складових сил

$$P = \sqrt{P_X^2 + P_Z^2}. \quad (3.52)$$

Точка прикладання цієї сили D (центр тиску) перебуватиме на перетині криволінійної поверхні з напрямком дій сили P , яке визначається кутом $\beta = \arctg (P_Z / P_X)$. Напрямок дії цієї сили проходить через центр кривизни поверхні.

Основи теорії плавання тіл. Закон Архімеда. Закон Архімеда є теоретичною основою плавання тіл. Розглянемо деякий об'єм V , виділений усередині рідини, що знаходиться в рівновазі (рис. 3.12). На об'єм V з усіх боків діють сили з боку решти рідини. Сили, прикладені до бічних поверхонь об'єму, що розглядається, і діючі в горизонтальному напрямку, рівні за величиною і протилежні за знаком, не впливають на рівновагу елемента V . Рівновага порушується лише під дією вертикальних сил, прикладених зверху та знизу. Рівнодіюча цих сил спрямована знизу вгору і чисельно дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла, що розглядається.

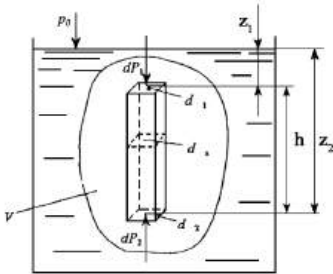


Рисунок 3.12 – Плавання тіл

Величина сили, що виштовхує призму, дорівнює різниці вертикальних складових, що визначаються виразами (3.53) і (3.54). Позначивши різницю $dP_2 - dP_1 = dP$ та замінивши df_1 та df_2 на проєкцію цих площадок на горизонтальну площину df_x , отримаємо $dP = \rho g h df_x$ або $dP = \rho g dV$. Звідси виштовхуюча сила, що діє на весь об'єм,

$$P = P_n + \rho g V. \quad (3.55)$$

Виштовхуюча (підйомна) сила завжди спрямована знизу вгору, проходить через центр тяжіння тіла і не залежить від глибини його занурення. Тіло, занурене в рідину, знаходиться під дією двох сил – сили тяжіння G та підйомної сили P_n . Можливі три випадки

співвідношення вказаних сил: а) $G > P_n$ – тіло тоне; б) $G < P_n$ – тіло виринає; в) $G = P_n$ – тіло плаває в зануреному стані.

3.3. Гідродинаміка

Характеристики руху рідини. Гідродинаміка, вивчаючи закономірності руху, вирішує три завдання: внутрішнє, зовнішнє і змішане. *Внутрішнє завдання* пов'язані з аналізом руху рідин усередині труб і каналів. *Зовнішнє* – вивчає закономірності обтікання рідинами різних тіл (для механічного перемішування, осадження твердих частинок у рідині тощо). *Змішане* – розглядається під час руху рідини через зернистий шар твердого матеріалу, коли вона переміщується як усередині каналів складної форми, так і одночасно обтікає тверді частинки. Такі умови спостерігаються в процесах фільтрування, масопередачі в апаратах з насадками, сушіння та ін. Аналіз руху рідин у випадках такої змішаної задачі гідродинаміки проводять приблизно, зводячи його до вирішення внутрішньої або зовнішньої задачі.

Рушійною силою течії рідин є різниця тисків, яка створюється за допомогою насосів або компресорів, або внаслідок різниці рівнів чи густини рідини. Знання законів гідродинаміки дозволяє знаходити різницю тиску, необхідну для переміщення даної кількості рідини з необхідною швидкістю, а значить, і витрату енергії на це переміщення, або навпаки визначати швидкість і витрату рідини для відомого перепаду тиску.

Класифікація видів руху рідини. Класифікація здійснюється за декількома ознаками.

1. За залежністю швидкості від координат і часу руху ділиться на *встановлений* та *невстановлений* (стаціонарний та нестаціонарний).

Встановлений рух – це такий рух, коли параметри рідини, що рухається, в різних точках займаного нею простору змінюються з плином часу. Для такого руху швидкість, наприклад, може бути функцією всіх трьох координат $u = u(x, y, z, t)$ і обов'язково залежить від часу. Підкреслимо, що для руху залежність параметрів від усіх трьох координат не обов'язкова. Вони можуть змінюватися вздовж двох або навіть однієї координати. Обов'язковою є залежність від часу. Рух рідини, що характеризуються співвідношеннями, $u = u(x, y, z, t)$ є нестановленим. Прикладом руху, що не встановився, може служити течія рідини в трубі, що з'єднує бак з атмосферою, за умови природного спорожнення бака. З часом швидкість рідини зменшуватиметься, а коли вся рідина витече, рух взагалі припиниться.

Встановлений рух – це такий рух, коли параметри рідини, що рухається, в різних точках простору з плином часу не змінюються. Для такого руху швидкість, наприклад, є функцією тільки координат, і не залежить від часу. Прикладом встановленого руху може бути також течія рідини в трубі, що з'єднує бак з атмосферою, але в тому випадку, коли в бак підводиться рідина в кількості, що дорівнює кількості рідини, що витікає з труби в атмосферу.

2. Встановлений рух може бути *рівномірним* і *нерівномірним*.

Рівномірним рухом називається такий, коли швидкості часток рідини у подібних точках двох суміжних перерізів рівні між собою ($u = \text{idem}$). *Нерівномірним* – якщо швидкості частинок рідини у подібних точках двох суміжних перерізів не рівні між собою ($u = \text{var}$). Нерівномірний рух залежно від характеру зміни перетину трубопроводу ділиться на *плавний* і *різко змінний*.

Прикладом рівномірного руху є течія рідини з постійною витратою в прямій трубі постійного діаметра на ділянці, розташованій досить далеко від входу в трубу. Якщо перетин трубопроводу по довжині буде змінюватися, то рух у ньому буде нерівномірним.

За наявності обертального руху частинок рідини характер руху розділяється на *безвихровий* (обертання відсутнє) – потенційний та *вихровий*. Серед вихрових рухів має місце окремих випадок – гвинтовий рух, коли вектор кутової швидкості збігається з напрямком вектора лінійної швидкості в даній точці. Рух рідкої частинки відрізняється від руху абсолютно твердої частки. Тверда частка може рухатися або поступально (хоча б і непрямолінійно), або обертально, чи поступально з обертанням, але її форма зберігається незмінною.

Рідка частка, зберігаючи свій об'єм (якщо рідина не стискається), може у своєму русі, крім того, і деформуватися. Загалом вона здійснює всі три види руху, тому рух рідкої частинки

можна розкласти на поступальний, обертальний та деформаційний – теорема Коші-Гельмгольца. В окремому випадку, якщо в просторі, в якому знаходиться ця частка, швидкості у всіх точках рівні між собою і паралельні один одному, її рух поступальний.

3. За наявності вільної поверхні рух може ділитися на *напірний, безнапірний та вільний*.

Напірним називається рух рідини, яка не має вільної поверхні. Прикладом такого руху може бути рух рідини в трубопроводі за умови повного заповнення його перерізу, наприклад води у водопроводі

Безнапірним рухом називається рух рідини з вільною поверхнею у відкритих та закритих руслах (рис. 3.13). Прикладом такого руху може служити рух води в річках, побутових стоків у каналізаційних колекторах. Безнапірний рух може бути поділений на спокійний, бурхливий та критичний залежно від критичної глибини потоку $h_{кр}$.

Для спокійного руху (протікання води в рівнинних річках) глибина потоку $h > h_{кр}$; для бурхливого руху (течія води в гірських річках) $h < h_{кр}$; для критичного руху $h = h_{кр}$.



Рисунок 3.13 – Безнапірна течія рідини

Вільним є рух рідини, яка не обмежується твердими стінками русла. Вільний рух рідини називається струменевим. Струмені можуть бути *затопленими* і *незатопленими*.

Затопленим струменем називається такий рух, коли густина рідини, що рухається, приблизно дорівнює густині навколишнього середовища. Наприклад, затопленим є струмінь диму, що виходить з труби, струмінь промивного розчину, що б'є із сопла гідромоніторного долота. Незатопленим струменем називається такий рух, коли густина рідини, що рухається, набагато перевищує густину навколишнього середовища. Це, наприклад, фонтанний струмінь або струмінь води з пожежного брандспойту.

4. Рух може бути *суцільним та уривчастим*. Суцільним, або безперервним рухом, називається такий рух, коли рідина суцільно заповнює всю область свого руху. Уривчастим є рух рідини за наявності порожнин в області руху. Звичайна течія в річках – суцільна, а на водопадах – уривчаста.

5. Рух може бути *осесиметричним* (поле швидкостей і прискорень має однаковий вигляд у будь-яких площинах, що проходять через деяку пряму, звану віссю симетрії) і *неосесиметричним*. Прикладом осесиметричного руху може бути рух рідини в круглих трубках.

6. Рухи можна розділити на *одновимірні, двовимірні (плоскопаралельні) та тривимірні*.

Тривимірний рух – це такий рух, коли параметри потоку змінюються вздовж усіх трьох координат (рис. 3.14). Тривимірний рух може бути як таким, що не встановився, так і встановленим.

Прикладом тривимірного руху в прямокутній системі координат може служити обтікання потоком будь-якого тіла кінцевих розмірів, наприклад, крила. Якщо простежити, як змінюється швидкість потоку вздовж кожної із трьох координат, то видно, що для фіксованого значення двох будь-яких координат (наприклад, $y = z = 0$) швидкість змінюється вздовж третьої координати. Нагадаємо, що зміна швидкості поблизу твердої поверхні обумовлена «прилипанням» частинок рідини до цієї поверхні.

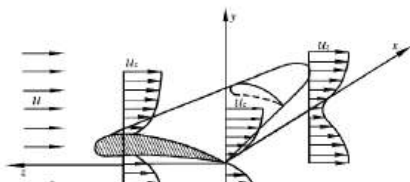


Рисунок 3.14 – Тривимірний рух під час обтікання крила

Двовимірний рух – це такий рух, коли параметри потоку змінюються лише вздовж двох координат. Він також може бути невстановленим і встановленим.

Прикладом двовимірного руху в прямокутній системі координат може служити обтікання потоком нескінченного циліндра (рис. 3.15). Неважко помітити, що на відміну від попереднього випадку тут відбувається зміна швидкостей тільки вздовж осей y і z .

Вздовж осі x швидкість не змінюється за будь-яких фіксованих значень y і z .

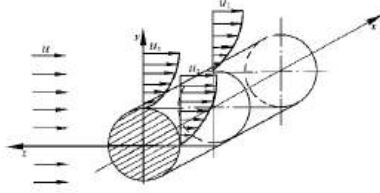


Рисунок 3.15 – Двовимірний рух під час обтікання безкінечного циліндра

параметри потоку змінюються лише вздовж однієї координати. Прикладом одномірного руху в прямокутній системі координат може служити обтікання потоком нескінченної плоскої пластини (рис. 3.16). В цьому випадку швидкість змінюється тільки в напрямку нормалі до поверхні пластини, тобто вздовж координати y . Одномірна течія також завжди є плоскопаралельною. Його називають також лінійним рухом.

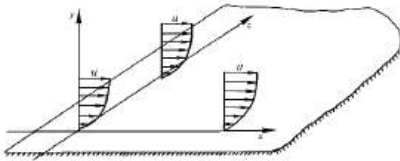


Рисунок 3.16 – Одновимірний рух у випадку обтікання нескінченної плоскої пластини

Двовимірний рух завжди є плоскопаралельним, що задовольняє двом умовам:
а) в даний момент часу область руху можна перетнути такими плоскими паралельними поверхнями, в яких лежать вектори швидкостей і прискорень, що відповідають усім точкам цих поверхонь;

б) у всіх точках будь-якого перпендикуляра, проведеного до зазначених поверхонь, швидкості та прискорення в даний момент часу однакові (за величиною та напрямом).

Одномірний рух – це такий рух, коли

Цілком очевидно, що одномірний рух є найпростішим для аналізу видом руху. Іноді від вибору системи координат залежить, чи рух буде тривимірним, двовірним або навіть одномірним. Наприклад, під час руху рідини в циліндричній трубі перехід від прямокутної до циліндричної системи координат переводить завдання з двовимірного в одновимірне.

7. Рухи можна класифікувати за механізмом передачі кількості руху між шарами рідини. Якщо цей механізм має молекулярну природу, рух називається *ламінарним*. Якщо

кількість руху передається в основному за рахунок обміну рідкими масами, що переміщуються хаотично у всьому об'ємі рідини, рух називається *турбулентним*. Турбулентний рух можна додатково розділити на рух у зонах гладкого, змішаного та шорсткого опору (тертя). Для кращого уявлення про зв'язок між різними видами руху на рис. 3.17 показано класифікаційну схему рухів, користуючись якою, можна досить повно охарактеризувати будь-яку течію.

Кінематичні показники руху. *Потік рідини* – це частина рідини, що нерозривно рухається, обмежена твердими стінками, що деформуються або не деформуються, іноді повітряним середовищем або рідиною струменю. Найважливішою характеристикою (параметром) руху рідини є її швидкість. Оскільки рідина розглядається як суцільне середовище, що складається з частинок, то очевидно, що під час руху рідини кожна частинка має певну швидкість в даній точці простору.

Локальна (місцева) швидкість – швидкість рідкої частинки в даній точці простору в даний момент часу, це – векторна величина. *Поле швидкостей* – сукупність векторів локальних швидкостей, побудованих для певної кількості точок простору в даний момент часу.

Шляхом задавання поля швидкостей рідини у просторі у кожен момент часу визначається рух рідини (за методом Ейлера). Наприклад, рух, що не встановився, в циліндричних координатах.

$$u = u(r, \tau), \quad (3.56)$$

у прямокутних декартових координатах

$$u = u(x, y, z, \tau), \quad (3.57)$$

де $u = u_x i + u_y j + u_z k$ – швидкість рідини в момент часу τ в точці простору, що визначається радіус-вектором $r = xi + yj + zk$; u_x, u_y, u_z ; проєкції швидкості рідини в момент часу τ у точці простору на осі координат x, y, z ; i, j, k – одиничні вектори по осях координат (орти).

Для повної характеристики руху необхідні відомості про прискорення руху частинок рідини. *Прискорення* під час руху рідини обчислюється за такою формулою $a = du / d\tau$.

Математичний вираз прискорення можна отримати, взявши повну похідну часу від функціональної залежності (3.56 або 3.57) з урахуванням елементарного переміщення частинки рідини dr або dx , під час переходу від точки до точки. Повний диференціал вектора швидкості (3.57) як функція чотирьох змінних x, y, z і τ дорівнює

$$du = \frac{\partial u}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz \quad (3.58)$$

Щоб знайти прискорення a , потрібно зміну швидкості du поділити на $d\tau$.

$$a = \frac{du}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial \tau} \frac{du}{d\tau} + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{dz}{d\tau}. \quad (3.59)$$

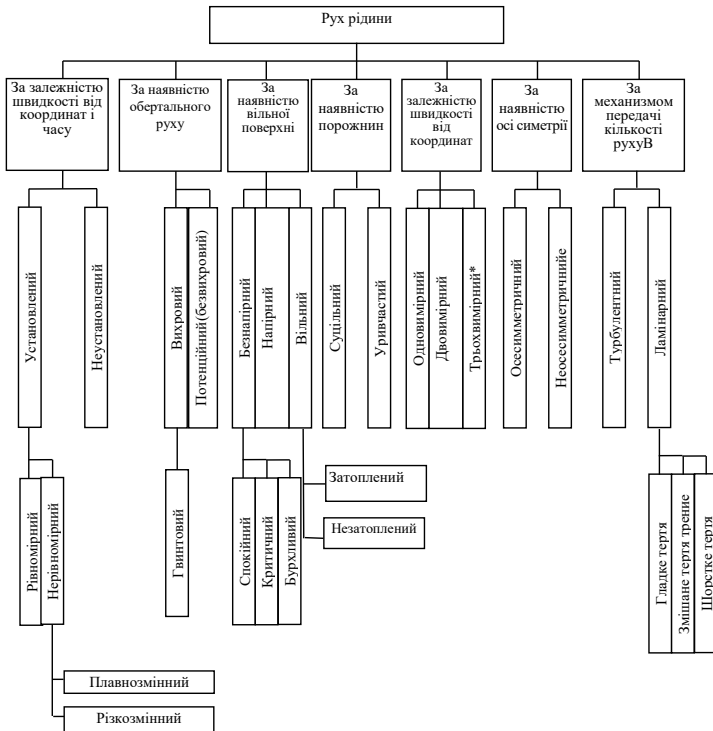


Рисунок 3.17 – Схема рухів рідини

Оскільки переміщення частинки рідини dx , dy , dz не довільні, а пов'язані між собою рівняннями

$$\frac{dx}{u_x} = \frac{dy}{u_y} = \frac{dz}{u_z} = d\tau,$$

то
$$\frac{dx}{d\tau} = u_x, \quad \frac{dy}{d\tau} = u_y, \quad \frac{dz}{d\tau} = u_z.$$

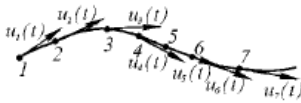
Отже

$$a = \frac{du}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial \tau} + u_x \frac{\partial u}{\partial x} + u_y \frac{\partial u}{\partial y} + u_z \frac{\partial u}{\partial z}. \quad (3.60)$$

Повна похідна $\frac{du}{d\tau}$ являє собою повне прискорення руху даної частинки, вона називається іноді *субстанційною похідною*. Складова прискорення $\frac{\partial u}{\partial \tau}$ називається *локальним* прискоренням, вона характеризує зміну швидкості у даній точці простору і обумовлена зміною поля швидкостей у часі. Очевидно, що для встановленого руху $\frac{\partial u}{\partial \tau} = 0$. Сума доданків $u_x \frac{\partial u}{\partial x} + u_y \frac{\partial u}{\partial y} + u_z \frac{\partial u}{\partial z}$ називається *конвективним прискоренням*, вона характеризує зміну швидкості в даний момент часу вздовж лінії потоку і обумовлена неоднорідністю поля швидкостей. У випадку рівномірного руху рідини, що встановився і яка не стискається в прямих каналах, конвективне прискорення дорівнює нулю.

У проєкціях на осі x , y , z рівняння (3.60) набуде вигляду

$$\begin{aligned} a_x &= \frac{du_x}{d\tau} = \frac{\partial u_x}{\partial \tau} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z}, \\ a_y &= \frac{du_y}{d\tau} = \frac{\partial u_y}{\partial \tau} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z}, \\ a_z &= \frac{du_z}{d\tau} = \frac{\partial u_z}{\partial \tau} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}. \end{aligned} \quad (3.61)$$



Геометричними характеристиками потоку є три лінії – траєкторія, лінія струменю та лінія зазначених точок. *Траєкторія* – лінія, по якій рухається деяка частка рідини. *Лінія струменю* – проведена в потоці рідини умовна лінія, у

всіх точках якої в даний момент вектори локальних швидкостей направлені по дотичній до цієї лінії. Для побудови лінії струменю (рис. 3.18) діють наступним чином. У довільній точці 1 побудуємо вектор локальної швидкості ($u_1(\tau)$), що відповідає даному моменту часу τ . На деякій відстані від точки 1 на векторі $u_1(\tau)$ виберемо точку простору 2 і для частинки рідини, що знаходиться в ній в цей же момент часу τ , побудуємо вектор локальної швидкості $u_2(\tau)$, на якому виберемо точку 3 і так далі. З'єднавши плавною лінією отримані точки 1, 2, 3, 4, ми отримаємо лінію струменю. Чим ближче один до одного будуть розташовуватися точки, тим точніше буде побудова.

У будь-якій точці лінії струменю, згідно з її побудовою, елемент dS для даного моменту часу одночасно є елементом шляху (проєкції якого на осі координат dx , dy , dz). Отже, у будь-якій точці лінії струменю локальна швидкість може бути визначена як $u = dS/d\tau$ або у проєкціях на осі координат

$$u_x = \frac{dx}{d\tau}, u_y = \frac{dy}{d\tau}, u_z = \frac{dz}{d\tau}. \quad (3.62)$$

Неважко бачити, що в умовах встановленого руху, коли з плином часу величина і напрямок локальних швидкостей не змінюються, лінія струменю збігається з траєкторією. З визначення лінії струменю випливає важливий висновок: дві лінії струменю у даному потоці неспроможні перетинатися один з одним. Дійсно, у точці перетину можна побудувати два вектори локальної швидкості (дотичні до кожної лінії струменю окремо), що належать одній і тій же частинці рідини в той самий момент часу, що неприпустимо.

Лінія зазначених точок – лінія, на якій в даний момент часу лежать частинки рідини, що пройшли свого часу через одну і ту ж початкову точку. Ілюстрацією такої лінії може бути лінія розташування поплавців, послідовно випущених з однієї й тієї точки. Під час руху лінія зазначених точок збігається з траєкторією і лінією струменю.

Поверхня струменю – поверхня, утворена сукупністю ліній струменів, проведених через безліч точок деякої кривої, розташованої в потоці рідини (рис. 3.19).

Трубка струменю – трубчаста поверхня струменню нескінченно малого поперечного перерізу, проведена через нескінченно малий замкнутий контур (рис. 3.20). Важливою властивістю трубки струменю, як і будь-якої поверхні струменю, є те, що вона непроникна для рідини. Дійсно, тому що трубка струменю утворена лініями струменю, то у всіх її точках швидкості спрямовані по дотичній до неї, а отже, частинки рідини рухаються вздовж трубки струменю, не перетинаючи її.

Елементарний струмінь – рідина, що протікає всередині трубки струменю. Внаслідок непроникності трубки струменю жодна частка з навколишнього простору не може увійти в простір елементарного струменя.

Живим перетином елементарного струменя або потоку називається площина перетину струмка або потоку, нормальна в кожній своїй точці до відповідної лінії струменю.

Витратою рідини називається кількість рідини, що проходить через живий переріз потоку за одиницю часу. Розрізняють об'ємну ($\text{м}^3/\text{с}$), масову ($\text{кг}/\text{с}$) та вагову ($\text{Н}/\text{с}$) витрати.



Рисунок 3.19 – Поверхня струменю

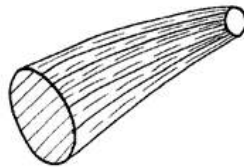
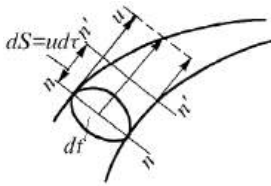


Рисунок 3.20 – Трубка струменю

Витрата елементарного струменя називається *елементарною витратою*. Складемо рівняння елементарної витрати (рис. 3.21). За час $d\tau$ усі частинки з перерізу $n-n$ перемістяться на відстань dS , що дорівнює $dS = u d\tau$, (u – швидкість руху частинок елементарного струменя), і перейдуть у перетин $n' - n'$. Простір, що дорівнює об'єму $dV = df dS$, буде зайнятий іншими частинками.

Тут df – живий переріз елементарного струменя, в межах якого зміною швидкості u можна знехтувати. Таким чином, за час $d\tau$ через переріз $n - n$ проходить рідина в об'ємі $dV = df u d\tau$.



За одиницю часу проходить кількість рідини об'ємом dQ , $\text{м}^3/\text{с}$,

$$dQ = \frac{dV}{d\tau} = \frac{df u d\tau}{d\tau} = u df \cdot \quad (3.64)$$

Рисунок 3.21 – До визначення елементарної витрати

Масова витрата, $\text{кг}/\text{с}$, а вагова, $\text{Н}/\text{с}$.

Виходячи з поняття елементарного струменя

можна говорити про те, що будь-який потік кінцевих розмірів можна розглядати таким, що складається з нескінченно великого числа елементарних струменів (рис. 3.22). Оскільки швидкість течії в окремих струминках в загальному випадку різна, оскільки і швидкість в різних точках поперечного перерізу буде різнною. Закон розподілу швидкостей характеризується епюрою (профілем) швидкостей (рис. 3.23).

Профіль (епюра) швидкостей – поле швидкостей, побудоване для безлічі точок живого перерізу потоку. Іноді розглядають не все поле, а лише його характерний переріз або просто контур цього перерізу. Розглянемо ламінарний потік рідини у циліндричній трубі. Для такого потоку поле швидкостей живого перерізу має вигляд параболоїда обертання. Під профілем швидкостей найчастіше розуміють параболу, що проходить через кінці векторів локальних швидкостей, проведених через усі точки діаметра труби.

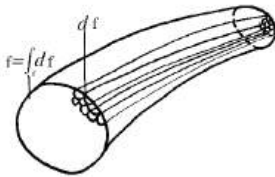


Рисунок 3.22 – Потік кінцевих розмірів

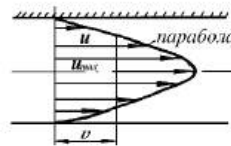


Рисунок 3.23 – Профіль швидкостей

Локальна швидкість рідини в деякий момент часу називається *миттєвою*, а якщо вона розглядається за деякий проміжок часу – *середньою*. Швидкість течії потоку характеризується середньою швидкістю для даного поперечного перерізу:

$$v = \frac{\int u df}{f} = \frac{Q}{f}, \quad (3.65)$$

де витрата потоку дорівнює сумі витрат елементарних струмків,

$$Q = \int u df. \quad (3.66)$$

Середня швидкість – це деяка постійна фіктивна швидкість, з якою повинні рухатися через поперечний переріз всі частинки рідини, щоб її витрата дорівнювала витраті за умови руху з істинними неоднаковими по перерізу швидкостями.

З рівняння (3.65) випливає *рівняння витрати*

$$Q = v f. \quad (3.67)$$

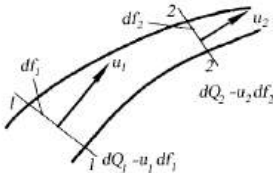


Рисунок 3.24 – До виводу рівняння сучільності течії

Для двох перерізів 1-1 і 2-2 елементарного струменю (рис. 3.24) для встановленого, руху можна записати: $dQ_1 = u_1 df_1$ і $dQ_2 = u_2 df_2$.

Отже, умова нерозривності течії запишеться так:

$$dQ_1 = dQ_2 \text{ або } u_1 df_1 = u_2 df_2 \text{ і } dQ = udf = |const|, \quad (3.68)$$

Для всього потоку ця умова буде записана у вигляді:

$$v_1 f_1 = v_2 f_2, \text{ або } Q = vf = |const|, \quad (3.69)$$

тобто витрата потоку вздовж течії залишається постійною.

За умови руху рідини через площу поперечного перерізу, відмінного від круглого, як розрахунковий визначальний розмір використовують гідравлічний радіус.

Гідравлічний радіус знаходять за формулою

$$r_d = f / n, \quad (3.70)$$

де f – площа поперечного перерізу трубопроводу або каналу, через яку протікає рідина, м²;

n – змочений периметр, м.

Наприклад, гідравлічний радіус труби. $r_d = (\pi d^2 / 4) / \pi d = d / 4$.

Діаметр, виражений через гідравлічний радіус, називається *еквівалентним діаметром*.

$$d_{\text{екв}} = 4f / n. \quad (3.71)$$

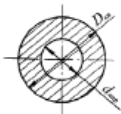
Еквівалентний діаметр дорівнює діаметру деякого трубопроводу круглого перерізу, у якого відношення площі поперечного перерізу до змоченого периметру те саме, що і даного трубопроводу некруглого перерізу.

Наприклад:

для каналу прямокутного перерізу (рис. 3.25)



$$d_{\text{екв}} = \frac{4a \cdot b}{(a + b) \cdot 2} = \frac{2a \cdot b}{a + b},$$



для каналу кільцевого перерізу (рис. 3.25)

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} (D_{\text{зов}}^2 - d_{\text{вн}}^2)}{\pi \cdot (D_{\text{зов}} + d_{\text{вн}})} = D_{\text{зов}} - d_{\text{вн}}.$$

Рисунок 3.25 – Профілі прямокутного та кільцевого каналів

Диференціальні рівняння руху Ейлера. Розглянемо потік ідеальної рідини, що рухається без тертя, тобто не має в'язкості. Виділимо у потоці елементарний паралелепіпед об'ємом

$dV = dx dy dz$, орієнтований щодо осей координат (див. рис. 3.3).

Проекції сил тяжіння та тиску, що діють на паралелепіпед, становлять: на вісь x

$$\begin{aligned} & -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz \\ \text{на вісь } y & \\ & -\frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz \\ \text{на вісь } z & \\ & -\left(\rho g + \frac{\partial p}{\partial z}\right) dx dy dz \end{aligned}$$

Згідно з основним принципом динаміки, сума проєкцій сил, діючих на елементарний об'єм рідини, що рухається, дорівнює добутку маси рідини на її прискорення.

Маса рідини в об'ємі паралелепіпеда дорівнює

$$dm = -\rho dx dy dz. \quad (3.72)$$

Якщо рідина рухається зі швидкістю v , то її прискорення дорівнює $\frac{dv}{d\tau}$, а проєкції прискорення на осі координат $\frac{dv_x}{d\tau}$, $\frac{dv_y}{d\tau}$ і $\frac{dv_z}{d\tau}$ де v_x , v_y і v_z – складові швидкості вздовж осей x , y та z . Для встановленого потоку в даному випадку $\frac{\partial v_x}{\partial \tau} = 0$, $\frac{\partial v_y}{\partial \tau} = 0$ і $\frac{\partial v_z}{\partial \tau} = 0$. Похідні ж $\frac{dv_x}{d\tau}$, $\frac{dv_y}{d\tau}$ і $\frac{dv_z}{d\tau}$ відповідають зміні в часі значень v_x , v_y і v_z під час переміщення частинки рідини з однієї точки простору в іншу. Тоді відповідно до основного принципу динаміки

$$\begin{aligned} \rho dx dy dz \frac{dv_x}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz, \\ \rho dx dy dz \frac{dv_y}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz, \\ \rho dx dy dz \frac{dv_z}{d\tau} &= -\left(\rho g + \frac{\partial p}{\partial z}\right) dx dy dz. \end{aligned} \quad (3.73)$$

або після скорочення

$$\begin{aligned} \rho \frac{dv_x}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial x}, \\ \rho \frac{dv_y}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial y}, \\ \rho \frac{dv_z}{d\tau} &= -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.74)$$

де похідні відповідних складових швидкості

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{d\tau} &= \frac{\partial v_x}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_x}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_x}{\partial z} v_z, \\ \frac{dv_y}{d\tau} &= \frac{\partial v_y}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_y}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_y}{\partial z} v_z, \\ \frac{dv_z}{d\tau} &= \frac{\partial v_z}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_z}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_z}{\partial z} v_z. \end{aligned} \quad (3.75)$$

Система рівнянь (3.74) з урахуванням виразів (3.75) представляє собою диференціальні рівняння руху ідеальної рідини Ейлера для встановленого потоку.

В умовах руху, що не встановився, швидкість рідини змінюється не тільки під час переміщення частинки потоку з однієї точки простору в іншу, але і з часом у кожній точці. Тому для невстановлених умов вони набувають вигляду

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{d\tau} &= \frac{\partial v_x}{\partial \tau} + \frac{\partial v_x}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_x}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_x}{\partial z} v_z, \\ \frac{dv_y}{d\tau} &= \frac{\partial v_y}{\partial \tau} + \frac{\partial v_y}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_y}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_y}{\partial z} v_z, \\ \frac{dv_z}{d\tau} &= \frac{\partial v_z}{\partial \tau} + \frac{\partial v_z}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_z}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_z}{\partial z} v_z. \end{aligned} \quad (3.76)$$

Система рівнянь (3.74) з урахуванням виразів (3.76) представляє собою диференціальні рівняння руху ідеальної рідини Ейлера для невстановленого потоку.

Диференціальні рівняння руху Нав'є-Стокса. В процесі руху реальної (в'язкої) рідини в потоці крім сил тиску і тяжіння діють також сили тертя. Дія сил тертя T на виділений в потоці в'язкої рідини елементарний паралелепіпед (рис. 3.26) проявляється у виникненні на його поверхні дотичних напруг. Розглянемо спочатку відносно простий випадок одномірного плоского потоку краплинної рідини в напрямку осі x , коли проекція швидкості v_x залежить тільки від відстані z до горизонтальної площини відліку.

У цих умовах дотичні напруги виникають лише на поверхнях dF верхньої та нижньої граней елементарного паралелепіпеда, причому $dF = dx dy$. Якщо дотична напруга на нижній грані паралелепіпеда дорівнює τ , то на верхній вона становить $\left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz\right)$.

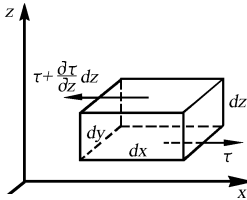


Рисунок 3.26 – Схема до виводу рівнянь Нав'є-Стокса

Вказані на рис. 3.26 стрілками напрями сил тертя, прикладених до паралелепіпеда на його нижній і верхній гранях, обумовлені тим, що повільніші шари рідини, що лежать вище, загальмовують шар, в якому знаходиться паралелепіпед, а більш швидкі нижні шари «розганяють» його. Тоді проекція рівнодіючої сил тертя на вісь x

$$\tau dx dy - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz\right) dx dy = -\frac{\partial \tau}{\partial z} dx dy dz. \quad (3.77)$$

Підставивши в цей вираз значення дотичної напруги $\tau = -\mu \frac{\partial v_x}{\partial z}$, де μ в'язкість рідини, отримаємо

$$\mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v_x}{\partial z}\right) dx dy dz = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} dx dy dz. \quad (3.78)$$

У загальному випадку тривимірного потоку складова швидкості v_x буде змінюватися не тільки у напрямі z , а у напрямках всіх трьох осей координат. Тоді проекція рівнодіючої сил тертя на вісь x набуде вигляду

$$\mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right) dx dy dz .$$

Суму других похідних по осях координат називають оператором Лапласа:

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} = \nabla^2 v_x . \quad (3.79)$$

Отже, проєкція рівнодіючої сили тертя на вісь x може бути представлена як $\mu \nabla^2 v_x dx dy dz$. Відповідно проєкції рівнодіючої сили тертя: на вісь y

$$\mu \nabla^2 v_y dx dy dz ,$$

на вісь z

$$\mu \nabla^2 v_z dx dy dz .$$

Проєкції на осі координат рівнодіючої всіх сил (тяжіння, тиску та тертя), що діють на елементарний об'єм краплинної рідини (з урахуванням проєкцій сил тяжіння та тиску, отриманих від час виведення рівнянь Ейлера), становлять:

на вісь x

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 v_x \right) dx dy dz ,$$

на вісь y

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v_y \right) dx dy dz ,$$

на вісь z

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 v_z \right) dx dy dz .$$

Суми проєкцій сил на осі координат, відповідно до основного принципу динаміки, повинні дорівнювати добутку маси рідини $\rho dx dy dz$ (ρ – густина рідини), поміщеної в елементарному об'ємі, на проєкції прискорення на осі координат. Тому, прирівнюючи проєкції рівнодіючої добутків маси на проєкції прискорення, після скорочення на $dx dy dz$, отримаємо

$$\begin{aligned} \rho \frac{dv_x}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 v_x, \\ \rho \frac{dv_y}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v_y, \\ \rho \frac{dv_z}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 v_z, \end{aligned} \quad (3.80)$$

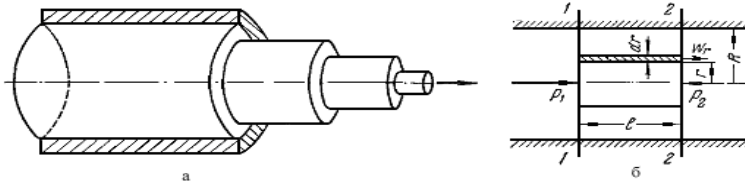
де відповідні субстанційні похідні виражені для встановленого і невстановленого потоків рівняннями (3.75) або (3.76). Рівняння (3.80) являють собою *рівняння Навьє-Стокса, що описують рух в'язкої краплинної рідини*.

За умови руху ідеальної рідини, коли сили тертя відсутні, після підстановки $\mu = 0$ у рівняння (3.80) останні збігаються з рівняннями руху Ейлера. Повний опис руху в'язкої рідини

можливий шляхом вирішення рівнянь Нав'є-Стокса спільно з рівнянням нерозривності потоку. Однак рівняння Нав'є-Стокса не можуть бути вирішені у загальному вигляді. Це стає можливим або за низки спрощуючих допущень, або за умови перетворення рівнянь методами теорії подібності.

Розподіл швидкостей і витрата рідини для ламінарного потоку, що встановився.

У разі ламінарного руху в'язкої рідини в прямій трубі круглого перерізу всю рідину можна розбити уявно на ряд кільцевих шарів, співвісних з трубою (рис. 3.27, а). Внаслідок дії між шарами сил тертя шари рухатимуться з різними швидкостями. Центральний циліндричний шар на осі труби має максимальну швидкість, але в міру віддалення від осі швидкість елементарних кільцевих шарів буде зменшуватися. Безпосередньо біля стінки рідина як би «прилипає» до стінки, і її швидкість тут перетворюється на нуль.



а – потік рідини, що рухається у трубі; б – елементарний шар рідини, що рухається

Рисунок 3.27 – Схема до визначення розподілу швидкостей та витрати рідини в умовах ламінарного руху

Виділимо в потоці рідини, що ламінарно рухається по трубі радіусом R (рис. 3.27, б), циліндричний шар довжиною l і радіусом r . Рух шару відбувається під дією різниці сил тиску P_1 і P_2 з обох торцевих сторін циліндра:

$$P_1 - P_2 = (p_1 - p_2) \pi r^2, \quad (3.81)$$

де p_1, p_2 – гідростатичний тиск у перерізах 1-1 та 2-2.

Руху циліндра чинить опір сила внутрішнього тертя T , для якої справедливий вираз

$$|T| = -\mu F \frac{dv_r}{dr},$$

де v_r – швидкість руху рідини вздовж осі циліндра на відстані r від осі;

$F = 2\pi r l$ – зовнішня поверхня циліндра;

μ – в'язкість рідини.

Знак мінус вказує на зменшення швидкості зі збільшенням радіуса r (коли $r = R$ величина $v_r = 0$). В умовах руху, що встановився, різниця сил тисків $P_1 - P_2$ витрачається на подолання сили тертя T , і сума проєкцій усіх цих сил на вісь потоку повинна дорівнювати нулю. Внаслідок тертя рух розглянутого циліндричного шару гальмується, значить, сила тертя, прикладена до його бічної поверхні, спрямована протилежно різниці $P_1 - P_2$ і проєктується на вісь, напрямком якої збігається з напрямком руху, зі знаком мінус. Отже,

$$p_1 \pi r^2 - p_2 \pi r^2 - \left(-\mu F \frac{dv_r}{dr} \right) = 0 \quad \text{або} \quad p_1 \pi r^2 - p_2 \pi r^2 = -\mu 2\pi r l \frac{dv_r}{dr}, \quad (3.82)$$

звідки, після скорочення та розділення змінних, отримаємо

$$\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} r dr = -dv_r. \quad (3.83)$$

Переходячи до всього об'єму рідини в трубі, проінтегруємо це диференційне рівняння, враховуючи, що радіус у лівій частині рівняння змінюється від r до $r = R$, а змінна швидкості у правій частині від $v = v_r$ до $v = 0$ (біля стінки де $r = R$).

$$\int_r^R \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} r dr = - \int_{v_r}^0 dv_r. \quad (3.84)$$

Толі

$$\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \left(\frac{R^2}{2} - \frac{r^2}{2} \right) = v_r. \quad (3.85)$$

Швидкість має максимальне значення на осі труби, де $r = 0$,

$$v_{max} = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} R^2. \quad (3.86)$$

Порівнюючи вирази (3.85) і (3.86), знаходимо

$$v_r = v_{max} \frac{R^2 - r^2}{R^2} = v_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right). \quad (3.87)$$

Рівняння (3.87) являє собою закон Стокса, що описує параболічний розподіл швидкостей у перерізі трубопроводу для ламінарного руху.

Для визначення витрати рідини в умовах ламінарного руху розглянемо елементарний кільцевий перетин (див. рис. 3.27, б) з внутрішнім радіусом r і зовнішнім радіусом $(r + dr)$, площа якого дорівнює $dS = 2\pi r dr$. Об'ємна витрата рідини через цей переріз становить

$$dQ = v_r dS = v_r 2\pi r dr, \quad (3.88)$$

або з урахуванням рівняння (3.85)

$$dQ = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (R^2 - r^2) 2\pi r dr. \quad (3.89)$$

Інтегруючи останнє рівняння, отримаємо загальну витрату рідини через переріз труби

$$Q = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} \pi R^4. \quad (3.90)$$

Підставляючи замість R діаметр труби $d = 2R$ і позначаючи $(p_1 - p_2) = \Delta p$, остаточно знаходимо

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128\mu l}. \quad (3.91)$$

Рівняння (3.90) або (3.91), що визначає витрату рідини в умовах ламінарного руху по круглій прямій трубі, має назву рівняння Пуазейля.

Співвідношення між середньою швидкістю v та максимальною швидкістю v_{max} можна отримати, зіставивши значення Q з рівнянь (3.70) і (3.90),

$$Q = vS = v\pi R^2 \quad \text{і} \quad \pi R^2 v = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} \pi R^4,$$

звідки

$$v = \frac{P_1 - P_2}{8\mu l} R^4. \quad (3.92)$$

Порівнюючи рівняння (3.86) та (3.92), знаходимо

$$v = v_{max}/2$$

Таким чином, для ламінарного потоку в трубі середня швидкість рідини дорівнює половині швидкості на осі труби. Відповідно параболический закон розподілу швидкостей перерізу труби, що виражається рівнянням (3.87), може бути представлений у вигляді

$$v_r = 2v \left(1 - (r^2 / R^2) \right). \quad (3.94)$$

Рівняння нерозривності (суцільності) потоку. Встановимо загальну залежність між швидкостями в потоці рідини, для якого дотримується умова суцільності або нерозривності руху, тобто не утворюються порожнини, не заповнених рідиною. Виділимо всередині потоку елементарний паралелепіпед об'ємом $dV = dx dy dz$, ребра якого орієнтовані паралельно осям координат (рис. 3.28).

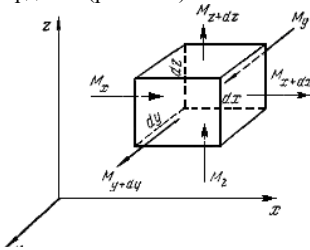


Рисунок 3.28 – Схема до виводу диференційного рівняння нерозривності потоку

Нехай складова швидкості потоку вздовж осі x у точках, що лежать на лівій грані паралелепіпеда площею $dS = dy dz$, дорівнює v_x . Тоді, згідно з рівнянням масової витрати, через цю грань у паралелепіпед увійде вздовж осі x за одиницю часу маса рідини $\rho v_x dy dz$, а за проміжок часу $d\tau$ – маса рідини

$$M_x = \rho v_x dy dz d\tau, \quad (3.95)$$

де ρ – густина рідини на лівій грані паралелепіпеда.

На протилежній (правій) грані паралелепіпеда швидкість і густина рідини можуть відрізнятись від відповідних величин на лівій грані і будуть

рівні $\left(v_x + \frac{\partial v_x}{\partial x} dx \right)$ і $\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right)$.

Тоді через праву грань паралелепіпеда за той же час $d\tau$ вийде маса рідини

$$M_{x+dx} = \left[\rho v_x + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} dx \right] dy dz d\tau. \quad (3.96)$$

Приріст маси рідини в паралелепіпеді вздовж осі x

$$dM_x = M_x - M_{x+dx} = -\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} dx dy dz d\tau. \quad (3.97)$$

Якщо складові швидкості вздовж осей y і z дорівнюють v_y і v_z , то збільшення маси в елементарному об'ємі вздовж цих осей за аналогією складають

$$dM_y = -\frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} dx dy dz d\tau, \quad (3.98)$$

$$dM_z = -\frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} dx dy dz d\tau. \quad (3.99)$$

Загальне накопичення маси рідини в паралелепіпеді за час $d\tau$ дорівнює сумі її прирощень вздовж усіх осей координат:

$$dM = -\left[\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} \right] dx dy dz d\tau. \quad (3.100)$$

Разом з тим, зміна маси в повністю заповненому рідиною об'ємі паралелепіпеда можлива тільки внаслідок зміни густини рідини в цьому об'ємі. Тому

$$dM_z = \frac{\partial\rho}{\partial\tau} dx dy dz d\tau. \quad (3.101)$$

Прирівнюємо обидва вирази dM , скорочуємо на $(dx dy dz)$ і після переносу в ліву частину рівняння, одержимо остаточно

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0. \quad (3.102)$$

Рівняння (3.102) являє собою диференціальне рівняння нерозривності потоку для нестановленого руху рідини, що стискається. Рівняння (3.102) може бути записано і в іншій формі. Проводячи диференціювання добутку ρv , отримаємо

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau} + \frac{\partial\rho}{\partial x} v_x + \frac{\partial\rho}{\partial y} v_y + \frac{\partial\rho}{\partial z} v_z + \frac{\partial v_x}{\partial x} \rho + \frac{\partial v_y}{\partial y} \rho + \frac{\partial v_z}{\partial z} \rho = 0$$

або

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{d\tau} + \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad (3.103)$$

де $\frac{d\rho}{d\tau}$ субстанційна похідна густини.

У потоці, що встановився, густина не змінюється в часі, тобто $\frac{d\rho}{d\tau} = 0$, і рівняння (3.102) набуває вигляду

$$\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0. \quad (3.104)$$

Для краплинних рідин, які практично не стисливі, а також для газів в умовах ізотермічного потоку для швидкостей, значно менших за швидкість звуку, $\rho = const$ і, отже,

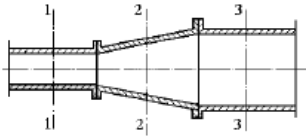
$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \quad (3.105)$$

Рівняння (3.105) є диференціальним рівнянням нерозривності потоку не стисливої рідини. Сума змін швидкості вздовж осей координат у лівій частині рівняння (3.105) називається *дивергенцією вектору швидкості* та позначається через $div v$. Тому дане рівняння можна представити як

$$\operatorname{div} v = 0. \quad (3.105a)$$

Для того щоб перейти від елементарного об'єму до всього об'єму рідини, що рухається суцільним потоком трубопроводом змінного перерізу (рис. 3.29), проінтегруємо диференціальне рівняння (3.104). Якби площа перерізу трубопроводу не змінювалася, то для однонаправленого руху (у напрямку осі x), що встановився, інтегрування рівняння (3.104) дало б залежність $\rho v = \text{const}$, де v – середня швидкість рідини. Якщо ж площа перерізу S трубопроводу змінна, то, інтегруючи також по площі, отримаємо

$$\rho v S = \text{const}. \quad (3.106)$$



Для трьох різних перерізів (11, 22 і 33) трубопроводу, зображеного на рис. 3.29, маємо

$$\rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2 = \rho_3 v_3 S_3, \text{ або } M_1 = M_2 = M_3, \quad (3.106a)$$

Рисунок 3.29 – До виводу рівняння постійності витрати рідини

де $M = \rho v S$ – масова витрата рідини, кг/с.

Вирази (3.106) або (3.106a) являють собою рівняння нерозривності (суцільності) потоку в його інтегральній формі для встановленого руху. Це рівняння називається також рівнянням сталості витрати. Відповідно до рівняння сталості витрати, за умови встановленого руху рідини, що повністю заповнює трубопровід, через кожен його поперечний переріз проходить в одиницю часу одна і та ж маса рідини. Для краплинних рідин $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho = \text{const}$, і рівняння (3.106) набуває вигляду

$$v S = \text{const}. \quad (3.107)$$

Отже,

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = v_3 S_3 = \text{const} \quad \text{або} \quad Q_1 = Q_2 = Q_3, \quad (3.107a)$$

де $Q = v S$ – об'ємна витрата рідини, м³/с.

З рівняння (3.107a) випливає, що швидкості краплинної рідини в різних поперечних перерізах трубопроводу обернено пропорційні площам цих перерізів. Відповідно до рівняння (3.107) масова витрата рідини через початковий переріз трубопроводу дорівнює її витраті через кінцевий переріз трубопроводу. Таким чином, рівняння сталості витрати є окремим випадком закону збереження маси і виражає матеріальний баланс потоку.

У деяких випадках, наприклад, під час закипання рідини внаслідок різкого зниження тиску, утворюється пара, що може призвести до розриву потоку. У таких умовах, що спостерігаються іноді в роботі насосів, рівняння нерозривності потоку не виконується.

3.4. Рівняння енергії

Рівняння та інтеграл Бернуллі. Рішення рівнянь Ейлера (3.76) призводить до одного з найбільш важливих рівнянь гідродинаміки – рівняння Бернуллі. Помножимо перше з рівнянь Ейлера (3.76) на dx , друге – на dy , третє – на dz , а потім почленно складемо. В результаті отримаємо

$$\left(\frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz \right) = (Xdx + Ydy + Zdz) - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right). \quad (3.108)$$

Проінтегруємо (3.108) вздовж елементарного струменя з наступними припущеннями:

- 1) потік вважатимемо установленим;
 2) вважатимемо, що течія відбувається у полі сил земного тяжіння і інші масові сили відсутні;
 3) вважатимемо, що координатна площина xOy горизонтальна, а вісь z спрямована по вертикалі вгору.

Розглянемо окремі суми, що входять до (3.108).

Враховуючи, що $\frac{dx}{dt} = u_x$, $\frac{dy}{dt} = u_y$, $\frac{dz}{dt} = u_z$ представимо суму в лівій частині у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz &= u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z = \frac{1}{2} (du_x^2 + du_y^2 + du_z^2) = \\ &= \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2} du^2, \end{aligned} \quad (3.109)$$

де u – дійсна повна швидкість у даній точці.

На підставі другого та третього припущень проєкції прискорень масових сил на осі координат становитимуть $X=Y=0$, $Z=-g$. Тоді перша сума у правій частині (3.108) набуде вигляду

$$Xdx + Ydy + ZdZ = -gdz. \quad (3.110)$$

У силу першого припущення всі параметри потоку, зокрема і тиск, не залежать від часу і є функціями лише координат, тобто $p = p(x, y, z)$. Отже, вираз у дужках у другого доданку у правій частині (3.108) є повним диференціалом тиску, тобто.

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp. \quad (3.111)$$

Підставляючи (3.109), (3.110), (3.111) у (3.108) і збираючи всі складові в лівій частині, отримаємо

$$gdz + \frac{dp}{\rho} + \frac{du^2}{2} = 0. \quad (3.112)$$

Вираз (3.112) називають диференціальним рівнянням Бернуллі.

Одиниця виміру членів рівняння (3.112) – Дж/кг.

Рівняння Бернуллі можна представити в інших видах, помноживши всі його члени на ρ ,

$$\rho g dz + dp + \frac{\rho u^2}{2} = 0; \quad (3.113)$$

або розділивши на g

$$dz + \frac{dp}{\rho g} + \frac{du^2}{2g} = 0. \quad (3.114)$$

Одиниці вимірювання всіх членів рівняння (3.113) – Па, а (3.114) – м.

Проінтегрувавши рівняння (3.112) – (3.114), отримаємо вирази

$$gz + \int \frac{dp}{\rho} + \frac{u^2}{2} = const; \quad (3.115)$$

$$\rho gz + \int dp + \frac{\rho u^2}{2} = const ; \quad (3.116)$$

$$z + \int \frac{dp}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = const . \quad (3.117)$$

Рівняння (3.115) – (3.117) називаються інтегралом Бернуллі.

Енергетичний зміст інтеграла Бернуллі. Приймаючи $\rho = const$, в результаті інтегрування рівняння (3.112) отримаємо

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = const. \quad (3.118)$$

Одиниця вимірювання всіх членів рівняння (3.118), як і (3.112) – Дж/кг.

Частинка рідини, що рухається має цілком певний запас механічної енергії. Якщо абсолютно тверде тіло має запас потенційної енергії положення в полі сил тяжіння і кінетичної енергії, то рідка частинка, як пружне тіло, має ще й запас потенційної енергії стану. Ця енергія тим більша, чим більший об'єм рідини і чим вищий тиск, і проявляється в тому, що, наприклад, нагнітання рідини в посудину може призвести до її руйнування, а стиснутий газ може виконувати роботу в процесі розширення.

Отже, повна механічна енергія рідкої частинки E може бути визначена як сума

$$E = \Pi_n + \Pi_c + K,$$

де Π_n – потенційна енергія положення в полі сил тяжіння;

Π_c – потенційна енергія стану;

K – кінетична енергія.

Потенційна енергія положення може бути підрахована за загальною формулою механіки

$$\Pi_n = mgz,$$

де m – маса рідкої частинки, кг;

z – висота її положення над горизонтальною площиною відліку, м.

Розглянемо питому енергію, що припадає на одиницю маси рідини.

Питома потенційна енергія положення становить

$$(\Pi_n)_{num} = \frac{\Pi_n}{m} = \frac{mgz}{m} = gz$$

і у інтегралі Бернуллі (3.118) представлена першим доданком.

Потенційна енергія стану обчислюється за формулою

$$\Pi_c = pV,$$

де p – тиск, Па;

V – об'єм рідкої частинки, м³.

Питома потенційна енергія стану

$$(\Pi_c)_{num} = \frac{\Pi_c}{m} = \frac{pV}{m} = \frac{p}{\rho}$$

в інтегралі Бернуллі (3.118) представлена другим доданком.

Кінетична енергія рідкої частинки

$$K = \frac{mu^2}{2}.$$

Питома кінетична енергія

$$K_{num} = \frac{K}{m} = \frac{mu^2}{2m} = \frac{u^2}{2}$$

в інтегралі Бернуллі (3.118) представлена третім доданком. Повна механічна енергія рідкої частинки визначається сумою

$$E = mgz + pV + \frac{mu^2}{2},$$

а питома механічна енергія складе

$$E_{num} = gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}. \quad (3.119)$$

Порівнюючи (3.118) і (3.119), приходимо до енергетичного змісту інтегралу Бернуллі: питома механічна енергія ідеальної стисливої рідини залишається постійною вздовж елементарного струменя. Таким чином, інтеграл Бернуллі виражає собою закон збереження механічної енергії для елементарного струменя, тобто є енергетичним рівнянням.

З інтеграла Бернуллі слідє також висновок про те, що окремі складові питомої механічної енергії можуть змінюватися, відбувається перетворення одного виду енергії в інший, тобто зменшення одного доданку обов'язково має супроводжуватися збільшенням хоча б одного з двох інших і навпаки. Сума членів інтеграла Бернуллі (3.115) відповідає повному запасу енергії, яким володіє одиниця маси, (3.116) – одиниця об'єму, (3.117) – одиниця сили тяжіння щодо прийнятої площини порівняння (H).

Члени $\frac{u^2}{2}$, $\frac{\rho u^2}{2}$, $\frac{u^2}{2g}$ виражають кінетичну енергію, суми $gz + \int \frac{p}{\rho}$, – потенційну

енергію, де gz , ρgz , z – потенційна енергія положення, а $\int \frac{p}{\rho}$, $\int p$, $\int \frac{p}{\rho g}$, – потенційна енергія

стану відповідно одиниці маси, об'єму, одиниці сили тяжіння. Можна також сказати, що рівняння (3.116) та (3.117) виражають собою те саме, що й рівняння (3.119), але в масштабі $1/\rho$ і $1/g$ відповідно.

Рівнянням (3.115) зручно користуватися для дослідження руху газу зі змінною густиною, наприклад, у пневмомережах і компресорах. Якщо під час руху газу зміни тиску незначні і температура постійна, можна вважати $\rho = const$. У цих умовах зручно користуватися рівнянням (3.116), яке набуде вигляду

$$\rho gz + p + \frac{\rho u^2}{2} = const. \quad (3.120)$$

Виразом (3.120) зручно користуватися для дослідження руху повітря у вентиляційних мережах і вентиляторах.

В умовах руху краплинної рідини (води, оливи та ін.), густина якої постійна, найзручніше користуватися рівнянням (3.117), яке для $\rho = \text{const}$ набуде вигляду

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const.} \quad (3.121)$$

Рівняння (3.121) застосовується під час розрахунків водопроводів, гідро-магістралей, насосів. Часто використовується інший запис рівняння (3.117). Позначаючи індексом 1 параметри потоку в першому по ходу руху рідини перерізі потоку, а індексом 2 – в подальшому, можемо записати

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{em} \quad (3.122)$$

Геометричний зміст рівняння Бернуллі. Всі складові рівняння (3.122) мають розмірність довжини, тому можна говорити про геометричний зміст рівняння Бернуллі: z – геометрична (геодезична, нівелірна) висота; $p/\rho g$ – п'єзометрична висота; $u^2/2g$ – швидкісна (динамічна) висота; h_{em} – висота втрат енергії (напору).

Наведемо інші назви: z – геометричний напір; $p/\rho g$ – п'єзо-метричний напір; $u^2/2g$ – швидкісний напір; h_{em} – втрата напору; $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$ – повний напір.

Розглянемо потік рідини в каналі, вимірюючи всі складові рівняння Бернуллі (3.122) у різних перерізах (рис. 3.30, показані виміри лише для двох перерізів 1-1 та 2-2). За площину відліку прийнемо довільну горизонтальну площину 0-0.

Геометричні висоти z легко визначаються як відстань по вертикалі від площини відліку до центрів тяжіння відповідних перерізів. П'єзометричні висоти визначаються як висоти підняття рідини в п'єзометрах, відраховані по вертикалі від центрів тяжіння відповідних перерізів. Швидкісні висоти визначаються як різниці рівнів рідини в трубках Піто і п'єзометрах, поміщених у відповідні перерізи (необхідно відзначити, що для точного вимірювання величини трубку Піто слід поміщати в таку точку перерізу, де локальна швидкість u дорівнює середній швидкості v , що не завжди можна зробити, бо положення цієї точки рідко відоме).

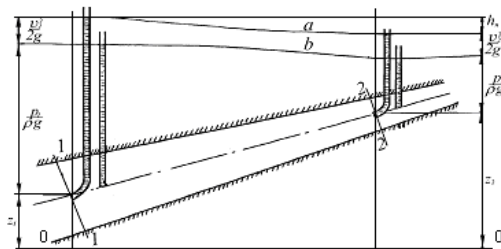


Рисунок 3.30 – Геометрична інтерпретація рівняння Бернуллі

Висота втрат енергії на ділянці, обмеженій перерізами 1-1 і 2-2, визначиться як різниця рівнів рідини в трубках Піто, поміщених у ці перерізи. Якщо аналогічні вимірювання виконати для безлічі проміжних перерізів і з'єднати плавною лінією верхні меніски рідини в трубках Піто, то отримаємо лінію a (рис. 3.30), яку називають *лінією повного напору*.

З'єднуючи плавною лінією верхні меніски рідини в п'езометрах, ми отримаємо лінію b (рис. 3.30), яку називають п'езометричною лінією. Лінію, що з'єднує центри тяжіння перерізів, називають віссю потоку.

Характер поведінки цих ліній по довжині потоку визначається так званими нахилами. Гідравлічним нахилом називають величину

$$i_p = + \frac{d \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right)}{dl} = + \frac{dh_n}{dl}, \quad (3.123)$$

яка визначає поведінку лінії повного напору.

П'езометричний нахил

$$i_p = \pm \frac{d \left(z + \frac{p}{\rho g} \right)}{dl}, \quad (3.124)$$

визначає поведінку п'езометричної лінії.

Геометричний (геодезичний) нахил

$$i_z = \pm \frac{dz}{dl}, \quad (3.125)$$

характеризує поведінку осі потоку.

У практичних розрахунках частіше використовуються середні значення нахилів, що обчислюються як відношення різниць відповідних величин на початку і в кінці до довжини потоку. Так як уздовж потоку повна енергія його за рахунок втрат безперервно зменшується, лінія повного напору завжди знижується. Гідравлічний нахил (3.124) завжди залишається позитивним.

П'езометрична лінія може і знижуватися, і підвищуватись. Її поведінка залежить як від втрат напору, так і від характеру зміни кінетичної енергії. Після розширення каналу швидкість потоку та швидкісний напір зменшуються. Якщо швидкість зменшення швидкісного напору виявиться вищою, ніж швидкість зменшення повного напору, то п'езометрична лінія буде підніматися.

Діаграми напорів. У ряді завдань гідравліки доцільно дати графічне зображення рівняння Бернуллі у тому чи іншому каналі. Такі графіки називають діаграмами напору. Вони дозволяють дуже наочно аналізувати поведінку кожного доданка в рівнянні Бернуллі під час руху рідини по каналу. З їх допомогою зручно також проводити деякі числові розрахунки. Зазвичай діаграми будують за результатами конкретних розрахунків, відкладаючи в масштабі кожного перерізу значення напорів.

Розглянемо принцип побудови діаграми. Нехай із відкритої посудини великих розмірів рідина витікає в атмосферу по трубі змінного перерізу (рис. 3.31). Виберемо як площину відліку довільну горизонтальну площину $0-0$. Побудова діаграми почнемо з лінії повного напору. Для цього визначимо повний напір у перерізі, що збігається з вільною поверхнею рідини в посудині. Умовимося в рівнянні Бернуллі користуватися надмірними тисками. Тоді на вільній поверхні $p / \rho g = 0$.

Так як площа посудини значно перевищує площу перерізу труби, то відповідно до рівняння витрати швидкість рідини в посудині буде дуже мала в порівнянні зі швидкістю в трубі, а отже, можна знехтувати швидкісним напором. Таким чином, повний напір визначається лише геометричним напором (на діаграмі він позначений точкою a). Повні

напори в наступних перерізах будемо оцінювати як різницю повного напору в попередньому перерізі і втрат напору на ділянці між цими перерізами

$$\left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - h_n. \quad (3.126)$$

Забігаючи дещо вперед, відзначимо, що розрізняють два види втрат напору: втрати на тертя, обумовлені в'язкістю рідини та місцеві втрати, обумовлені різкою зміною конфігурації потоку, які на відміну від втрат на тертя (шляхових) прийнято вважати зосередженими в одному перерізі потоку. Втрати на тертя тим більші, чим більша довжина каналу і швидкість потоку і чим менший перетин (діаметр) каналу.

У перерізі 1-1 відразу за входом потоку з ємності в трубу повний напір буде менший напору в ємності на величину місцевих втрат входу. Віднімаючи з повного напору в ємності (точка *a*) втрати входу h_1 отримаємо точку *b*, що визначає повний напір у перерізі 1-1.

На ділянці труби між перерізами 1-1 і 2-2 відбуватимуться втрати напору на тертя. Так як труба на цій ділянці має постійний переріз, то скрізь на одиницю довжини припадають однакові втрати, тобто графік повного напору матиме лінійний характер. Віднімаючи з повного напору в перерізі 1-1 величину втрат напору на тертя на ділянці h_2 , отримаємо повний напір у перерізі 2-2 (точка *c*). З'єднавши точки *b* та *c* прямою лінією, отримаємо графік повного напору для першої ділянки труби.

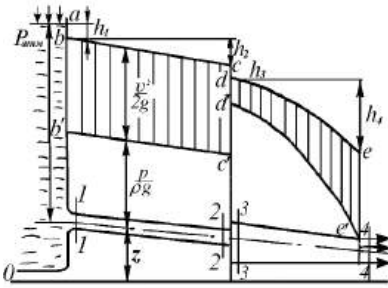


Рисунок 3.31 – Діаграма напорів

За аналогією з входом у трубу, віднімаючи з повного напору в перерізі 2-2 (точка *c*) місцеві втрати після раптового розширення потоку h_3 , одержуючи повний напір у перерізі 3-3 за раптовим розширенням (точка *d*), віднімаючи з якого втрати на тертя на другій ділянці труби h_4 отримаємо повний напір у вихідному перерізі 4-4 (точка *e*).

Під час з'єднання точок *d* і *e* необхідно врахувати, що втрати на тертя на одиницю довжини (гідралічний нахил) на початку ділянки (великі діаметри) будуть меншими, ніж наприкінці (малі діаметри). Отже, лінія повного напору буде спрямована опуклістю вгору. Таким чином, отримали лінію повного тиску *abcde*.

Перейдемо тепер до побудови п'єзометричної лінії. З цієї метою з повного напору в кожному перерізі відніматимемо швидкісний напір

$$\left(z + \frac{p}{\rho g} \right) = \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right) - \frac{v^2}{2g}. \quad (3.127)$$

На вільній поверхні рідини в посудині швидкісний напір дорівнює нулю і п'єзометричний напір збігається з повним (точка *a*). На ділянці між перерізами 1-1 і 2-2 переріз труби, швидкість і швидкісний напір залишаються постійними, і п'єзометрична лінія (*b'c'*) буде паралельна лінії повного напору. Під час переходу від перерізу 2-2 до перерізу 3-3 відбувається різке збільшення перерізу, що супроводжується зменшенням швидкості та швидкісного напору. Тому п'єзометричний напір у перерізі 3-3 визначається відніманням з повного напору значно меншої величини (відрізок *dd'*), ніж для перерізу 2-2 (відрізок *cc'*).

На другій ділянці труби перетин поступово зменшується, що призводить до поступового зростання швидкості і швидкісного напору. Отже, у кожному наступному перерізі з повного напору необхідно віднімати все більшу і більшу величину. Тому

п'езометрична лінія безперервно віддається від лінії повного напору. Закінчується п'езометрична лінія в точці, що збігається з центром тяжіння вихідного перерізу 4-4. Це пояснюється тим, що у вихідному перерізі знову діє атмосферний тиск і п'езометричний напір $p/\rho g$ по надмірному тиску дорівнює нулю. Повний напір складається з геометричного і швидкісного. За аналогією з побудовою діаграми напору по заданому профілю потоку можливе рішення і зворотного завдання: побудова конфігурації трубопроводу за заданою діаграмою напору.

Приклади практичного використання рівняння Бернуллі. Рівняння Бернуллі дозволяє отримати розрахункові формули для різних випадків руху рідини і вирішити багато практичних завдань. Слід мати на увазі, що воно справедливе тільки для потоків, що встановилися, з плоскими живими перерізами.

Для практичного використання рівняння Бернуллі під час вирішення різних завдань проводять два перерізи та горизонтальну площину – площину порівняння. Останню, щоб було менше невідомих, проводять через центр тяжіння одного або, якщо це можливо, двох перерізів, і тоді z_1 або z_2 (або обидва) дорівнюватимуть нулю. Перерізи проводять нормально до напрямку руху рідини, а місця їх проведення вибирають так, щоб перерізи були плоскими, містили невідомі величини, що підлягають визначенню, і достатню кількість відомих величин. Зазвичай такими місцями є вільна поверхня рідини, вхід або вихід з трубопроводу, місця підключення вимірювальних приладів та ін. Далі для вибраних перерізів, які нумеруються по ходу руху рідини, записується рівняння Бернуллі, підставляються в нього числові значення величин і обчислюються невідомі.

Для вирішення деяких завдань доводиться додатково використовувати умову нерозривності (суцільності) течії і брати більше двох перерізів. До рівняння Бернуллі підставляються абсолютні тиски. Покажемо на найпростішому прикладі (рис. 3.32). Нехай потрібно визначити швидкість витікання рідини із резервуара через отвір у стінці за постійного напору (рівень рідини в резервуарі постійний).

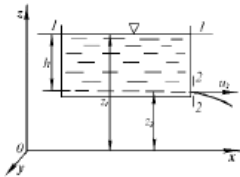


Рисунок 3.32 –
Витікання рідини з
отвору

Проводимо переріз 1-1 на рівні рідини в резервуарі та переріз 2-2 на виході струменя з отвору. Проводимо довільну горизонтальну площину порівняння xOy . Відомими величинами є z_1 , z_2 ($z_1 - z_2 = h$), $p_1 = p_2 = p_a$ (резервуар відкритий і витікання відбувається в атмосферу). Тоді, нехтуючи незначними втратами напору на виході струменя з отвору і приймаючи коефіцієнт $\alpha = 1$, з рівняння (3.122) знаходимо $u_2 = v_2 = \sqrt{2gh}$.

Вимірювання тисків та локальних швидкостей. Рідина, що покоїться, не володіє кінетичною енергією. Тоді інтеграл Бернуллі (3.118) набуде вигляду

$$gz + p/\rho = \text{const} \quad (3.128)$$

Позначивши тиск на вільній поверхні рідини p_0 , а її координату z_0 (рис. 3.33), рівнянню (3.128) можемо надати вигляду

$$gz + \frac{p}{\rho} = gz_0 + \frac{p_0}{\rho} \quad \text{або} \quad p = p_0 + \rho g(z_0 - z). \quad (3.129)$$

Позначивши глибину занурення точки (наприклад, A) під вільною поверхнею рідини через $h = z_0 - z$, надамо (3.129) вигляд

$$p = p_0 + \rho gh.$$

Останнє є основним рівнянням гідростатики (3.26) і було отримано рішенням диференціальних рівнянь рівноваги Ейлера.

Введемо в точку B (рис. 3.33) закритий п'езометр, що представляє собою скляну трубку з запаяним верхнім кінцем з якої видалено повітря. Під дією тиску в точці рідинна піднімається на деяку висоту h' . Для її обчислення використаємо рівняння (3.26) для рідини, що покоїться, в п'езометрі. Так як з нього видалено повітря, то над рідиною тиск дорівнюватиме нулю.

$$p_a = \rho g h', \quad (3.130)$$

звідки

$$h' = p_a / \rho g. \quad (3.131)$$

Таким чином, висота підняття рідини в п'езометрі в деякому масштабі ($l:g$) визначає питому потенційну енергію стану рідини, а вираз (3.131) можна використовувати для розрахунку тиску, виміряного за допомогою п'езометра. Формула (3.131) визначає спосіб перерахунку тисків, виражених висотою стовпа рідини у розмірні одиниці.

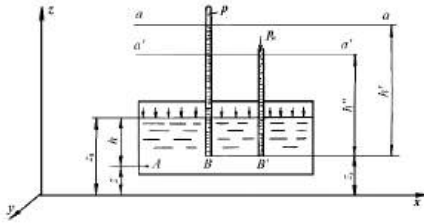


Рисунок 3.33 – Вимірювання тисків п'езометрами

Так як (3.26) пов'язана з виразом (3.130), то легко бачити, що в яку б точку даної рідини ми не поміщали п'езометр, сума координати z цієї точки і висоти підйому рідини в п'езометрі залишається постійною, тобто верхній меніск рідини у п'езометрі завжди перебуватиме на тому самому рівні. Горизонтальну площину $a-a$ (рис. 3.33), проведену через верхні меніски рідини в п'езометрах, називають *напірною площиною*, побудованою за абсолютним тиском. Закритий п'езометр, як бачимо, вимірює абсолютний тиск у рідині. Надлишковий тиск

можна виміряти за допомогою відкритого п'езометра, що є скляною трубкою, відкритою з обох кінців.

Помістимо відкритий п'езометр (рис. 3.33) в точку, розташовану на тій же глибині під вільною поверхнею, що і точка B . З (3.26) видно, що тиски в точках e' і B будуть однакові. Над вільною поверхнею рідини в п'езометрі діятиме атмосферний тиск, тому на підставі (3.26) можемо написати $p_a = p_a + \rho g h''$, звідки

$$h'' = \frac{p_a - p_a}{\rho g} = \frac{(p_a)_{\text{изб}}}{\rho g}, \quad (3.132)$$

тобто висота підняття рідини у відкритому п'езометрі в масштабі ($l:g$) вимірює ту ж питому потенційну енергію стану рідини, але визначену за надмірним тиском.

Сказане вище про рівні рідини в закритих п'езометрах справедливо і для відкритих, з тією лише різницею, що напірна площина за надлишковим тиском (рис. 3.33), проведена через верхні меніски рідини у відкритих п'езометрах, буде розташована нижче за площину $a-a$ на висоту $h' - h'' = p_a / \rho g$. У чому неважко переконатися за допомогою (3.132) та (3.133).

Для вимірювання локальних швидкостей у закритих каналах, рух рідини в яких називають напірним, використовується трубка Піто-Прандтля, яка є комбінацією трубки Піто і п'езометра (рис. 3.34), які зазвичай об'єднуються в одну конструкцію. Трубка Піто-Прандтля вводиться в потік таким чином, щоб відкритий кінець трубки Піто був спрямований перпендикулярно до вектора швидкості, а відкритий кінець п'езометра по дотичній. Як і в попередньому випадку, для трубки Піто справедлива умова

$$p_B = p_a + \rho g(h + h')$$

звідки

$$h + h' = \frac{p_a - p_a}{\rho g}, \quad (3.133)$$

тільки висота h і h' мають інший зміст (рис. 3.34).

Оскільки рідина протікає біля вхідного перерізу п'єзометра не загальмовуючись, то в ньому діятиме такий же тиск, як і в рідині, що рухається, тобто p'_a . Для нього на підставі (3.70) можемо написати (з урахуванням, що на вільній поверхні рідини в п'єзометрі діє атмосферний тиск, як і в трубіці Піто) рівняння

$$p'_b = p_a + \rho g h', \quad (3.134)$$

але в даному випадку h' є висотою підняття рідини в п'єзометрі.

Вираз (3.134), після підстановки p'_b і p'_a приведе знову-таки до (3.135) і для практичних розрахунків необхідно писати

$$u_B = c\sqrt{2gh}, \quad (3.135)$$

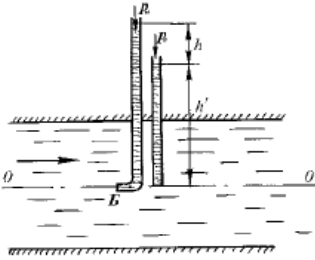


Рисунок 3.34 – Вимірювання локальних швидкостей трубкою Піто-Прандтля

де $c = 1,01 - 1,05$; h – різниця рівнів рідини в трубіці Піто та п'єзометрі.

Вимірювання витрати. Трубка Піто-Прандтля служить для вимірювання локальних швидкостей руху. У тому випадку, якщо відомий живий переріз потоку, витрата може бути розрахована за рівнянням (3.26). Існують прилади безпосереднього вимірювання витрати. Велике поширення на практиці знайшли витратомір Вентурі і нормальна діафрагма (шайба).

Витратомір Вентурі. Великою перевагою цього приладу є простота конструкції і відсутність будь-яких рухомих частин. Він може бути розташований горизонтально, вертикально та під будь-яким кутом, що принципового значення не має. Розглянемо витратомір з горизонтальною віссю (рис. 3.35). Він складається з двох циліндричних труб A і B діаметром d_1 , з'єднаних за допомогою двох конічних ділянок (патрубків) C і D з циліндричною вставкою E меншого діаметра d_2 . У перерізах 1-1 і 2-2 до витратоміра приєднані п'єзометри a і b , різниця рівнів рідини в яких показує різницю тисків у цих перерізах.

Складемо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2 нехтуючи дуже невеликими на малій довжині між цими перерізами втратами.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad (3.136)$$

$$\text{звідки } \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}, \text{ але } \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h \text{ і, отже, } h = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

Так як отримано одне рівняння з двома невідомими, то додатково скористаємося умовою нерозривності течії $v_1 f_1 = v_2 f_2$, звідки $v_1 = v_2 f_2 / f_1$.

Підставивши значення v_1 у попереднє рівняння

$$h = \frac{v_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 \right], \quad (3.137)$$

визначимо середню швидкість у перерізі 2-2:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{\left(1 - \frac{f_2}{f_1} \right)^2}}. \quad (3.138)$$

Тоді витрата рідини визначиться за рівнянням

$$Q = v_2 f_2 = f_2 \sqrt{\frac{2gh}{\left(1 - \frac{f_2}{f_1} \right)^2}}. \quad (3.139)$$

Однак внаслідок нерівномірності розподілу швидкостей у поперечних перерізах потоку, а також неминучих втрат напору між розглянутими перерізами дійсна витрата рідини буде дещо відрізняться від обчисленої за цією формулою, що враховують, вводячи в неї поправочний коефіцієнт β . В результаті маємо

$$Q = \beta f_2 \sqrt{\frac{2gh}{\left(1 - \frac{f_2}{f_1} \right)^2}}. \quad (3.140)$$

Коефіцієнт β для кожного витратоміра встановлюють дослідним шляхом на підставі ряду попередніх вимірювань витрат на різних швидкостях руху рідини. У цьому полягає градування витратоміру. Практично для визначення витрати користуються формулою

$$Q = c\sqrt{h}, \quad (3.141)$$

де коефіцієнт $c = \beta f_2 \sqrt{2g / \left(1 - \frac{f_2}{f_1} \right)^2}$ називають постійною витратоміра (для даного витратоміра він має цілком певне значення).

На практиці замість обчислення за формулами витрату рідини часто визначають за так званим градувальними (тарировочними) кривими, які одержують дослідним шляхом і дають для даного витратоміра пряму залежність між показаннями п'езометрів (або диференційного манометра) h і вимірюваними витратами рідини Q . Для градування витратомірних пристроїв використовуються прості та точні способи вимірювання витрати рідини: об'ємний та ваговий.

Для об'ємного способу вимірювання рідини, що протікає в досліджуваному потоці (наприклад, в трубі) надходить в ретельно проградуйовану посудину (мірний бак), час наповнення якого фіксується за секундоміром. Якщо об'єм цього бака V , а вимірний час його наповнення τ , то об'ємна витрата $Q = V/\tau$. Для вагового методу рідини, що надійшла в бак за час τ , зважується, і вагова витрата визначається як $G = mg/\tau$.

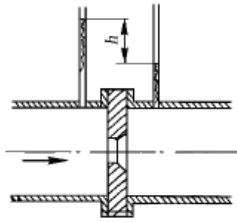


Рисунок 3.36 –
Діафрагма

Нормальна діафрагма. Вона зазвичай виконується з тонкого диска з отвором, центр якого збігається з віссю труби (рис. 3.36). Краї отвору найчастіше мають гострі вхідні кромки або закруглюються за формою струмення, що втікає в отвір. Для вимірювання перепаду тиску до та після діафрагми зазвичай використовують дифманометри. Витрати визначають за формулою (3.141). Коефіцієнт c знаходять дослідним шляхом для кожного типу діафрагми окремо.

Визначення втрат напору різних ділянок трубопроводу. Нехай маємо горизонтальний трубопровід (рис. 3.37), що включає прямолинійну ділянку діаметром d_1 , ділянку раптового розширення з діаметра d_1 до діаметра d_2 і ділянку раптового звуження з діаметра d_2 до діаметра d_3 .

Потрібно визначити втрати напору на кожній ділянці трубопроводу для відомої витрати рідини Q , якщо відомі показання п'єзометрів $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$, що обмежують перелічені ділянки трубопроводу.

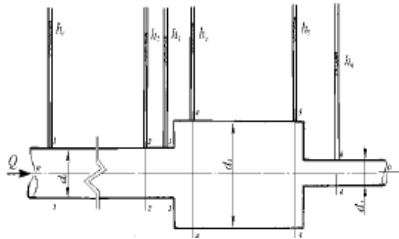


Рисунок 3.37 – До визначення втрат напору на ділянках трубопроводу

Складемо рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 та 2–2, 3–3 та 4–4, 5–5 та 6–6, проведених через місця (точки) підключення відповідних п'єзометрів. За площину порівняння виберемо площину 0–0, що проходить по осі трубопроводу, що робить $z_1 = z_2 = 0, z_3 = z_4 = 0, z_5 = z_6 = 0$. Тоді для прямолинійної ділянки

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (3.142)$$

Оскільки ділянка трубопроводу, що розглядається, між перерізами 1–1 і 2–2 має однаковий діаметр d_1 , то

$$v_1 = v_2 \text{ и } \frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g}, \text{ а } h_{1-2} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \text{ або } h_{1-2} = h_1 - h_2.$$

Для ділянки раптового розширення трубопроводу між перерізами 3–3 та 4–4

$$\frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} = \frac{p_4}{\rho g} + \frac{v_4^2}{2g} + h_{3-4}, \quad (3.143)$$

таким чином

$$h_{сп} = h_{3-4} = \left(\frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_4}{\rho g} + \frac{v_4^2}{2g} \right)$$

або

$$h_{сп} = \left(h_3 + \frac{v_3^2}{2g} \right) - \left(h_4 + \frac{v_4^2}{2g} \right). \quad (3.144)$$

Для ділянки раптового звуження трубопроводу між перерізами 5–5 та 6–6

$$\frac{p_5}{\rho g} + \frac{v_5^2}{2g} = \frac{p_6}{\rho g} + \frac{v_6^2}{2g} + h_{5-6}, \quad (3.145)$$

таким чином

$$h_{\text{вз}} = h_{5-6} = \left(\frac{p_5}{\rho g} + \frac{v_5^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_6}{\rho g} + \frac{v_6^2}{2g} \right) \text{ або } h_{\text{вс}} = \left(h_5 + \frac{v_5^2}{2g} \right) - \left(h_6 + \frac{v_6^2}{2g} \right).$$

Швидкості $v_1, v_2, v_3, v_4, v_5, v_6$ у відповідних перерізах трубопроводу визначають із рівняння витрати (3.26).

3.5. Втрати енергії під час руху рідини

Характер та види втрат енергії. Ламінарний та турбулентний режими руху.

Отримання конкретних залежностей для розрахунку втрат енергії під час руху рідини в трубах і каналах є основним змістом внутрішньої задачі гідродинаміки. Розрізняють два види втрат енергії для напірного руху рідини, що встановився: втрату енергії по довжині h_l і місцеві втрати енергії, кожен з яких позначимо $h_{\text{мс}}$.

До втрати енергії по довжині відноситься та частина енергії потоку, яка витрачається на подолання тертя в прямолінійних ділянках труб і каналів, де рух рідини рівномірний або плавно змінний. Ця енергія перетворюється на теплоту і безповоротно витрачається потоком.

До місцевої втрати енергії відноситься та частина енергії потоку, яка витрачається також на подолання тертя, але в місцях, де потік зазнає різкої деформації. В результаті на деякій порівняно невеликій ділянці порушується рівномірний рух рідини, її швидкість змінюється за величиною і напрямом. Деформація потоку (порушення його нормальної конфігурації) має місце під час входу в трубу, в умовах різкого розширення і звуження трубопроводу, в місцях, де встановлені вентилі, крани, і на поворотах труби та ін.

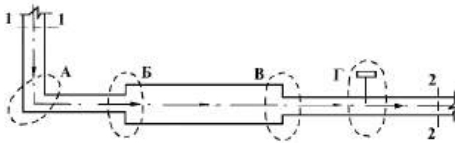


Рисунок 3.38 – Трубопровід з ділянками місцевих опорів

Представимо потік у трубопроводі (рис. 3.38), що включає ділянки: поворот A ; різке розширення B ; різке звуження V ; засувку G (частково відкриту). Крім втрат енергії по довжині між перерізами $1-1$ і $2-2$ в даному випадку будуть ще

чотири місцеві втрати енергії. У загальному випадку для ділянки потоку в трубі, розміщеного між двома перерізами, повна втрата енергії

$$h_{\Sigma} = \Sigma h_l + \Sigma h_{\text{м.с.}} \quad (3.146)$$

Щоб визначити величину дотичних напруг, що зумовлюють втрати енергії, необхідно вивчити режими руху рідини (*ламінарний* чи *турбулентний*). За умови *ламінарного* (від лат. lamina – шар) руху окремі частинки рідини в трубі переміщуються по прямолінійних траєкторіях паралельно стінкам труби і один одному. Жодних поперечних переміщень часток не відбувається. Інакше кажучи, рідина в круглій трубі рухається концентричними кільцевими шарами, які не переміщуються між собою.

За умови турбулентного (від лат. turbulentus – невпорядкований, бурхливий) руху окремі частинки рідини або цілі групи частинок кінцевих розмірів («рідкі комки») поведуться приблизно як молекули за уявленнями кінетичної теорії газів, тобто перебувають у стані хаотичного руху. Оскільки потік загалом рухається прямолінійно, «рідкі комки» поруч із загальним поступальним рухом мають і випадкові поперечні переміщення; у всьому потоці відбувається процес безперервного перемішування частинок рідини. Турбулентний потік за своїми властивостями різко відрізняється від ламінарного. В умовах ламінарного режиму втрати енергії по довжині пропорційні першій степені швидкості, для турбулентного – приблизно квадрату швидкості.

Умови переходу від ламінарної течії краплинної рідини до турбулентної і навпаки в круглих трубах вперше в 1883–1885 рр. вивчив англійський вчений О. Рейнольдс. Він встановив, що цей перехід визначається чотирма фізичними величинами: середньою швидкістю течії v , діаметром труби d , в'язкістю рідини μ та її густиною ρ , що становлять безрозмірний комплекс, який отримав назву критерію (числа) Рейнольдса Re .

У своїх дослідженнях Рейнольдс дійшов висновку, що існує деяке критичне значення $Re_{кр}$, що є межею між ламінарним і турбулентним режимами течії, і визначив: $Re_{кр} = 2320$. Коли $Re > 2320$ рух буде турбулентним, а для $Re < 2320$ – ламінарним.

Більш ретельні дослідження, виконані в останні роки, свідчать про те, що в практиці нерідко зустрічаються з течіями, коли в потоках є ламінарні та турбулентні ділянки. Зі зростанням числа Re і наближенні до критичного в ламінарному потоці утворюються зони, що мають турбулентний характер. Це явище називається перехідністю. Її характеристикою є коефіцієнт перехідності $\gamma = T_T / T_o$, що виражає частку часу існування турбулентного режиму в точці простору, що розглядається. Для повністю ламінарного перебігу $\gamma = 0$, для повністю турбулентного $\gamma = 1$.

Перехідна турбулентність існує в межах зміни числа Рейнольдса від 2000 до 4000, тому більш точні умови існування ламінарного і турбулентного режимів течії в трубах наступні: $Re = 2000$ ламінарний режим, $Re > 4000$ турбулентний. Критичне значення числа Рейнольдса залежить від структури потоку, наявності домішок. Значення чисел Рейнольдса ($Re = 2000$ і $Re > 4000$) відносяться до рівномірної течії чистих рідин і газів у трубах. За умови нерівномірного руху на значення $Re_{кр}$ істотно впливає характер зміни швидкостей вздовж течії. Наприклад, в трубах (конфузорах), що звужуються, де швидкість зростає за течією і сама течія більш стійка, нижче значення $Re_{кр}$ різко зростає (до 20000 для труб круглого перерізу). У трубах, що розширюються (дифузорах), де швидкість зменшується за течією, перехід від турбулентного режиму до ламінарного відбувається коли $Re_{кр} < 2000$.

Рішення рівняння руху в'язкої рідини Нав'є-Стокса для ламінарного режиму: закони Стокса, Гагена-Пуазейля, формули Дарсі-Вейсбаха і Пуазейля. Рух в'язкої рідини, у тому числі і ламінарний, описується рівняннями Нав'є-Стокса (3.56)

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \\ &+ \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right), \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) + \\ &+ \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right), \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) + \\ &+ \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right), \end{aligned} \quad (3.147)$$

які замикаються рівнянням нерозривності

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.148)$$

та характеристичним рівнянням $\rho = \rho(p, T)$.

Для руху однорідної рідини, що не стискається в циліндричній трубі рівняння спростяться, так як

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \text{ – встановлений рух;}$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \text{ рідина, що не стискається;}$$

$$u_y = u_z = 0 \text{ осесиметрична течія;}$$

$$\rho = \text{const} \text{ – однорідна рідина.}$$

Для умов поля сил земного тяжіння $X = Y = 0, Z = g$. Рівняння Нав'є-Стокса набудуть вигляду

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\ -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= 0, \end{aligned} \quad (3.149)$$

а рівняння нерозривності

$$\partial u / \partial x = 0. \quad (3.150)$$

Аналізуючи (3.150) можна дійти висновку, що швидкість у подовжньому напрямі не змінюється. Друге рівняння (3.149) означає, що у напрямі горизонтальної осі зміна тиску дорівнює нулю, інакше кажучи, тиск у горизонтальних площинах постійний. Третє рівняння (3.149) виражає закон розподілу тиску у вертикальних площинах. Внаслідок малого діаметра труб, що застосовуються на практиці, зміна тиску по перерізу труби буде незначною, поле тиску в ньому можна вважати однорідним, а третім рівнянням можна знехтувати. Тоді рівняння руху в'язкої однорідної рідини яка не стискається, в циліндричній трубі

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right). \quad (3.151)$$

Оскільки права частина (3.151) є функцією тільки у і z, а ліва – тільки x, то через незалежність координат існування рівняння можливе в тому випадку, коли кожна її частина являє собою постійну величину (метод поділу змінних). Замінюючи часткову похідну повним диференціалом та позначаючи через Δp падіння тиску на ділянці труби довжиною l , отримаємо

$$\frac{dp}{dx} = \text{const} = - \frac{\Delta p}{l}. \quad (3.152)$$

Знак "мінус" означає зменшення тиску в напрямку осі x. Величина $\Delta p / l$ являє собою втрати тиску на одиницю довжини, що йдуть на подолання сил тертя під час руху рідини.

Розглянемо деякий кільцевий перетин на відстані r від осі труби для ламінарного режиму руху рідини (рис. 3.39).

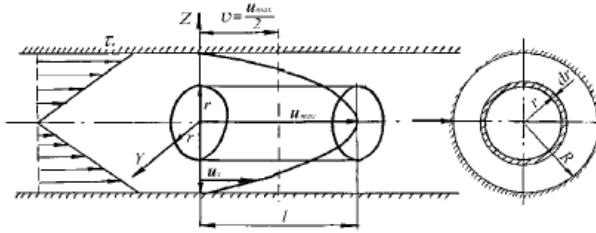


Рисунок 3.39 – Ламінарний рух рідини в трубі

Оскільки $y = z = r$, то з урахуванням (3.152) рівняння (3.149) набуває вигляду

$$-\frac{\Delta p}{l} = 2\mu \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2}, \quad (3.153)$$

але u_x залежить тільки від r , отже рівняння можна записати через повний диференціал

$$\frac{d^2 u_x}{dr^2} = -\frac{\Delta p}{2\mu l}. \quad (3.154)$$

Повторно інтегруємо (3.154):

$$\begin{aligned} \frac{du_x}{dr} &= -\frac{\Delta p}{2\mu l} r + c_1, \\ u_x &= -\frac{\Delta p}{2\mu l} \frac{r^2}{2} + c_1 r + c_2. \end{aligned} \quad (3.155)$$

Знайдемо постійні інтегрування (3.155): для $r = 0$ (на осі труби) $\frac{du_x}{dr} = 0$, отже, $c_1 = 0$; для $r = R$ (на стінці труби) $u_x = 0$, тому що поблизу стінки існує нерухомий шар рідини (умова прилипання).

Тоді з (3.155)

$$0 = -\frac{\Delta p}{2\mu l} \frac{R^2}{2} + c_2, \quad \text{а} \quad c_2 = \frac{\Delta p}{2\mu l} \frac{R^2}{2}.$$

Отже,

$$u_x = -\frac{\Delta p}{2\mu l} \frac{r^2}{2} + \frac{\Delta p}{2\mu l} \frac{R^2}{2} = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2).$$

Остаточо маємо

$$u_x = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2). \quad (3.156)$$

На осі труби швидкість

$$u_x = u_{max} = \frac{\Delta p}{4\mu l} R^2, \quad (3.157)$$

має максимальне значення та з урахуванням (3.157)

$$u_x = u_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right). \quad (3.158)$$

Рівняння (3.158) виражає собою закон параболічного розподілу швидкостей по перерізу труби (закон Стокса). Лінії рівних швидкостей (ізотахи) являтимуть собою концентричні кола, а їх сукупність утворює поверхню параболоїда обертання. *Середню швидкість* v визначимо з рівняння витрати

$$v = \frac{Q}{f} = \frac{\int_f u_x df}{f}.$$

Елементарну площадку df виберемо у формі кільця радіусом r і товщиною dr (рис. 3.39), в межах якого швидкість одна і та ж і визначається за виразом

$$u_x = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2).$$

Площа кільця $df = 2\pi r dr$ (з точністю до малих другого порядку). Повна витрата через площу поперечного перерізу труби

$$Q = \int_{\omega} u_x df = \frac{\Delta p}{4\mu l} 2\pi \int_0^R (R^2 - r^2) r dr = \frac{\Delta p}{4\mu l} 2\pi \left(\frac{R^2 R^2}{2} - \frac{R^4}{4} \right) = \frac{\Delta p}{4\mu l} 2\pi \frac{R^4}{4} = \frac{\Delta p}{8\mu l} \pi R^4$$

Отже,

$$Q = \frac{\Delta p}{8\mu l} \pi R^4, \quad (3.159)$$

або, виражаючи радіус труби через її діаметр $R = d/2$ із (3.159), отримуємо рівняння Хагена-Пуазейля

$$Q = \frac{\Delta p}{128\mu l} \pi d^4. \quad (3.160)$$

Площа поперечного перерізу труби $f = \int_{\omega} df = \int_0^R 2\pi r dr = \frac{2\pi R^2}{2} = \pi R^2$, або, виражаючи радіус труби через її діаметр $R = d/2$, $f = \frac{\pi d^2}{4}$.

Тоді

$$v = \frac{Q}{f} = \frac{\Delta p}{32\mu l} d^2, \text{ або } v = \frac{\Delta p}{8\mu l} R^2. \quad (3.161)$$

Порівнюючи вирази для середньої та максимальної швидкостей, можна зробити висновок, що середня швидкість дорівнює половині максимальної

$$v = \frac{u_{max}}{2}. \quad (3.162)$$

Гідравлічний опір для ламінарного руху. Запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів трубопроводу

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_l.$$

Якщо трубопровід горизонтальний і одного перерізу, то $z_1 = z_2$ і, а

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} = h_l. \quad (3.163)$$

Виразимо з (3.163) перепад тисків $\Delta p = \rho g h_l$, і поставимо його значення у формулу (3.160):

$$Q = \frac{\rho g h_l}{128 \mu l} \pi d^4. \quad (3.164)$$

Витрата рідини в трубі в умовах ламінарного режиму руху може бути визначена також за рівнянням (3.26):

$$Q = v \frac{\pi d^2}{4}$$

Прирівняємо праві частини рівнянь (3.164) та (3.26):

$$\frac{\rho g h_l}{128 \mu l} \pi d^4 = v \frac{\pi d^2}{4},$$

звідки

$$h_l = \frac{32 \mu l v}{d \rho}. \quad (3.165)$$

Помножимо і розділимо (3.165) на $2v$, тоді

$$h_l = \frac{64 \mu l v^2}{d \rho v d 2g} \quad \text{або} \quad h_l = \frac{64 l v^2}{Re d 2g}. \quad (3.166)$$

Позначаємо $\frac{64}{Re}$ через λ – коефіцієнт гідравлічного тертя в трубах і отримуємо формулу Дарсі-Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l v^2}{d 2g}. \quad (3.167)$$

Під час розрахунку втрат енергії по довжині трубопроводу некруглого перерізу у формулу (3.167) підставляють еквівалентний діаметр, розрахований за формулою (3.30), а λ – визначають як функцію від числа Рейнольдса, підрахованого за еквівалентним діаметром $\lambda = f(Re_e)$, причому

$$\lambda = B/Re_e, \quad (3.168)$$

де B – коефіцієнт форми, постійний для даної форми живого перетину: квадрат – 57, рівносторонній трикутник – 53, кільце – 96. Залежність (3.167) називають *формулою Пуазейля*.
Дотичні напруги для ламінарного руху. Відповідно до закону Ньютона (3.10)

$$\tau = -\mu \frac{du_x}{dr}.$$

Після підстановки в (3.10) значення u_x отримаємо

$$\tau = -\mu \frac{d}{dr} \left[\frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) \right] = \mu \frac{\Delta p}{4\mu l} 2r = \frac{\Delta p}{2l} r$$

Якщо $r = 0$ (на осі труби $\tau = 0$; для $r = R$ (на стінці труби), $\tau = \tau_o = \frac{\Delta p}{2l} R$.

Тоді $\tau = \tau_o \frac{r}{R}$, звідки для ламінарного режиму руху маємо лінійний розподіл дотичних напруг по перерізу труби (рис. 3.40).

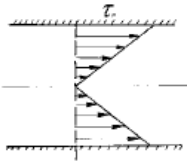


Рисунок 3.40 – Розподіл дотичних напруг по перерізу труби

Дотична напруга на стінці

$$\tau_o = \frac{\Delta p}{2l} R = \frac{\rho g h_l}{2l} \frac{d}{2} \quad \text{або} \quad \frac{\tau_o}{\rho} = dg \frac{h_l}{l} \frac{1}{4}. \quad (3.169)$$

Відношення дотичної напруги на стінці τ_o до густини має розмірність квадрата швидкості та носить назву динамічної швидкості або швидкості дотичної напруги на стінці та позначається

$$u_o^2 = \tau_o / \rho. \quad (3.170)$$

Згідно (3.126) $h_l/l = J_l$ – гідравлічний нахил.

Спільно з (3.169) отримуємо

$$u_o = \frac{1}{2} \sqrt{gdJ_l}. \quad (3.171)$$

Перетворимо формулу Дарсі-Вейсбаха $h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$

до виду $2gd \frac{h_l}{l} = \lambda v^2$;

оскільки $\frac{h_l}{l} = J$, то $2gdJ = \lambda v^2$,

або з урахуванням (3.178) $8u_o^2 = \lambda v^2$,

звідки

$$u_o = v \sqrt{\frac{\lambda}{8}}. \quad (3.172)$$

та

$$\frac{\tau_o}{\rho} = \frac{\lambda}{4} \frac{v^2}{2} \quad \text{і} \quad \tau_o = \frac{\lambda}{4} \rho v^2. \quad (3.173)$$

Основні характеристики турбулентного руху. Переважна кількість різновидностей руху, які зустрічаються у техніці, носять турбулентний характер. Хаотичність турбулентного руху з кінематичної точки зору означає, що швидкості рідини в окремих точках простору, через які вона протікає, безперервно змінюється за величиною і напрямом. Швидкість u у даній точці турбулентного потоку, виміряну в конкретний момент часу, називають *миттєвою*. Миттєва швидкість з плином часу змінюється (рис. 3.41). Усередненою називають середню за деякий проміжок часу τ швидкість у даній точці:

$$\bar{u} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} u d\tau, \quad (3.174)$$

де τ проміжок часу, для якого проводиться усереднення.

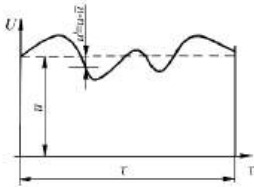


Рисунок 3.41 – Характер зміни миттєвої швидкості

Поняття середньої швидкості вперше було запропоновано Бусінеском (1868 р.) і розвинене Рейнольдсом. За допомогою цього поняття дійсний турбулентний потік з його безладно рухомими масами рідини замінюють уявною моделлю потоку, що представляє сукупність елементарних струмків. Їх швидкості за величиною та напрямом дорівнюють середнім швидкостям.

Відхилення миттєвої швидкості від її середнього значення,

$$u' = u - \bar{u}, \quad (3.175)$$

називають пульсаційною швидкістю чи пульсацією. Для руху, що встановився, пульсації змінюють свою величину і знак так, що ефект їх усереднення в часі дорівнює нулю

$$\bar{u'} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} u' d\tau = 0. \quad (3.176)$$

Для $\bar{u'} = 0$, проміжок часу усереднення повинен бути досить великим. Враховуючи, що флуктуація швидкості в турбулентному потоці відбувається з великою частотою, проміжок часу, необхідний для її усереднення, становить кілька секунд.

Турбулентні дотичні напруги та механізм їх виникнення. Виділимо елементарний шар рідини, що рухається у напрямку осі x із середньою швидкістю \bar{u}_x (рис. 3.42). За час dt (менше періоду усереднення) через наявність пульсаційної складової швидкості в поперечному напрямку u'_y через площадку ΔS пройде елементарна маса рідини $\rho \Delta S u'_y dt$.

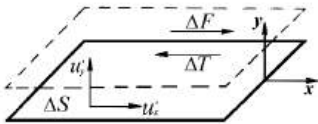


Рисунок 3.42 – Механізм виникнення турбулентних дотичних напруг

Для визначення кількості руху цієї маси рідини в напрямку осі x її потрібно помножити на пульсаційну складову швидкості в напрямку $x - u'_x$. Отже, кількість руху дорівнює $\rho \Delta S u'_x u'_y dt$. Проникаючи у прилеглий шар (на рис. 3.42 він показаний пунктиром), елементарна маса втрачає свою кількість руху, внаслідок чого виникає імпульс сили $\Delta F dt = \rho \Delta S u'_x u'_y dt$. Сила ΔF має однаковий напрямок із шаром і прагне

підтягнути (підрівняти за швидкістю) площадку, що лежить поблизу і позначена штриховою лінією, до площадки ΔS . Однак відповідно до закону Ньютона виникає сила опору, що гальмує рух цієї площадки,

$$\Delta T dt = -\rho \Delta S u'_x u'_y dt. \quad (3.177)$$

Поділимо обидві частини рівняння (3.177) на $\Delta S dt$ і отримаємо вираз для дотичної напруги $\tau_{турб} = -\rho u'_x u'_y$. Отже, дотичні напруги, в турбулентному потоці обумовлюються пульсаціями або обміном кількістю руху між сусідніми шарами рідини. Шар, що рухається з більшою швидкістю, підтягує за собою відстаючий і навпаки шар, який рухається повільніше, гальмує випереджуючий. Знак «мінус» показує, що сила опору має напрямок, протилежний до поздовжньої пульсації. Усереднені дотичні напруги

$$\tau_{турб} = -\rho \overline{u'_x u'_y}, \quad (3.178)$$

Причому в (3.178) усереднене значення добутку пульсацій не дорівнює нулю. У схематизованому турбулентному потоці, крім зазначених сил турбулентного обміну внаслідок пульсацій, що виявляються (головним чином поблизу стінки), сили внутрішнього тертя або в'язкості визначаються за формулою (3.10). Повна дотична напруга від турбулентних пульсацій $\tau_{турб}$ та сил в'язкості $\tau_{в'язк}$

$$\tau = \tau_{турб} + \tau_{в'язк} = -\rho \overline{u'_x u'_y} + \mu \frac{du_x}{dy}. \quad (3.179)$$

Коефіцієнт турбулентного перенесення. У 1867 р. Бусінес запропонував турбулентну дотичну напругу зображати зовні схожою на закон в'язкісного тертя Ньютона (3.10)

$$\tau_{турб\ кас} = -\rho \overline{u'_x u'_y} = \rho \varepsilon \frac{du_x}{dy}, \quad (3.180)$$

де

$$\varepsilon = \frac{-\overline{u'_x u'_y}}{\left(\frac{du_x}{dy}\right)}, \quad (3.181)$$

називають коефіцієнтом турбулентної в'язкості, або коефіцієнтом турбулентного перенесення. На відміну від коефіцієнта динамічної в'язкості μ у формулі (3.10), коефіцієнт ε враховує не молекулярну структуру рідини, а особливості турбулентного руху. Він залежить від відстані до твердої стінки. З наближенням до твердої стінки турбулентність згасає і ε зменшується.

Вимірюючи середні швидкості і пульсації потоку, можна за допомогою виразу (3.181) визначити коефіцієнт ε у даній точці. У деяких точках потоку ε в сотні і навіть тисячі разів більше μ . Вираз для повної напруги в турбулентному потоці (3.186) може бути записано як

$$\tau = \tau_{турб} + \tau_{в'язк} = \rho(\varepsilon + \nu) \frac{du_x}{dy}. \quad (3.182)$$

Масштаб турбулентності та дисипація енергії. Формули (3.178) і (3.182) не розкривають фізичного змісту явища, оскільки дисипація (розсіювання) енергії відбувається не внаслідок фіктивної турбулентної в'язкості ε , а в результаті дії молекулярної в'язкості під час безладного руху окремих частинок рідини.

Механізм дисипації наступний. У турбулентному потоці існують пульсації різних масштабів. Під масштабом пульсацій (турбулентності) розуміють порядок величини відстаней, пройдених «рідкими комками» в умовах їх безладного руху в турбулентному потоці як єдине ціле (зі збереженням їхньої індивідуальності). Найбільший масштаб турбулентності визначається розмірами установки. Великомасштабні пульсації переходять у пульсації меншого масштабу майже без розсіювання енергії, доки вони не стануть досить малими. Так виникає своєрідний «каскадний» процес, коли енергія усередненого руху послідовно передається все меншим пульсаціям, аж до рухів мінімального масштабу, де превалює вплив в'язкості.

Напівемпірична теорія турбулентності Прандтля. Закон розподілу швидкостей по перерізу труби. Труднощі, що виникають під час математичного опису турбулентного руху, сприяли виникненню напівемпіричних теорій турбулентного руху. Коротко розглянемо теорію Л. Прандтля (1933), що зіграла значну роль у становленні науки про турбулентність і не втратила свого значення до теперішнього часу. Центральним у теорії Прандтля є припущення, що поздовжні та поперечні пульсації у формулі (3.185) пропорційні у відповідних точках градієнту середньої швидкості:

$$\left. \begin{aligned} u'_x &\approx l \frac{d\bar{u}_x}{dy}, \\ u'_y &\approx l \frac{d\bar{u}_x}{dy}, \end{aligned} \right\} \quad (3.183)$$

де y – відстань від стінки;

l – довжина шляху перемішування.

Під шляхом перемішування розуміється відстань y у поперечному напрямку, яку проходять комки рідини, зберігаючи свою індивідуальність (рис. 3.43). Пройшовши шлях перемішування, комок рідини практично миттєво змішується з навколишнім середовищем. Підставивши вирази (3.183) у формулу (3.178), отримаємо

$$\tau_{\text{турб}} = -\rho \overline{u'_x u'_y} = \rho l^2 \left(\frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2, \quad (3.184)$$

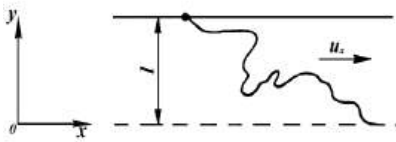


Рисунок 3.43 – До визначення довжини шляху перемішування

Турбулентна дотична напруга

Очевидно, можливий масштаб пульсацій тим менший, чим ближче даний струмінь усередненого руху до стінки. Прандтль припустив, що

$$l = \chi y, \quad (3.185)$$

де $\chi = \text{const}$ – універсальна стала Прандтля.

$$\tau_{\text{турб}} = \rho l^2 \left(\frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2 = \rho \chi^2 y^2 \left(\frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2, \quad (3.186)$$

а повна

$$\tau = \tau_{\text{в'язк}} + \tau_{\text{турб}} = \rho \nu \frac{d\bar{u}_x}{dy} + \rho \chi^2 y^2 \left(\frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2 \quad (3.187)$$

Зі співвідношення (3.187) видно, що з наближенням до твердої стінки можна потрапити в таку область потоку, в якій турбулентна дотична напруга виявиться значно меншою за молекулярну і нею можна буде знехтувати. Область, в якій молекулярна дотична напруга значно більша за турбулентну дотичну напругу, називається в'язким підшаром (рис. 3.44), а турбулентним ядром – область, де $\tau_{\text{турб}} \gg \tau_{\text{в'язк}}$. Буферний шар $\tau_{\text{турб}} \sim \tau_{\text{в'язк}}$.

У в'язкому підшарі швидкості швидко наростають від стінки, градієнт швидкості великий, його можна вважати величиною постійною, а розподіл швидкостей у в'язкому підшарі – лінійним.

Розглянемо розподіл швидкостей у турбулентному ядрі потоку. З (3.186) знаходимо ,

$$\sqrt{\tau_{\text{турб}} / \rho} = \chi y \frac{d\bar{u}_x}{dy}, \quad \text{звідки} \quad d\bar{u}_x = \frac{1}{\chi} \sqrt{\frac{\tau_{\text{турб}}}{\rho}} \frac{dy}{y}. \quad (3.188)$$

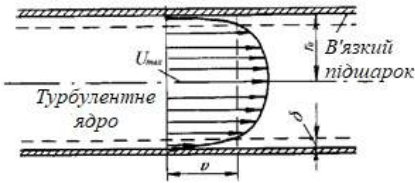


Рисунок 3.44 – Структура турбулентного потоку

Для інтегрування цього рівняння Прандтль встановив межі інтегрування простором від в'язкого підшару всередину турбулентного ядра, приймаючи, що в турбулентному ядрі потоку дотична напруга постійна і дорівнює дотичній напрузі на стінці, тобто $\sqrt{\tau_{\text{турб}} / \rho} \sqrt{\tau_o / \rho} = \text{const}$.

Але по (3.177) $\sqrt{\tau_o / \rho} = u_o$ – динамічна швидкість, отже,

$$d\bar{u}_x = \frac{u_o}{\chi} \frac{dy}{y}. \quad (3.189)$$

Інтегруючи (3.189), знаходимо закон розподілу швидкостей \bar{u}_x по нормалі до стінки труби в турбулентному ядрі потоку

$$\bar{u}_x = \frac{u_o}{\chi} \ln y + C. \quad (3.190)$$

Отже, розподіл швидкості \bar{u}_x по нормалі до стінки труби в турбулентному ядрі підпорядковується логарифмічному закону. Визначимо значення C у рівнянні (3.190) із граничних умов. На осі труби має місце максимальна швидкість u_{max} . Отже, на осі труби $\bar{u}_x = u_{\text{max}}$, а $y=r$ тоді

$$\bar{u}_{\text{max}} = \frac{u_o}{\chi} \ln r_o + C. \quad (3.191)$$

Визначивши з (3.191) значення C і підставивши його у рівняння (3.190), отримаємо

$$\bar{u}_x = \bar{u}_{max} - \frac{u_o}{\chi} \ln \frac{r_o}{y}. \quad (3.192)$$

Для побудови епюри швидкостей за цим рівнянням необхідно мати на увазі, що координата y лежить в межах $\delta \leq y \leq r$, де δ – товщина в'язкого підшару.

Визначимо δ . У в'язкому підшарі $\tau = \rho\nu \frac{du_x}{dy}$, або $\frac{\tau}{\rho} = \nu \frac{du_x}{dy}$.

Але $\tau = \tau_0$, тоді $u_o^2 = \nu \frac{d\bar{u}_x}{dy}$.

В межах в'язкого підшару через лінійний розподіл швидкостей $\frac{d\bar{u}_x}{dy} \approx \frac{u_{en}}{\delta}$, де u_{en} – швидкість на межі в'язкого підшару.

Тоді

$$u_o^2 = \nu \frac{u_{en}}{\delta} \quad \text{або} \quad \frac{u_o \delta}{\nu} = \frac{u_{en}}{u_o}. \quad (3.193)$$

Величина $\frac{u_o \delta}{\nu} = N$, подібна за структурою з числом Рейнольдса, за дослідними даними дорівнює 11,6.

З (3.193) знаходимо товщину в'язкого підшару

$$\delta = \frac{11,6\nu}{u_o}. \quad (3.194)$$

Враховуючи (3.172), помножимо і поділимо (3.194) на d і отримаємо

$$\delta = 11,6 \frac{d}{Re} \sqrt{\frac{8}{\lambda}}. \quad (3.195)$$

Зі збільшенням числа Рейнольдса товщина в'язкого підшару зменшується.

Визначимо середню швидкість для турбулентного режиму руху із рівняння витрати.

Об'ємна витрата $Q = \int_{\omega} \bar{u}_x df$, а так як $y = r_o - r$,

де r – поточний радіус труби, то

$$\bar{u}_x = \bar{u}_{max} - \frac{u_o}{\chi} \ln \left(\frac{r_o}{r_o - r} \right). \quad (3.196)$$

Елементарна площадка кільцевого перерізу труби

$$d\omega = 2\pi r dr. \quad (3.197)$$

Об'ємна витрата з урахуванням (3.196) та (3.197)

$$Q = \int_{\omega} \bar{u}_x d\omega = \int_0^{r_o} \left(\bar{u}_{max} - \frac{u_o}{\chi} \ln \left(\frac{r_o}{r_o - r} \right) \right) 2\pi r dr. \quad (3.198)$$

Інтегруючи (3.198), отримуємо

$$Q = \left(\bar{u}_{max} - \frac{3}{2} \cdot \frac{u_o}{\chi} \right) \pi r_o^2,$$

де середня швидкість

$$v = \bar{u}_{max} - \frac{3}{2} \frac{u_o}{\chi}. \quad (3.199)$$

Позначаючи $\frac{3}{2\chi} = D$, отримаємо $v = \bar{u}_{max} - u_o D$, звідки

$$D = \frac{\bar{u}_{max} - v}{u_o}. \quad (3.200)$$

За своїм фізичним змістом D є нестачею середньої швидкості відносно максимальної, визначеної в безрозмірній формі. Тому ця величина називається дефіцитом швидкості. Досліди показують, що D – малозмінна величина, яка дорівнює $D \cong 3,75$. Тоді

$$v = \bar{u}_{max} - 3,75 u_o. \quad (3.201)$$

Гідравлічний опір для турбулентного руху, як і для ламінарного руху визначається за формулою (3.167). Коефіцієнт λ , що входить до неї, для ламінарного режиму руху залежить тільки від числа Рейнольдса, а для турбулентного – від багатьох факторів і залежність від числа Рейнольдса виявляється більш складною.

З (3.172) слідує

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(\frac{v}{u_o} \right). \quad (3.202)$$

Підставляючи в (3.202) значення з (3.199) маємо

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(\frac{\bar{u}_{max}}{u_o} - D \right). \quad (3.203)$$

Визначимо $\frac{\bar{u}_{max}}{u_o}$, що входить до (3.203). З (3.192)

$$\bar{u}_{max} = \bar{u}_x + \frac{u_o}{\chi} \ln \frac{r_o}{y}. \quad (3.204)$$

На межі в'язкого підшару коли $y = \delta$, $\bar{u}_x = u_{ew}$, (3.204) приходить до вигляду:

$$\frac{\bar{u}_{max}}{u_o} = \frac{u_{ew}}{u_o} + \frac{1}{\chi} \ln \frac{r_o}{\delta}. \quad (3.205)$$

Згідно (3.194) $\delta = \frac{11,6v}{u_o}$, а $\frac{u_o \delta}{v} = \frac{u_{ew}}{u_o} = N = 11,6$ маємо

$$\frac{r_o}{\delta} = \frac{d}{2} \frac{u_o}{11,6\nu} = \frac{d}{2} \frac{\nu\sqrt{\lambda}}{11,6\nu\sqrt{8}} = \frac{\nu d}{\nu} \frac{\sqrt{\lambda}}{2 \cdot 11,6\nu\sqrt{8}} = \frac{Re\sqrt{\lambda}}{65,5}.$$

Тоді (3.205) набуде вигляду

$$\frac{\bar{u}_{max}}{u_o} = 11,6 + \frac{1}{\chi} \ln \frac{Re\sqrt{\lambda}}{65,5}. \quad (3.206)$$

Підставляючи (3.206) у (3.203) та переходячи до десяткових логарифмів, маємо

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(11,6 + \frac{2,3}{\chi} \lg \frac{Re\sqrt{\lambda}}{65,5} - D \right). \quad (3.207)$$

З дослідних даних, отриманих у 1932 р. під керівництвом Л. Прандтля, слідує $\chi = 0,4$, $D = 3,75$. Відповідно (3.207)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg Re\sqrt{\lambda} - 0,8. \quad (3.208)$$

Отримана формула (3.208) розрахована теоретичним шляхом у припущенні, що товщина в'язкого підшару δ більша висоти виступів шорсткості Δ (рис. 3.45, а), завдяки чому в'язкий підшар як би усуває вплив цих виступів на розвиток турбулентності потоку. Однак у багатьох випадках ця умова не дотримується. Товщина в'язкого підшару δ зменшується зі зростанням числа Рейнольдса, тому в одній і тій же трубі з даною незмінною шорсткістю, але збільшеною витратою Q , а, отже, і Re порушується умова $\delta > \Delta$ і шорсткість починає впливати. В умовах дуже великих числах Re шорсткість грає вирішальну роль рис. 3.45, б).

Для шорстких труб отримана напівемпірична формула

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{r_o}{\Delta} + 1,74. \quad (3.209)$$

а – товщина в'язкого підшару більше висоти виступів шорсткості;
б – товщина в'язкого підшару менше висоти виступів шорсткості

Рисунок 3.45 – Схема течії турбулентного потоку

Недолік формули (3.208) (λ представляється у ній в неявному вигляді) вона вирішується шляхом послідовних наближень. Цього недоліку позбавлена наступна формула

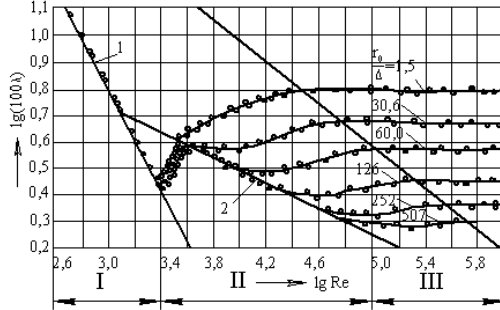
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \lg Re - 1,5 \quad (3.210)$$

і інша поширена формула

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,82 \lg \frac{Re}{100} + 2. \quad (3.211)$$

В умовах турбулентної течії і прямого впливу шорсткості стінок на гідравлічний опір потоку широко використовуються результати дослідів. Проведені дослідження з латунними трубами, поверхню яких можна вважати гладкою, і з трубами, що мають рівномірно-зернисту шорсткість. Штучна рівномірно-зерниста шорсткість створювалася піщинками однакової крупності, наклеєними за допомогою лаку на внутрішню поверхню труби. Відносна штучна шорсткість для діаметру зерен піску Δ і діаметру труби d в дослідях змінювалася в межах $\frac{\Delta}{d} = 0,001 \dots 0,033$, а відносна гладкість $\frac{r_o}{\Delta} = \frac{d}{2\Delta} = 15 \dots 1000$. Досліди проводилися в широкому

діапазоні зміни чисел Рейнольдса. За вимірним перепадом тисків із формули Дарсі-Вейсбаха визначали λ (рис. 3.46).



1 – ламінальний рух; 2 – турбулентний потік у трубах з гладкими стінками
Рисунок 3.46 – Залежність коефіцієнта гідравлічного тертя від числа Рейнольдса для штучної рівномірно-зернистої шорсткості в трубах

На рис. 3.46 нанесені лінія λ для ламінарного руху (1) та лінія λ за формулою Блазіуса для турбулентного потоку в трубах з гладкими стінками (2)

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}, \quad (3.212)$$

а також дослідні точки та лінії для труб зі штучною шорсткістю. На графіку встановлено три характерні зони: зона опору ламінарного потоку I, коли $Re \leq 2300$, і $\lambda = f(Re)$; проміжна зона II для Re від 2300 до $Re \approx 10^5$, коли коефіцієнт опору λ є функцією і числа Re , і відносної шорсткості $k = \Delta/d$, тобто коли $\lambda = f(Re, k)$; зона квадратичного опору III, коли λ функція тільки відносної шорсткості k і практично не залежить від Re : $\lambda = f(k)$.

Для квадратичної та проміжної зон існують численні емпіричні формули. Розглянемо найпоширеніші. Для квадратичної зони ($Re \geq 10^6$) запропоновані формули (3.209) та (3.213)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d} \right)^{0,25}, \quad (3.213)$$

де k_e – так звана еквівалентна шорсткість.

Під еквівалентною шорсткістю розуміється така висота виступів рівномірної шорсткості, застосування якої в формулах, що містять λ , призводить до обчислення коефіцієнта опору для даної категорії потоків в реальних умовах. Числові значення k_e є у довідковій літературі.

Для проміжної зони, коли $\lambda = f\left(Re, \frac{\Delta}{d}\right)$ на основі формул (3.215) для гладких труб та формули (3.209) для шорстких труб, отримана наступна формула

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{\Delta}{d} \right). \quad (3.214)$$

На основі формули Блазіуса (3.212) для гладких труб і формули (3.213) для шорстких, запропоновано формулу

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_e}{d} \right)^{0,25}. \quad (3.215)$$

Для дуже великих чисел Re , коли можна знехтувати величинами $2,51/Re\sqrt{\lambda}$ і $68/Re$ і для гладких труб величинами $\frac{\Delta}{d}$ і $\frac{k_e}{d}$, отримуємо формулу Прандтля для гладких труб.

Характер зміни закономірностей для λ у першій та третій зонах пояснюється теорією Прандтля так. Товщина в'язкого підшару зворотно пропорційна числу Рейнольдса, бо зі збільшенням Re зростають турбулентні пульсації і ширина турбулентного ядра потоку. У випадку відносно малих значень Re і малої шорсткості стінок (рис. 3.45, а) в'язкий підшар як би покриває шорсткість ($\delta > \Delta$). У цьому випадку шорсткість стінок не впливає на опір, оскільки у в'язкому підшарі коливання, викликані шорсткістю, відразу ж згасають. Це і є область гідравлічно гладких труб. Для великих значень Re і великої шорсткості стінок (рис. 3.45, б) товщина в'язкого підшару менше висоти виступів шорсткості стінок ($\delta < \Delta$), і завихрення, що утворюються за виступами шорсткості, значно впливають на ефект перемішування, а отже, φ і на опір, що характеризує область шорстких труб.

Напівемпірична теорія Прандтля дала можливість якісно та кількісно описати закономірності турбулентної течії для гладких та шорстких труб. Однак вона не відображає особливостей опору на проміжній ділянці між гладкими та шорсткими трубами.

Втрати енергії у місцевих опорах. Формули Вейсбаха. Сили тертя на ділянках різко змінних і переривчастих рухів рідини розподіляються в потоці нерівномірно, тому теоретичне визначення місцевих втрат напору утруднене. Місцеві втрати енергії відбуваються на деякій довжині потоку l_m , що включає ділянки різкого і нерівномірного рухів. На практиці l_m часто буває зневажливо малою в порівнянні із загальною довжиною потоку (трубопроводу). Вважають, що $l_m = 0$, а значення місцевих втрат енергії $h_{m,0}$ відносять до одного поперечного перерізу потоку. Втрату по довжині h_l умовно вважають розподіленою по всій довжині потоку рівномірно.

У межах місцевого опору спостерігаються деформація епіюр швидкостей уздовж потоку, підвищення пульсацій швидкостей та тисків. Оскільки турбулентні дотичні напруги визначаються пульсаційними складовими швидкостей (3.185), всі вони зростають зі збільшенням пульсацій, що, своєю чергою, тягне за собою підвищення втрат напору. Розглядаючи далі місцеві втрати напору в умовах турбулентного режиму руху рідини, будемо мати на увазі тільки область квадратичного опору.

Втрата енергії потоком після різкого розширення трубопроводу. Формула Борда. Величину місцевої втрати енергії під час протікання рідиною стику труб різного діаметра в напрямку від меншого до більшого діаметру, з деякими припущеннями, можна визначити теоретично. Потік, що виходить із труби D_1 (рис. 3.47), на деякій довжині l_e (у зв'язку з наявністю поздовжніх сил тертя, що діють на її бічній поверхні) розширюється і в перерізі $2'-2'$ заповнює весь переріз труби D_2 . На довжині l_e потік відіривається від стін труби і утворюється вихрова зона A , що має в даному випадку кільцеву форму. Під час розширення потоку (між перерізами $1-1$ і $2'-2'$) і перехідної ділянки (між перерізами $2'-2'$ і $2-2$) спостерігається нерівномірний рух, який місцями різко змінюється.

Між перерізами $1-1$ та $2-2$ виникає місцева втрата енергії (напору) $h_{m,c}$. Її називають втратою напору за різкого розширення потоку, позначаючи $h_{p,p}$. Вперше розрахункову залежність для $h_{p,p}$ отримав французький інженер Борд, який порівняв різке розширення потоку з явищем удару твердих непружних тіл. Для виведення формули Борда складемо систему з рівнянь Бернуллі та кількості руху.

Рівняння Бернуллі, що виражає закон збереження енергії в потоці рідини, враховує зовнішні та внутрішні сили, рівняння кількості руху лише зовнішні. Вирішуючи разом ці два рівняння, визначимо роботу внутрішніх сил тертя, що зумовлюють подібну втрату напору. Для спрощення міркувань і висновків вважатимемо ділянку трубопроводу з раптовим розширенням горизонтальним, а рух у ньому – рівномірним. Тоді рівняння Бернуллі для перерізу $1-1$ та $2-2$

$$h_{p,p} = \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} \right). \quad (3.216)$$

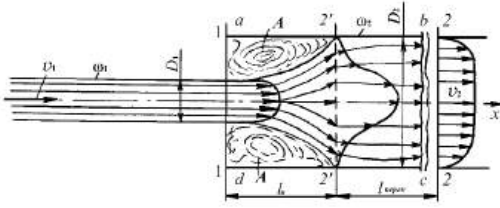


Рисунок 3.47 – Різке розширення потоку

Різниця тисків p_1-p_2 знайдемо за рівнянням кількості руху, згідно з яким секундна зміна кількості руху потоку в напрямку будь-якої осі дорівнює сумі проєкцій на ту ж вісь всіх зовнішніх сил, що діють на ділянку потоку між перерізами 1-1 і 2-2 ,

$$\rho Q(v_2 - v_1) = T_x + G_x + R_x + P_x, \quad (3.217)$$

де T_x – проєкція на напрямок руху зовнішньої сили тертя, що діє з боку стінок труби на аналізовану ділянку рідини $abcd$.

Так як довжина ділянки потоку між перерізами 1-1 і 2-2 невелика, то дотичною силою нехтуємо і вважаємо

$$T_x = 0 \text{ (перше допущення);}$$

G_x – проєкція власної ваги рідини на ділянці $abcd$ на напрямок руху, $G_x = 0$; R_x – проєкція (на напрямок руху) реакції стінок (без урахування сил тертя);

$$\text{величина } R_x = R,$$

де R – тиск вертикальної стінки ad , що має кільцеву форму, на рідину;

P_x – сума проєкцій на вісь x сил гідродинамічного тиску P_1 і P_2 , що діють відповідно на торцеві перерізи 1-1 і 2-2 виділеного потоку.

Суму R_x+P_x в (3.217) можна представити у вигляді

$$R_x+P_x=(P_1-P_2)+R=(P_1+R)-P_2. \quad (3.218)$$

Оскільки в перерізі 2-2 рівномірний рух, тиск у ньому розподіляється за гідростатичним законом. Прийmemo, що тиск по всьому перерізу 1-1 (за площею ad , що охоплює потік і вихрову область) також розподіляється по гідростатичному закону (друге допущення). Тоді можемо записати

$$P_1+R=p_1\omega_2; \quad P_2=p_2\omega_2 \quad (3.219)$$

де p_1 та p_2 – гідродинамічні тиски в центрах тяжіння перерізів 1-1 (кола ad) та 2-2 (кола bc);

ω_2 – площа перерізу другої труби (тобто площа кола ad або bc).

Тоді з урахуванням (3.219) рівняння (3.218) набуде вигляду

$$\rho Q(v_2 - v_1) = p_1\omega_2 - p_2\omega_2,$$

або

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{Q(v_2 - v_1)}{g\omega^2} = \frac{(v_2 - v_1)}{g} v_2. \quad (3.220)$$

Після множення і ділення (3.220) на 2 і підстановки його до рівняння (3.216), маємо

$$h_{p,p} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{2(v_2 - v_1)v_2}{2g} = \frac{v_1^2 - v_2^2 + 2v_2^2 - 2v_1v_2}{2g} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (3.221)$$

тобто формула Борда

$$h_{p,p} = (v_1 - v_2)^2 / 2g. \quad (3.222)$$

Різницю $v_1 - v_2$ називають втраченою швидкістю. Згідно з формулою Борда втрата напору після різкого розширення дорівнює швидкісному напору, що відповідає втраченій швидкості.

Перетворимо формулу Борда, вносячи спочатку за дужки v_1 з урахуванням того, що $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$

$$h_{p,p} = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Позначимо $\left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 = \xi_{p,p}$ тоді

$$h_{p,p} = \xi_{p,p} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (3.223)$$

Винесемо за дужки v_2 і отримаємо $h_{p,p} = \left[\left(\frac{v_1}{v_2}\right) - 1\right] \frac{v_2^2}{2g} = \left(\frac{f_2}{f_1} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}$.

Позначимо $\left(\frac{f_2}{f_1} - 1\right)$ через $\xi_{p,p}'$, тоді

$$h_{p,p} = \xi_{p,p}' \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.224)$$

Коефіцієнти $\xi_{p,p}$ і $\xi_{p,p}'$ це коефіцієнти місцевого опору в умовах різкого розширення потоку.

Втрати енергії на виході потоку із труби в резервуар. Даний випадок $f_2 \gg f_1$, а

$$\xi_{вих} = h_{вих}. \text{ Втрата на виході } h_{вих} = \frac{v_1^2}{2g}.$$

Якщо f_2 не можна вважати досить великою величиною, то $h_{вих}$ можна уявити залежністю $h_{вих} = \xi_{вих} \frac{v_1^2}{2g}$, де $\xi_{вих} = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2$.

Поступове розширення трубопроводу (дифузор). Дифузор влаштовують для зменшення втрати енергії $h_{p,p}$, що виникає на переході труби меншого діаметра в трубу більшого діаметра. Як свідчить досвід, картина протікання рідини в дифузори наступна (рис. 3.48).

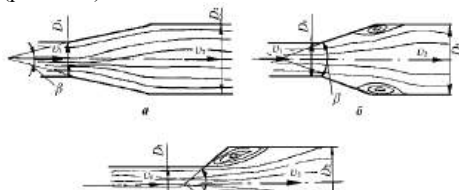


Рисунок 3.48 – Схема протікання рідини у дифузори

Для кута в межах $0 < \beta < 8 - 10^\circ$ на всій довжині дифузора спостерігається безвідривне протікання рідини (рис. 3.48 а). Коли $8 - 10^\circ < \beta < 50 - 60^\circ$ потік відривається від стінок, причому зі збільшенням кута β точка початку відриву переміщається за течією (рис. 3.48, б). У випадку $\beta > 50 - 60^\circ$ протягом усього дифузора спостерігається відрив потоку від

стінок (рис. 3.48, в). Втрати напору в дифузорі $h_{диф}$ виражають у долях втрати напору в різкому розширенні

$$h_{диф} = \varphi h_{р,р}, \quad (3.225)$$

де φ – емпіричний коефіцієнт, що залежить від кута β (рис. 3.49).

Величина φ в основному залежить від кута β . Як очевидно з графіка (рис. 3.49), побудованого на основі дослідних даних, найвигідніший кут, у якому виходять найменші втрати, $\beta \approx 6''$. Для $\beta = 40''$ втрати рівні втратам в різкому розширенні, а коли кут збільшується до $\beta \approx 70''$ вони максимальні.

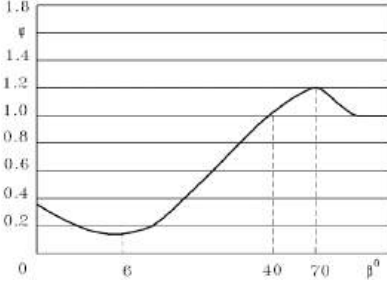


Рисунок 3.49 – Графік для визначення коефіцієнта φ

Звуження трубопроводу. Вхід у трубопровід. Існують різні випадки звуження трубопроводу: різке (рис. 3.48, а), поступове (рис. 3.48, б), плавне (рис. 3.48, в).

Особливий випадок є звуженням, яке називається найбільш різким (рис. 3.50).

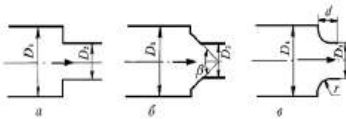
Частинки рідини M , що рухається вздовж стінки ab , повинні в точках b різко змінити напрямок свого руху на протилежний. Завдяки силам інерції частинок потік відірветься від стінки bc , і утвориться кільцева вихрова область A (рис. 3.51).

У межах вихрової області A можна розрізнити дві ділянки потоку: який звужується і він розташований перед «стиснутим перетином» $C-C$, який розширюється та розташований за «стиснутим перетином» $C-C$. Втрати напору для найбільш різкого звуження трубопроводу знаходять за формулою Борда, підставляючи в неї замість швидкості U_1 швидкість U_c в стиснутому перерізі $v_c = Q/\omega_c$,

де ω_c – площа живого перерізу струменя в стиснутому перерізі $C-C$;

(ε – коефіцієнт стиснення струменя $\varepsilon = \omega_c/\omega_2$).

Отже, величина втрат напору для найбільш різкого звуження



а – різке ступінчасте; б – конічне (поступове); в – плавне

Рисунок 3.50 – Звуження трубопроводу

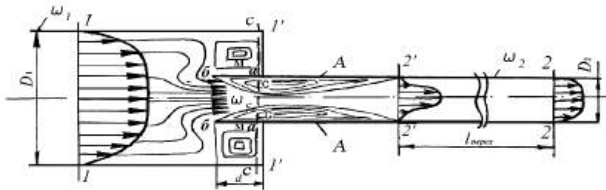


Рисунок 3.51 – Найбільш різке звуження трубопроводу

$$h_{н.р.з} = \left(\frac{v_c - v_2}{2g} \right)^2 = \left(\frac{v_c}{v_2} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \left(\frac{f_2}{f_c} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) \frac{v_2^2}{2g}$$

або

$$h'_{н.р.з} = \xi_{н.р.з} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (3.226)$$

де $\xi_{н.р.з} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2$ – коефіцієнт опору найбільш різкого стиснення потоку.

Зі зменшенням ε , тобто зі збільшенням стиснення струменя в перерізі С–С, коефіцієнт опору і, отже, втрати напору зростають.

Відповідно

$$\varepsilon = 1 / \left[1 + \sqrt{1 - (f_2 / f_1)} \right], \text{ тоді } \xi_{н.р.з} = 1 - (f_2 / f_1).$$

Загальна формула втрат напору на місцевих опорах (формула Вейсбаха). Вейсбах запропонував обчислювати будь-яку місцеву втрату напору за формулою

$$h_{м.о} = \xi v^2 / 2g, \quad (3.227)$$

вважаючи, що коефіцієнт місцевого опору ξ , що входить у цю формулу, у загальному випадку визначається експериментально щодо різноманітних місцевих опорів, які зустрічаються у практиці.

Величина ξ залежить від того, яка швидкість підставляється у формулу Вейсбаха – визначену для перерізу, взятого до місцевого опору або за ним. ξ називають емпіричним коефіцієнтом пропорційності; але у двох випадках (за умови різкого розширення та найбільш різкого звууження) цей коефіцієнт встановлюється теоретично (формули Борда).

Слід мати на увазі, що наведені в літературі значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ справедливі для квадратичної області гідравлічних опорів і залежать тільки від геометричної форми ділянки трубопроводу, тобто від виду місцевого опору. В умовах руху рідини з малими числами Рейнольдса (для ламінарної течії і в доквадратичній зоні гідравлічних опорів) коефіцієнти місцевих опорів залежать не тільки від геометричних характеристик, але і від числа Рейнольдса і можуть бути для орієнтовних режимів знайдені за формулою

$$\xi = \frac{A}{Re} + \xi_{кв}, \quad (3.228)$$

де $\xi_{кв}$ – значення коефіцієнта місцевого опору в квадратичній області;

Re – число Рейнольдса, віднесене до не стиснутого перерізу трубопроводу.

Значення A для різних видів місцевих опорів та значення $\xi_{кв}$ наводяться у довідковій літературі. За відсутності необхідних даних про значення A , можна приймати $A \approx 500 \xi_{кв}$.

Розрахунок гідравлічних опорів трубопроводів та апаратів. Під опорами розуміють втрати напору еквівалентні витратам енергії потоку на роботу проти сил тертя, обумовлених в'язкістю середовища, що перекачується. Сумарні втрати напору обчислюють за формулою

$$\sum h_n = h_i + h_{м.о.т},$$

де h_i – втрати напору по довжині, м;

$h_{м.о.т}$ – втрати напору в місцевих опорах, м.

Втрати напору за довжиною визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2g},$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, м;

l – довжина шляху, що проходить потік рідини, м;

d – характерний лінійний розмір тракту, яким проходить середовище, м;

$v^2/2g$ – швидкісний напір, що розвивається середовищем під час руху по досліджуваному тракту, м;

v – середня швидкість руху середовища, м/с.

Як правило, геометричні розміри тракту для середовища та його об'ємна витрата задані або однозначно можуть бути визначені. Для цього використовують рівняння витрати $Q = v \cdot f$ і суцільності течії $v_1 f_1 = v_2 f_2$. У разі, якщо швидкості невідомі, їх попередньо приймають, керуючись загальними рекомендаціями:

– швидкості рідких середовищ у всмоктуючих лініях технологічних трубопроводів

$v_{вс} = 0,8 - 1,1$ м / с;

– швидкості рідких середовищ у напірних лініях технологічних трубопроводів

$v_n = 1,1 - 1,5$ м / с;

– швидкості газових середовищ $v = 15 - 30$ м / с;

– швидкості робочих рідин в гідролініях до $8 - 10$ м / с.

Після розрахунку лінійного характерного розміру, наприклад, діаметра трубопроводу, вибирають стандартну трубу та уточнюють значення швидкості. Встановлюють температурний режим процесу, і для певної температури середовища, з літератури вибирають його фізичні властивості. Встановлюють режим руху середовища, обчислюючи значення критерію Рейнольдса. Якщо режим руху ламінарний ($Re < 2320$), то коефіцієнт гідравлічного тертя залежить тільки від числа Рейнольдса і може бути визначений за формулою Пуазейля.

В умовах турбулентного режиму руху ($Re > 4000$) коефіцієнт гідравлічного тертя може залежати і від шорсткості стінок, в яких протікає рідина. Для встановлення умов течії (гладкостінної або з проявою шорсткості) необхідно оцінити величину абсолютної шорсткості стінок каналу Δ і товщини в'язкого підшару δ . Абсолютна шорсткість залежить від матеріалу та способу виготовлення каналів (труб), а також від термінів їх експлуатації та може бути розрахована за формулою

$$\Delta = k_e / (0,5 - 0,7), \quad (3.229)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість.

Товщину в'язкого підшару знаходять за формулою

$$\delta = 11,6 \frac{d}{Re} \sqrt{\frac{8}{\lambda_{гд}}}, \quad (3.330)$$

де $\lambda_{гд}$ – значення коефіцієнта тертя для гідравлічно гладких труб (каналів), яке в широкому інтервалі чисел Рейнольдса можна розраховувати за формулою

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{гд}}} = 1,8 \lg Re - 1,5, \quad (3.331)$$

і для $Re < 10^5$ – за формулою Блазіуса

$$\lambda_{\text{zл}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (3.332)$$

Якщо $\delta > \Delta$, то течія гладкостіна (труба гідравлічно гладка) і $\lambda = \lambda_{\text{zл}}$. Якщо ж $\delta < \Delta$, то течія здійснюється в умовах прояву шорсткості (труба гідравлічно шорстка) і розрахунок коефіцієнта гідравлічного тертя слід вести за формулами

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{\Delta}{d} \right), \quad (3.333)$$

або

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_e}{d} \right)^{0,25} \quad (3.334)$$

чи

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -\lg \left(\frac{\Delta}{3,7d} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right) \quad (3.335)$$

Для визначення довжини тракту необхідно врахувати весь шлях, який проходить середовище. Наприклад, для багатоходових кожухотрубчастих теплообмінників

$$l = Ln, \quad (3.336)$$

де l – довжина теплообмінної трубки в апараті, м;

n – число ходів в апараті, шт.

Загальна кількість труб в апараті і в одному ході впливають на довжину тракту, і враховуються під час розрахунку швидкості руху середовища в теплообмінній трубці.

Довжина тракту трубного простору теплообмінника типу «труба у трубі»

$$l = L_m z + L_k (z - 1), \quad (3.337)$$

де z – число елементів в теплообміннику, шт.;

L_m – довжина теплообмінної труби в елементі, м;

L_k – довжина каналу, що з'єднує елементи в теплообміннику, м.

Якщо форма перерізу каналу відрізняється від круглого, замість діаметра d у цих формулах необхідно використовувати еквівалентний діаметр, що визначається за формулою (3.71).

Втрати напору у місцевих опорах обчислюють за формулою Вейсбаха

$$h_{\text{м.с}} = \xi v^2 / 2g, \quad (3.338)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору;

v – швидкість руху середовища за місцевим опором.

Часто по напрямку руху середовища зустрічається кілька опорів. Якщо відстань між місцевими опорами, встановленими на трубопроводі, не менше ніж $20d$, то вони враховуються простим арифметичним додаванням (принцип накладення втрат), якщо більше, то виділяються в окремий самостійний вид місцевого опору. Значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ вибираються з довідкової літератури залежно від виду місцевого опору та за необхідності коригуються формулою (3.235).

Насправді часто сумарні втрати напору обчислюють за формулою, яка узагальнює (3.236), (3.174) і (3.234)

$$\sum h_{em} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (3.339)$$

за необхідності гідравлічний опір виражають не втратами напору $\sum h_{em}$, а втратами тиску $\sum P_{em}$, пов'язаними між собою співвідношенням

$$\sum P_{em} = \rho g \sum h_{em}, \quad (3.340)$$

де ρ – густина середовища, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Контрольні питання

1. Які моделі рідкого середовища та методи його дослідження використовуються в гідравліці?
2. Які фізичні властивості характеризують рідину?
3. Що вивчає гідростатика?
4. Що виражає основне рівняння гідростатики? Які є приклади його практичного застосування?
5. Як класифікуються види руху рідини?
6. Якими є характеристики руху рідини?
7. Які невідомі величини входять до рівнянь Нав'є-Стокса? Яку роль відіграють рівняння нерозривності та характеристичне рівняння?
8. Чи є зв'язок між рівняннями руху та рівноваги? У чому їхня схожість?
9. Що являє собою рівняння Бернуллі?
10. Якими є основні правила використання рівняння Бернуллі для вирішення практичних завдань?
11. Чим зумовлені втрати енергії під час руху рідини в трубах і каналах?
12. Які види втрат енергії мають місце в умовах руху рідини у трубах та каналах?
13. Які основні відмінності турбулентного потоку від ламінарного?
14. Як визначається витрата рідини в трубі і умовах ламінарного режиму руху?
15. Які закони розподілу швидкостей по перетину труби для ламінарного та турбулентного режиму течії?
16. Якими є співвідношення максимальної швидкості з середньою для ламінарного та турбулентного режиму руху?
17. Чим відрізняється структура турбулентного потоку від ламінарного?
18. Якими є основні характеристики турбулентного руху?
19. Які відмінності у розрахунку гідравлічного опору для турбулентного режиму руху і ламінарного?
20. Від яких величин залежить коефіцієнт гідравлічного тертя для ламінарного та турбулентного режимів руху?
21. В чому полягає методика визначення втрат напору (гідравлічних опорів) трубопроводів та апаратів?
22. Від чого залежить втрати енергії у місцевих опорах?
23. З якою метою застосовують дифузори? Як вибрати правильно кут дифузора?
24. У чому принцип накладення втрат, відповідно до формули Вейсбаха?

Розділ 4. ОСОБЛИВІ ВИДИ РУХУ

Особливі види руху мають місце під час багатьох процесів. Визначення їх основних закономірностей дозволяє спростити теоретичний опис процесів, отримати прості та доступні методи їхнього інженерного розрахунку, встановити зв'язок між різними процесами та шляхи впливу на швидкість їх протікання.

4.1. Взаємодія потоку рідини з твердим тілом

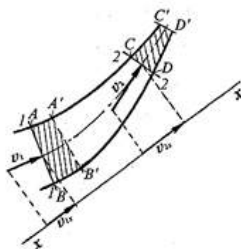
Поряд із напірним рухом ньютонівських рідин і газів у трубах і каналах різної форми в харчовій технології в ході проведення багатьох процесів у різних апаратах мають місце особливі види руху. До них відносяться силова дія потоку з твердим тілом (миття сировини, тари та приміщень; гідро- та пневмотранспортування); рух рідини через отвори та насадки (опорожнення резервуарів для зберігання сировини, напівфабрикатів та продуктів; розлив рідких харчових продуктів); рух рідини або газу в шарі зернистого матеріалу або насадкових тіл (абсорбція, ректифікація, сушіння, газоочищення); рух рідини на початковій ділянці (інтенсифікація процесів тепло-і масообміну); рух неньютонівських рідин (тісто, деякі молочні продукти та напівфабрикати, кондитерські маси та ін.); рух рідини у вузьких щілинах, утворених зазорами між поверхнями рухомих елементів різних машин і пристроїв (гомогенізація молочних продуктів, соків); диспергування рідини (сушіння рідких харчових продуктів та напівфабрикатів, кондиціонування, рівномірний розподіл рідини по поверхні твердих тіл); рух газу через шар рідини (приготування газованих напоїв, життєзабезпечення мікробіологічних процесів); плівковий рух рідини (інтенсифікація тепло- та масообмінних процесів).

Під час миття сировини (буряків, томатів, фруктів та ін.), тари (пляшки, фляги) та виробничих приміщень, гідротранспортування (буряків від пункту прийому до бурякорізки, зерна з елеватора або пункту прийому, промислових стоків), пневмотранспортування (борошна) на хлібозаводах має місце силова взаємодія потоку з твердим тілом.

Рівняння імпульсів (рівняння кількості руху). Відомо, що проекція збільшення кількості руху тіла на довільно взяту вісь x дорівнює сумі проекцій на цю ж вісь x імпульсів зовнішніх сил, що діють на тіло, за відповідний проміжок часу. Якщо зовнішні сили постійні у часі, то рівняння має вигляд

$$\sum P_x d\tau = (v_{2x} - v_{1x}) dm. \quad (4.1)$$

Виділимо в потоці рідини відсік $ABCD$ (рис. 4.1), який під дією зовнішніх сил переміщається за час $d\tau$ в положення $A'B'C'D'$.



Сили всередині виділеного об'єму рідини, попарно рівні і діючі протилежно, врівноважуються. Зовнішні сили: сили тяжіння, поверхневі сили гідродинамічного тиску, що діють на торцеві поверхні – площини $1-1$ і $2-2$, сили тертя та реакції стінок. З рівнянь сталості витрати і суцільності течії відомо, що масова витрата для руху, що встановився, вздовж потоку постійна.

Маса рідини, що надходить у виділений відсік і що витікає з нього під дією зовнішніх сил за час $d\tau$, визначається об'ємами і може бути обчислена через масову витрату $dm = Q\rho d\tau$. Тоді рівняння (4.1) набуде вигляду

Рисунок 4.1 – Схема виводу рівняння кількості

$$\sum P_x d\tau = Q\rho d\tau (v_{2x} - v_{1x}). \quad \text{або} \quad \sum P_x = Q\rho (v_{2x} - v_{1x}) \quad (4.2)$$

Рівняння (4.2) – рівняння кількості руху: в процесі переходу від однієї виділеної в потоці контрольної поверхні $1-1$ до іншої $2-2$ суми проекцій

на будь-яку координатну вісь зовнішніх сил, що діють на відсік потоку $ABCD$ (рис. 4.1) між контрольними поверхнями, дорівнює добутку масової витрати $Q\rho$ на приростання проекції на ту ж вісь середніх швидкостей руху рідини через контрольні поверхні $(v_{x2} - v_{x1})$. Розглянемо струмінь, що виходить із циліндричного насадка, розташованого нормально до перешкоди (рис. 4.2). Виділяємо відсік потоку, обмежений перерізами $1-1$ і $2-2$, у яких швидкості дорівнюють відповідно U_1 та U_2 .

Зовнішні сили, що діють на відсік: у перерізі $1-1$ тиск $P_1 = Pa$, отже, сила надлишкового тиску $P_1' = 0$; те саме і в перерізі $2-2$ ($P_2' = 0$); тертям нехтуємо, отже, сила тертя $P = 0$. Сила тяжіння G – вертикальна, прикладена в центрі тяжіння відсіку; сила реакції дорівнює силі тиску струменя на перешкоду зі зворотним знаком: $R_x = -P_x$.

Проектуючи зовнішні сили та кількість руху на вісь x , знаючи, що $Gx = 0$ і $U_{x2} = 0$, $U_{x1} = U_1$, за рівнянням (4.2), отримаємо

$$-P_x = Q\rho(0 - v_1) = -Q\rho v_1 \quad \text{або} \quad P_x = -Q\rho v_1. \quad (4.3)$$

Виразимо витрату струменя Q через швидкість v_1 та площу живого перерізу f_1

$$P_x = f_1 \rho v_1^2 = 2f_1 \frac{\rho v_1^2}{2}, \quad (4.4)$$

де $-\rho v_1^2 / 2 = p_d$ гідродинамічний тиск потоку.

Вплив струменя на тверді перепони.

Струмінь краплинної рідини, оточеною газом, вважається незатопленим, а оточений рідиною тієї ж густини – затопленим. Тиск по довжині у всіх живих перерізах струменя однаковий і рівний зовнішньому. Тому, застосовуючи рівняння Бернуллі для двох

перерізів горизонтального струменя щодо площини порівняння, що проходить по осі потоку ($z_1 = z_2 = 0$, $p_1 = p_2$), можна написати

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_n.$$

Втрати напору, викликані довкіллям, тертям і завихренням частинок, призводять до зменшення кінетичної енергії, отже, і середньої швидкості U_2 , в міру віддалення струменя від місця виходу (кінця труби, насадка та ін.). Зниження швидкості по довжині відповідно до рівняння нерозривності призводить до розширення струменя. Цей процес супроводжується захопленням струменем частинок довкілля, як наслідок, витрачається кінетична енергія, струмінь дедалі більше загальмовується і руйнується.

Розглядаючи поле швидкостей та структуру струменя, можна помітити наступні характерні ділянки (рис. 4.3):

початкова, де в центрі тяжіння перерізу максимальна швидкість дорівнює середній швидкості виходу з насадка;

основна, в якому струмінь компактний, сформувався поле швидкостей і швидкість в центрі зменшується пропорційно до довжини;

кінцева, де струмінь руйнується.

Для водяних незатоплених струменів, зокрема гідромоніторних, довжина початкової

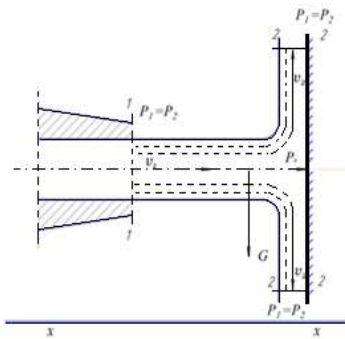


Рисунок 4.2 – Схема до визначення сили тиску струменя рідини на перешкоду

ділянки $l_n = (140...145)d_n$, де d_n – діаметр насадок.

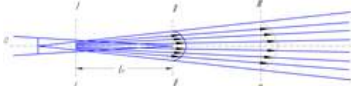


Рисунок 4.3 – Структура струменя

Під час експериментального визначення основних параметрів струменів (сили тиску на перешкоду, дальності польоту та ін.) та поширення їх результатів на інженерні розрахунки необхідно дотримуватись умов подібності. Сила тиску струменя на плоску перешкоду (рис. 4.4 а) визначається за

формулою (4.3). Знаючи, що $Q = \mu f_n \sqrt{2gH}$ і $v = \varphi \sqrt{2gH}$, можна силу тиску виразити через повний напір перед насадкою

$$P_x = 2\mu\varphi f_n \rho g H. \quad (4.5)$$

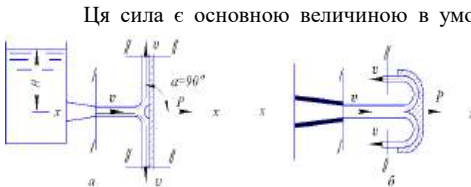


Рисунок 4.4 – Сила тиску струменя на плоску перешкоду (а) та ковшову лопатку (б)

Ця сила є основною величиною в умовах використання струменя для руйнування масиву або обертання робочого колеса активної турбіни. Дослідження показали, що внаслідок зміни швидкості та перерізу струменя по його довжині сила тиску змінюється залежно від відстані перешкоди від насадки. У межах початкової ділянки вона дещо зростає, а потім починає зменшуватись (рис. 4.5). Отже, є якась відстань, коли гідромоніторний струмінь ще

ефективно руйнує масив. Досвід показав, що в умовах тиску 10 – 12 МПа ця відстань становить 8 – 10 м.

Ефективність руйнування струменем масиву підвищується, якщо застосовувати пульсуючий струмінь, що досягається використанням спеціального пристрою – імпульсатора. Більше повне використання енергії струменя досягається, якщо перешкоді надати форму, за якої струмінь повертатиметься на 180° (рис. 4.4, б). В цьому випадку сила тиску буде

$$P_x = \rho Q(v + v) = 2\rho Qv = 4\mu\varphi f_n \rho g H. \quad (4.6)$$

З виразу (4.6) видно, що сила збільшується вдвічі. Тому лопатки активних гідротурбін виконуються у вигляді ковшів. Якщо перешкода (лопатка) рухається у тому напрямі, як і струмінь, то сила впливу зменшується, оскільки знижується їх відносна швидкість. В даному випадку сила тиску дорівнюватиме

$$P_x = \rho Q(v - u), \quad (4.7)$$

де u – лінійна швидкість лопатки, м/с.

Потужність, що передається струменем лопатці,

$$N = P_x u = \rho Q(v - u)u. \quad (4.8)$$

З рівняння (4.8) випливає, що потужність, що передається, залежить від швидкості лопатки. Для визначення швидкості u , за якої буде максимальна потужність, знаходимо екстремум функції $N = f(u)$

$$\frac{dN}{du} = 2\rho Q(v - 2u) = 0,$$

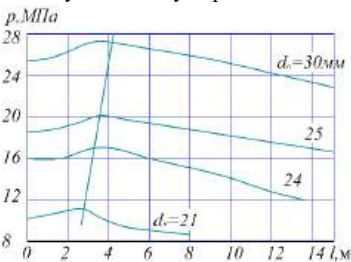
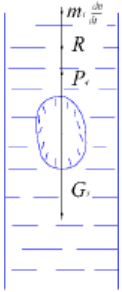


Рисунок 4.5. Графік зміни сили тиску струменя залежно від відстані

Звідки $v = 2u$.

Таким чином, максимальна потужність і максимальний ККД будуть за умови $u = v/2$. Якщо струмінь витікає з рухомої ємності, то сила реакції діятиме на стінку посудини у напрямку, протилежному напрямку швидкостей потоку. На цьому принципі працюють реактивні двигуни.



Обтікання тіл рідиною. Якщо тверде тіло обтікається потоком рідини або переміщається в просторі, заповненому нерухою рідиною, виникають гідроаеродинамічні сили взаємодії між тілом і рідиною. В обох випадках залежності, що визначають значення сили, будуть одні й тіж самі, якщо однакові відносні швидкості між тілом і рідиною. Розглянемо вільне падіння твердого тіла в рідині, що покоїться (Рис. 4.6). Опущене в рідину тіло під дією сили тяжіння тіла $G_T = \rho_T g V_T$ і архімедової сили $P_A = \rho g V_T$, якщо $G_T > P_A$ рухатиметься вниз. З появою відносної швидкості між тілом і рідиною виникає сила опору

$$R = CS\rho v^2 / 2. \quad (4.9)$$

Рівняння руху тіла під впливом цих сил можна написати як

Рисунок 4.6 – Сили, які діють на тіло, що вільно опускається в рідині

$$G_T - P_A - R - m_T \frac{dv}{dt} = 0. \quad (4.10)$$

Підставляючи вирази для G_T , P_A та R у формулу (4.10), отримаємо

$$m_T \frac{dv}{dt} = \rho g V_T \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right) - CS \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4.11)$$

де ρ , ρ_T – відповідно густина рідини та тіла, $\text{кг}/\text{м}^3$;

V_T – об'єм тіла, зануреного у рідину, м^3 ;

S – площа проекції поверхні тіла на нормаль до вектора швидкості (міделевий переріз), м^2 ;

C – коефіцієнт опору залежить від багатьох чинників (режиму руху, форми тіла, шорсткості);

v – швидкість тіла відносно рідини, $\text{м}/\text{с}$;

m_T – маса тіла, кг .

З рівняння (4.11) видно, що тіло, що опускається в рідині, спочатку рухається прискорено, потім зі зростанням швидкості величина прискорення зменшується і, коли швидкість досягне певної величини, прискорення стане рівним нулю. Швидкість, за якої $dv/dt = 0$ називають v_k .. критичною швидкістю. Вона може бути визначена з рівняння (4.11) коли: $dv/dt = 0$:

$$v_k = \sqrt{\frac{2gV_T}{CS} \left(\frac{\rho_T}{\rho} \right)}. \quad (4.12)$$

Ця критична швидкість рівномірного руху тіла називається швидкістю вільного падіння. Якщо помістити тіло у вертикальний потік, що рухається зі швидкістю U_k , воно перебуватиме у спокої щодо нерухомих меж потоку (стінок труб). Цю швидкість називають швидкістю витання. В умовах швидкостей потоку, більших U_k , тіло буде переміщатися вгору.

Режим обтікання рідиною тіла, а отже, і фактори, що впливають на C і v_k , можуть бути різними. Основним визначальним критерієм у цьому разі є число Рейнольдса $Re = v l / \nu = v d_e \rho / \mu$,

де v – відносна швидкість обтікання, м/с;

l – характерний лінійний розмір (для частинок найчастіше еквівалентний для кулі діаметр d_e), м;

ν, μ – відповідно кінематична та динамічна в'язкість рідини, м²/с, Па с;

ρ – густина рідини, кг/м³.

Експерименти показали, що для більшості частинок для $Re \leq 0,2$ режим обтікання ламінарний. Ламінарний режим можливий в умовах обтікання тіл з досить малими швидкостями або під час вільного падіння найдрібніших частинок (зазвичай $d_e \leq 1$ мм). Цей режим цікавий під час розрахунків відстійників для осадження мулу, шламу тощо.

Для цих умов на підставі досліджень Стокса для кулі

$$R = 6\pi\mu r v, \quad (4.13)$$

де μ – динамічна в'язкість, Па с;

r – радіус тіла, м;

v – швидкість, м/с.

Привівши сили опору (4.9) і рівняння Стокса (4.13), отримаємо вираз для коефіцієнта опору C у формулі (4.9):

$$C = 24 / Re \quad (4.14)$$

Підставивши значення C у рівняння (4.12) і зробивши відповідні перетворення, отримуємо формулу Стокса для визначення швидкості осадження для ламінарного режиму

$$v_k = g d_e^2 (\rho_r - \rho) / 18\mu. \quad (4.15)$$

Для розвинутого турбулентного режиму критична швидкість визначається за формулою (4.12), а коефіцієнт опору залежить від форми і шорсткості поверхні тіла. Значення коефіцієнта опору для деяких твердих тіл наведені нижче:

Кулі з гладкою поверхнею	0,38 – 0,44
Кулі з відносною шорсткістю $\Delta/r=0,01 - 0,02$	0,62 – 0,66
Кубики	1,0 – 1,2
Гравій добре окатаний	0,8 – 1,3
Вугілля кускової кубоподібної форми, окатане	1,0 – 1,4
Порода кускова кубоподібної форми	1,1 – 1,5

Теоретичні засади гідротранспорту. Умова транспортування твердих тіл напірними потоками рідини (найчастіше в трубах) значною мірою залежить від кута нахилу осі потоку до горизонту. Найбільш сприятливим буде транспортування по вертикалі, оскільки сила R , що діє з боку рідини, у цьому випадку спрямована безпосередньо проти сили тяжіння твердого тіла (рис. 4.7). Зі зменшення кута нахилу осі потоку до горизонту умови транспортування погіршуються, так як проти випадання твердого тіла на стінку труби діє тільки частина сили R – підйомна складова R_y . Це призводить до необхідності збільшення швидкості, а, отже, і витрати рідини. Найбільш важкі умови транспортування на горизонтальних ділянках трубопроводу.

У випадку транспортування матеріалів по трубі постійного діаметра критична швидкість транспортування перебуває у зворотній пропорційній залежності від кута нахилу трубопроводу до горизонту. Основним параметром, що визначає транспортування твердого

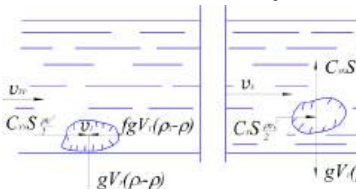
тіла по вертикалі, як зазначалося вище, є швидкість витання. Для підйому твердого тіла достатньо забезпечити відносну швидкість руху рідини, дещо більшу за швидкість витання. Причому, як показує досвід, зі збільшенням концентрації твердих частинок в потоці коефіцієнт опору часток зростає, тому для їх витання потрібна відносна швидкість, навіть менша швидкості осадження. Внаслідок цього підйом твердого тіла по вертикалі може здійснюватися за умови порівняно малих швидкостей ($v \leq v_{кр}$).

Гідротранспортування твердих тіл по горизонталі характеризується двома швидкостями: швидкістю зрушення $U_{зр}$ і критичною U_k . Першу можна визначити із умови граничної рівноваги твердого тіла на горизонтальній стінці (рис. 4.7).

$$C_{XT} S \frac{\rho v_{зр}^2}{2} = fgV_T(\rho_T - \rho),$$

де f – коефіцієнт тертя твердого тіла об стінку труби.

Вирішуючи рівняння щодо $U_{зр}$, отримаємо



$$v_{зр} = \sqrt{2g \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right) \frac{V_T}{S} \frac{f}{C_{XT}}}, \quad (4.16)$$

де V_T/S – характерний геометричний розмір тіла;

C_{XT} – коефіцієнт лобового опору тіла з урахуванням впливу стінок труби на його обтікання.

Рисунок 4.7 – Сили, які діють під час обтікання тіла горизонтальним потоком

Внаслідок труднощів з визначенням параметрів V_T/S , f , C_{XT} , особливо для великої

кількості твердих частинок, що випали на стінку, швидкість зрушення визначають дослідним шляхом. Причому під цією швидкістю розуміють не відносну, а середню швидкість потоку, за якої тверді частинки починають переміщатися ковзанням по стінці.

За аналогією зі швидкістю зрушення можна визначити і критичну швидкість з умови граничної рівноваги твердого тіла під час відриву його від стінки горизонтальним потоком (рис. 4.7).

$$C_{YK} S \frac{\rho v_k^2}{2} = gV_T(\rho_T - \rho),$$

звідки

$$v_k = \sqrt{\frac{2gV_T}{C_{YK} S} \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right)}. \quad (4.17)$$

У рівнянні (4.17) коефіцієнт підйомної сили C_{YK} не дорівнює відповідному коефіцієнту C_Y в умовах вільного обтікання потоком тіла. Пояснюється це впливом стін труби на обтікання. Завдання стає особливо складним за умови руху в потоці великої кількості твердих частинок (гідросуміші). Тому критична швидкість, як і швидкість зрушення, визначається дослідним шляхом. Причому під цією швидкістю розуміють мінімальну середню швидкість потоку, коли ще не відбувається випадання твердого тіла на горизонтальну стінку труби.

Нині існує велика кількість емпіричних формул визначення критичної швидкості. Так, наприклад, під час транспортування неоднорідної гідросуміші із густиною твердої складової $\rho_T \leq 1600 \text{ кг/м}^3$ критичну швидкість рекомендується визначати за формулою,

$$v_x = k \sqrt{gd \left(\frac{\rho_{\text{сум}}}{\rho} - 1 \right)}, \quad (4.18)$$

де k – дослідний коефіцієнт ($k = 4,3$ коли крупність твердого тіла $d_e = 0 - 25$ мм, $k = 4,8$ для крупності твердого тіла $d_e = 0 - 50$ мм);

d – діаметр труби, м;

$\rho_{\text{сум}}$ – густина гідросуміші, кг/м³.

Підйомна сила та сила лобового опору. В умовах несиметричного обтікання твердого тіла потоком рідини напрямком сили, що діє з боку рідини на тіло, не збігається з напрямком швидкості незбуреного потоку v_∞ (швидкості на нескінченно великій відстані від тіла). У цьому випадку силу R (рис. 4.8 а) можна розкласти на складові: $R_y = \cos \alpha$ – підйомну силу, спрямовану нормально до вектора v_∞ і $R_x = \sin \alpha$ – силу лобового опору, що збігається з напрямком вектора v_∞ .

Тіло, під час обтікання якого потоком рідини створюється підйомна сила R_y значно більша, ніж сила лобового опору називають крилом. Виразивши R_y/R_x за аналогією з виразом (4.9), можна записати

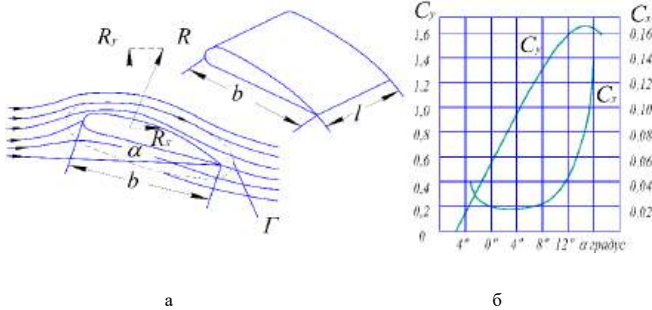


Рисунок 4.8 – Сили, які діють на крило, що обтікається потоком, і характеристика профілю

$$R_y = C_y S \frac{\rho v_\infty^2}{2}, \quad (4.19)$$

$$R_x = C_x S \frac{\rho v_\infty^2}{2}, \quad (4.20)$$

де C_y , C_x – відповідно коефіцієнти підйомної сили та сили лобового опору;

S – площа крила, м²;

b – ширина крила, м;

l – довжина (розмах) крила постійної ширини, м.

Коефіцієнти C_y та C_x залежать від форми профілю крила, шорсткості його поверхні та кута атаки α . В результаті продування крил в аеродинамічних трубах отримують залежності

$C_y = f(\alpha)$ і $C_x = f(\alpha)$, які визначають аеродинамічні характеристики профілю крила (рис. 4.8, б).

Підйомну силу можна отримати і в умовах обтікання симетричного профілю, наприклад обертового циліндричного тіла (ротора) або взагалі вихору. Внаслідок в'язкості рідини навколо ротора створюється циркуляційний рух рідини зі швидкістю c_u . Цей рух накладається на основний зі швидкістю v_∞ , внаслідок чого для зазначеного на рис. 4.9 у напрямку обертання під ротором відбувається зменшення результуючої швидкості $v_\infty - c_u$, а над ротором її збільшення $v_\infty + c_u$.

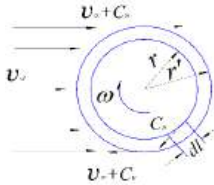


Рисунок 4.9 –
Обтікання потоком
ротора, що обертається

Якщо повний напір у перерізі потоку однаковий, то внаслідок різниці сумарних швидкостей над і під ротором відповідно до рівняння Бернуллі тиск p_1 стане більшим за p_2 . У результаті виникає підйомна сила $R_y = (p_1 - p_2) S$.

Таким чином, під час обтікання ротора відбувається явище, подібне до того, що виникає в процесі обтікання крила. Кінематичною характеристикою поля, що виникає навколо ротора чи крила, є *циркуляція швидкості* Γ (рис. 4.8 – пунктирна лінія). Джерелом підйомної сили крила є циркуляційний рух рідини навколо його профілю (рис. 4.8, а). Встановлена залежність між підйомною силою R_y та циркуляцією швидкості:

$$R_y = \rho v_\infty \Gamma l. \quad (4.21)$$

Напрямок підйомної сили визначається поворотом вектора швидкості v_∞ на прямий кут у бік, протилежний напрямку циркуляційного руху.

Порівнюючи праві частини рівняння (4.21) та (4.19)

$$\rho v_\infty \Gamma l = 0,5 C_y S \rho v_\infty^2,$$

отримаємо значення циркуляції Γ навколо профілю

$$\Gamma = 0,5 C_y b v_\infty. \quad (4.22)$$

Цей вираз встановлює зв'язок між дослідною величиною C_y та розрахунковою Γ і, таким чином, поєднує теоретичну аерогідродинаміку з експериментальною. Розглянуті положення про підйомну силу і силу лобового опору використовуються в теорії лопатевих гідравлічних машин, гідротранспорту твердого матеріалу та ін.

Явище гідравлічного удару. Під терміном «гідравлічний удар» мається на увазі неуставлений рух рідини з практично відчутними коливаннями тиску за раптової зміни її швидкості. Цей процес є швидкоплинним, а зміна тиску тісно пов'язана з пружними деформаціями рідини і стінок трубопроводу, що може стати небезпечним як для самого трубопроводу, так і для апаратів, підключених до нього.

Гідравлічний удар у трубопроводі виникає в тому випадку, коли швидкості руху рідини різко змінюються в результаті швидкого закриття або відкриття запірної арматури або раптової зупинці насосу через припинення подачі електроживлення, причому друге є найбільш частою причиною виникнення гідравлічного удару.

Додатковий тиск, що виникає в момент гідравлічного удару дуже значний і для сталевих водопроводів становить понад 981 кПа на кожен 1 м/с втраченої швидкості. Під час гідравлічного удару також можливе утворення глибокого вакууму. Як високий тиск, так і вакуум, що виникають в умовах гідравлічного удару, нерідко є причиною пошкодження трубопроводів та апаратів. У зв'язку з цим під час проектування трубопровідних систем

потрібно передбачити заходи щодо захисту трубопроводів та апаратів від гідравлічного удару.

Для визначення величини підвищення тиску в трубопроводі за різкої зміни швидкості розглянемо горизонтальний трубопровід (рис. 4.10, а) діаметром d , по якому із середньою швидкістю v рухається крапельна рідина, що має тиск p . Під час швидкого (вважатимемо миттєвого) закриття крана частинки рідини, що опинилися в цей момент безпосередньо біля крана, також миттєво зупиняться, а їхня кінетична енергія перетворюється на потенційну – швидкість стане рівною нулю, а тиск рідини підвищиться до значення p_{y0} (ударного тиску), в результаті чого відбудеться стиснення розташованого біля крана шару рідини і розширення стінок оточуючих його труб. Завдяки цьому звільниться деякий (дуже малий) об'єм (див. заштриховану частину на рис. 4.10, б) і наступний шар рідини матиме можливість ще трохи просунутися до крана.

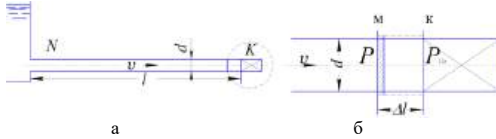


Рисунок 4.10 – Схема до пояснення явища гідравлічного удару

Так як модулі пружності рідини і матеріалу стінок труб досить великі (наприклад, для води $E \approx 2 \cdot 10^9$ Па, для сталі $E \approx 2 \cdot 10^{11}$ Па, для чавуну $E \approx 1 \cdot 10^{11}$ Па),

то зменшенням об'єму в шарі рідини, що зупинився, внаслідок його малості під час виконання розрахунків цілком можна знехтувати, але для пояснення процесу гідравлічного удару це має дуже важливе значення.

Нехай за час $\Delta\tau$ після миттєвого закриття крана біля нього зупиниться елементарний об'єм рідини $\Delta V = (\pi d^2 / 4) \Delta l$, розміщений між перерізами M і K , які розташовані на відстані Δl один від одного (рис. 4.10, б). Швидкість рідини в цьому об'ємі стане рівною нулю, лівіше за переріз M рідина ще продовжує рухатися зі швидкістю v і має тиск p . Таким чином, за час $\Delta\tau$ маса рідини Δm в об'ємі ΔV втратить кількість руху $\Delta m(v - 0) = \Delta m v = \rho \Delta V v = (\pi d^2 / 4) \cdot \Delta l v$. На виділений об'єм діють сили тиску $P = (p_{y0} - p) \pi d^2 / 4$, і сила тяжіння $\Delta G = \Delta m g$. Імпульси цих сил за час $\Delta\tau$ будуть $P \Delta\tau$ і $\Delta G \Delta\tau$.

Спроекуємо імпульси зовнішніх сил та зміну кількості руху на вісь потоку та відповідно до теореми про зміну кількості руху прівніяємо ці проекції. Оскільки сила ΔG діє нормально до осі потоку, то проекція імпульсу цієї сили дорівнюватиме нулю, тому

$$\Delta m v = P \Delta\tau \quad \text{або} \quad \rho (\pi d^2 / 4) \Delta l v = (p_{y0} - p) (\pi d^2 / 4) \Delta\tau,$$

звідки

$$\Delta p = p_{y0} - p = \rho v \Delta l / \Delta\tau.$$

Відношення $\Delta l / \Delta\tau$ в отриманому рівнянні це швидкість поширення гідравлічного удару c – швидкість поширення ударної хвилі у трубопроводі, тому

$$\Delta p = \rho v c. \quad (4.23)$$

Ця формула використовується для визначення зростання тиску так званого прямого гідравлічного удару.

Швидкість поширення ударної хвилі залежить від пружних властивостей рідини та трубопроводу і може бути знайдена за формулою

$$c = \frac{\sqrt{E_p / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{d E_p}{\delta E}}}, \quad (4.24)$$

де E_p – модуль пружності рідини;
 E – модуль пружності матеріалу трубопроводу;
 δ – товщина стінок труб.

За своїм значенням c близька до швидкості поширення звуку в даній рідині $c = \sqrt{E_p / \rho}$, так як знаменник формули (4.24) мало відрізняється від одиниці. Так, для води $c = \sqrt{2,05 \cdot 10^9 / 1000} = 1430$ м/с, для сталевих водопроводів $c = 1050 - 1350$ м/с.

У разі прямого гідравлічного удару для швидкості води в сталевому трубопроводі 1 м/с збільшення тиску Δp складе приблизно 1 МПа (згідно з формулою (4.23)). Таке різке підвищення тиску становить небезпеку для трубопроводу, тому для запобігання аварії необхідно передбачати захисні заходи.

Нехтуючи гідравлічними втратами в трубопроводі і рядом інших факторів, процеси, що відбуваються під час гідравлічного удару, можна представити наступним чином. Нехай із резервуару значної місткості (рис. 4.10, а) трубопроводом довжиною l і діаметром d рухається краплинна рідина зі швидкістю v . Як було показано вище, в умовах швидкого (миттєвого) перекриття крана також миттєво зупиняється шар рідини, розташований безпосередньо біля крана, і тиск у ній підвищується від p до p_{y0} . Внаслідок стиснення рідини та розширення стінок труб у цьому шарі звільняється деякий (дуже малий) об'єм, завдяки чому зупинка наступного шару відбудеться не одночасно з першим, а через деякий (також дуже малий) проміжок часу. Після зупинки другого шару в ньому відбудуться аналогічні явища (підвищення тиску до p_{y0} , стиснення рідини, розширення стінок труб і, як наслідок, звільнення деякого елементарного об'єму), потім ці явища виникнуть в наступних шарах і так далі по всій довжині трубопроводу l до самого його початку (перетину N).

Таким чином, незважаючи на миттєве закриття крана зупинка всієї рідини в трубопроводі відбудеться не миттєво, а закінчиться через деякий проміжок часу $\tau = l/c$, де c визначається за формулою (4.24). У момент досягнення ударною хвилею вхідного перерізу трубопроводу вся рідина в ньому виявиться стиснутою, швидкості всіх частинок рівними нулю, а тиск – рівним p_{y0} . Отже, через час t у перерізі N виникне положення, коли зліва тиск рідини буде p , праворуч $p_{y0} = p + \Delta p$. За таких умов рівновага неможлива, тому почнеться переміщення рідини з трубопроводу в резервуар (з області більшого тиску в область меншого) і зниження тиску в трубопроводі до значення p , яке поширюватиметься в бік крана з тією ж швидкістю c , тобто виникає відбита хвиля, що досягає через проміжок часу t перерізу K . Таким чином, підвищений тиск p_{y0} біля крана після його миттєвого закриття існуватиме протягом часу $2\tau = T$, який називається *фазою гідравлічного удару*.

Рідина і стінки труб передбачаються пружними, тому в процесі зниження тиску в трубопроводі до значення p вони повертаються в попередній стан, що відповідає цьому тиску. Робота деформації перетворюється на кінетичну енергію і рідина у трубопроводі набуває початкову швидкість v , але спрямовану протилежний бік. З цією швидкістю рідина в трубопроводі прагне відірватися від крана, внаслідок чого виникає негативна ударна хвиля з тиском $-\Delta p$, яка прямує від крана до резервуара зі швидкістю c , залишаючи за собою стиснуті стінки труб і рідину, що розширилась.

У момент досягнення цією ударною хвилею вхідного перерізу трубопроводу (через проміжок часу t) у ньому знову створюється нерівноважний стан – ліворуч тиск буде p , справа $p - \Delta p$, внаслідок чого почнеться відтік рідини з резервуару в трубопровід. Це викликає переміщення частинок рідини в трубопроводі зі швидкістю c , підвищення тиску до значення

p , повернення стінок труб і рідини до колишнього стану, що відповідає тиску p . Весь цей комплекс явищ буде поширюватися у бік крана зі швидкістю c і через проміжок часу τ відбита хвиля досягне крана (перетину K).

Під час досягнення відкинутою хвилею крана (тобто через час $4\tau = 2T$ після його закриття) виникне ситуація, що вже мала місце в момент закриття крана, і, якщо знехтувати розсіюванням енергії, весь цикл гідравлічного удару повториться знову. Теоретичний графік зміни тиску в перерізі (перед краном) показаний штриховою лінією на рис. 4.11.

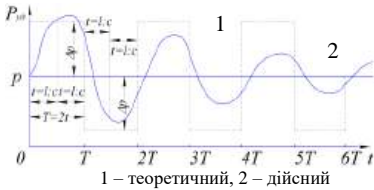


Рисунок 4.11 – Графіки зміни ударного тиску перед краном

Насправді, внаслідок наявності гідравлічних опорів коливання тиску в трубопроводі є загасаючими (амплітуди Δp зменшуються), крім того, тиск наростає (а також падає) не миттєво. Наближений вигляд дійсної картини зміни тиску в трубопроводі показаний на рис. 4.11 суцільною лінією.

Вище було розглянуто так званий прямий гідравлічний удар, коли час закриття крана був меншим за фазу гідравлічного удару (тобто

$$\tau_3 < T = 2l/c).$$

У разі непрямого гідравлічного удару (коли закриття крана відбувається порівняно повільно або трубопровід має малу довжину, у зв'язку з чим відбита хвиля встигає досягти крана до закінчення його закриття, тобто коли $\tau_3 > T = 2l/c$) збільшення тиску може бути орієнтовно визначено за формулою

$$\Delta p = \rho v c T / \tau_3 = 2\rho l v / \tau_3. \quad (4.25)$$

Найбільш простими та поширеними пристроями для захисту трубопроводів від гідравлічних ударів є засувки та крани, що забезпечують повільне перекриття прохідного перерізу, що, як слід з рівняння (4.25), істотно зменшує Δp . У тих випадках, коли за умовами технології необхідне або можливе швидке перекриття трубопроводу, вдаються до встановлення повітряних ковпаків, спеціальних гасників удару.

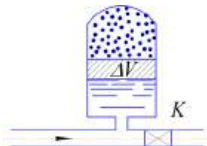


Рисунок 4.12 – Повітряний ковпак

За наявності перед краном повітряного ковпака (рис. 4.12) в момент перекриття краном трубопроводу частина рідини заходить у ковпак і стискає повітря, що знаходиться там, тому швидкість рідини в трубопроводі буде зменшуватися не миттєво, а поступово; під час зниження тиску в трубопроводі повітря

розширюється і витісняє з ковпака надлишок рідини V . За достатнього об'єму ковпака в результаті пружності повітря і поступового зменшення швидкості рідини в трубопроводі підвищення тиску в ньому буде незначним.

Поряд із пристроями для захисту трубопроводів від гідравлічних ударів існують спеціальні пристрої (гідравлічні тарани, гідроімпульсатори), в яких гідравлічний удар створюється штучно з метою його подальшого використання. Гідравлічний таран є водопідйомним пристроєм, що не має приводного двигуна, а використовує для підйому води (Q_2) на певну висоту (H_2) енергію води ($Q_1 > Q_2$), що спускається в бак тарана з меншої висоти (H_1) і частково скидається ($Q_1 - Q_2$) через ударний клапан, розташований у цьому баку. Для підвищення тиску рідини, що піднімається, використовуються штучно викликані і діючі з певною частотою гідравлічні удари.

4.2. Рух рідини через отвори і насадки

Умови витікання рідини. Випорожнення резервуарів для зберігання сировини,

напівфабрикатів та продуктів, розлив рідких харчових продуктів пов'язані із витіканням рідини через отвори та насадки. Рух рідини в процесі витікання з отворів має значний інтерес в інженерній практиці, тому що це питання пов'язане з випорожненням посудин і апаратів в тому числі і в харчовій технології. Вивчення явища витікання рідини має велику історію. Ще Торрічеллі та Кастеллі займалися визначенням швидкості витікання, і формула широко відома як формула Торрічеллі.

Умови витікання можуть бути дуже різноманітні: воно може відбуватися за постійного або змінного напору, в атмосферний простір (рис. 4.13 а) або в простір, зайнятий тією ж рідиною (рис. 4.13, б), через малі та великі отвори через отвори в «тонкій» (рис. 4.14, а) і «товстій» стінках, через насадки (рис. 4.14, б) та ін..

Умови витікання впливають як на швидкість, так і на витрату.

Витікання в атмосферу за умови постійного напору через малі отвори в тонкій стінці. Уточнимо поняття *тонка стінка* та *малий отвір*. Будемо вважати стінку тонкою в тому випадку, якщо отвір має гостру кромку і стінка не впливає на форму струменя, тобто не стикається з ним (рис. 4.14, а). В іншому випадку ми називатимемо стінку *товстою* (рис. 4.14, б). Через отвір у товстій стінці рідина тече як би в короткій трубі (через насадок).

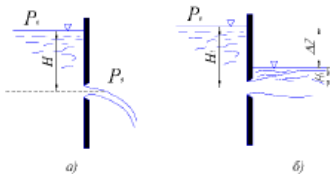


Рисунок 4.13 – Схеми витікання в атмосферу і в простір зайнятий рідиною

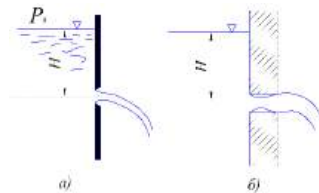


Рисунок 4.14 – Схеми витікання через отвір в «тонкій» стінці і через насадок

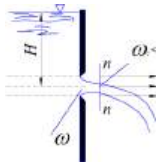


Рисунок 4.15 – Витікання через малий отвір в тонкій стінці

Розглянемо поняття *малий* і *великий отвір*. Отвір вважатимемо малим у разі, коли в поперечному перерізі струменя після виходу з отвору (у стисненому перерізі), (рис. 4.15), швидкості у всіх точках перерізу можна вважати рівними між собою $u_1 = u_2 = \dots = v$: а коефіцієнт Коріоліса $\alpha = 1,0$. В іншому випадку отвір вважатимемо великим. Малу отвору круглої форми відповідає умова $d < 0,1H$

$$\varepsilon = \frac{f_c}{f} = \left(\frac{d_c}{d}\right)^2 = \left(\frac{0,8d}{d}\right)^2 = 0,64.$$

Крім стиснення струменя спостерігається явище *інверсії струменя*. Воно полягає в тому, що форма поперечного перерізу струменя змінюється за його довжиною. Наприклад, квадратний перетин переходить у хрестоподібний. (рис. 4.16). Явище інверсії обумовлено впливом непаралельності швидкостей окремих частинок рідини під час виходу із резервуару і під дією сил поверхневого натягу.

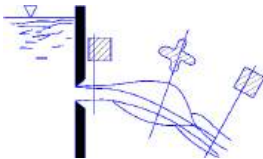


Рисунок 4.16 – Явище інверсії струменю

Швидкість витікання із резервуара визначається як швидкість у стиснутому перетині. Запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів: для площини вільної поверхні в резервуарі і площини стиснутого перерізу

$$z_o + \frac{P_o}{\rho g} + \frac{\alpha \cdot v_o^2}{2g} = z + \frac{P_o}{\rho g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} + h_{em}$$

Так як тиск у стиснутому перерізі дорівнює атмосферному P_a (струмінь знаходиться у вільному русі) і коефіцієнт Коріоліса

$\alpha = 1,0$ (у стисненому перерізі швидкості течії у всіх точках перерізу можна вважати рівними та паралельними між собою), то визначаючи втрачений напір за формулою Вейсбаха

$h_{em} = \zeta \frac{v^2}{2g}$ і опускаючи $\frac{\alpha \cdot v_o^2}{2g}$ через малість, отримуємо

$$z_o = z + \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \text{або} \quad z_o - z = H = (1 + \zeta) \frac{v^2}{2g}, \quad (4.26)$$

де H – напір над центром ваги отвору.

Отже, швидкість витікання з отвору визначається як

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sqrt{2gH}. \quad (4.27)$$

Позначаючи $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}$, остаточно отримаємо

$$v = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (4.28)$$

Коефіцієнт φ називають коефіцієнтом швидкості.

Для малих круглих отворів і великих чисел Re за дослідними даними (для води)

$\varphi = 0,97$, тобто близький до одиниці.

За значенням коефіцієнту швидкості легко визначити і коефіцієнт опору

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1. \quad (4.29)$$

Для круглого отвору і $\varphi = 0,97$ отримуємо $\zeta = 0,06$.

Коефіцієнти φ і ζ залежать від напору H і, отже, від швидкості витікання, в'язкості рідини, форми та розмірів отвору, а відтак і від числа Рейнольдса. Зазвичай приймають $\varphi = f(Re)$.

Витрата визначається за рівнянням витрати (3.67)

$$Q = \omega v.$$

В даному випадку доцільно скористатися стиснутим перетином, для якого

$$Q = \omega_c v_c.$$

Площа стиснутого перерізу струменя $\omega_c = \varepsilon \omega$, де ω – площа отвору, а середня швидкість визначається за формулою (4.28)

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH}.$$

Тоді витрата

$$Q = \omega_c v_c = \varepsilon \omega \varphi \sqrt{2gH} = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH}. \quad (4.30)$$

Об'єднавши коефіцієнти ε і φ добутком, рівним $\mu = \varepsilon \varphi$, витрату визначимо за формулою

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}. \quad (4.31)$$

Коефіцієнт μ називається коефіцієнтом витрати.

Дальність польоту струменя під час витікання (рис. 4.17) і невеликих швидкостях та невеликих висотах падіння, коли можна знехтувати опором повітря, що оточує струмінь, і прийняти форму параболічного струменя (у разі горизонтального напрямку швидкості на виході з отвору), отримаємо

$$l = v \Delta t = \varphi \sqrt{2gH} \sqrt{\frac{2\Delta z}{g}} \quad \text{або} \quad l = 2\varphi \sqrt{H\Delta z}. \quad (4.32)$$

Формулою (4.32) часто користуються під час експериментального визначення коефіцієнта швидкості

$$\varphi = l / (2\sqrt{H\Delta z}), \quad (4.33)$$

попередньо вимірюючи дальність польоту l , напір H і зниження струменя Δz .

Витікання через великі отвори в атмосфері. Основним завданням в умовах витікання через великі отвори в атмосфері є визначення витрати за формулою (3.26)

$$Q = \omega_c v_c,$$

де ω_c – площа стиснутого перерізу,

v_c – середня швидкість у цьому перерізі.

Але завжди $\omega_c = \varepsilon \omega$, а $v_c = \varphi \sqrt{2gh}$,

де $\varepsilon \varphi = m$ – коефіцієнт витрати, значення якого коливаються у межах ($m \approx 0,60 - 0,95$) внаслідок нерівномірного розподілу швидкостей у стиснутому перерізі струменя.

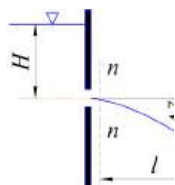


Рисунок 4.17 – Схема до визначення дальності польоту струменя

Витікання через затоплений великий отвір. Досвід показує, що у випадку малого заглиблення отвору вільна поверхня знижується, як перед отвором, так і безпосередньо за ним (рис. 4.18). В результаті виникає прорив повітря через отвір (захливання отвору) та порушується стаціонарність руху. Розглядатимемо витікання для умови досить великого заглиблення, коли вказаним явищем можна знехтувати

Визначення швидкості у стиснутому перерізі. Вибравши перетин $1-1$ і переріз $n-n$ (рис. 4.18), запишемо рівняння Бернуллі (для точок 1 та 2)

$$H_1 + \frac{\alpha \cdot v_0^2}{2g} = H_2 + \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g},$$

де v_0 – швидкість підходу, визначена як $v_0 = Q/F$;

v – швидкість у вибраній точці стиснутого перерізу;

α – коефіцієнт Коріоліса;

ζ – коефіцієнт опору;

F – площа перетину $1-1$.

З цього рівняння, позначивши $H_1 - H_2 = \Delta z$ та прийнявши $\alpha = 1,0$, знайдемо швидкість витікання

$$v = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{2g \left(\Delta z + \frac{\alpha v^2}{2g} \right)}, \quad (4.34)$$

або, позначивши $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$, отримаємо

$$v = \varphi \sqrt{2g \left(\Delta z + \frac{\alpha v^2}{2g} \right)}. \quad (4.35)$$

Отримана формула аналогічна до формули в умовах витікання в атмосферу. Витрату рідини через затоплений отвір, визначимо за формулою

$$Q = m\omega \sqrt{2g \left(\Delta z + \frac{\alpha v^2}{2g} \right)}, \quad (4.36)$$

де m – коефіцієнт витрати.

Витікання через насадку. Насадком називається коротка труба, приєднана до отвору, через який відбувається витікання. Насадки можуть бути зовнішніми та внутрішніми, а також різної форми. Характери течії рідини у різних насадках мають багато спільного. Розглянемо це явище з прикладу зовнішнього циліндричного насадка, іменованого насадком Вентурі (рис.4.19).

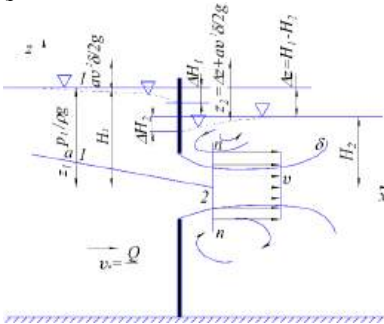


Рисунок 4.18 – Схема витікання через затоплений великий отвір

За наявності гострої вхідної кромки виникає стиснення струменя і площі стиснутого перерізу $f_c = \varepsilon f$. Числові значення коефіцієнта стиснення залежить від умов входу, в даному випадку (круглий отвір з гострою вхідною кромкою) може бути прийнятий приблизно. Далі струмінь розширюється, заповнюючи поперечний переріз повністю. Відзначимо, що оскільки струмінь на виході заповнює весь переріз, то коефіцієнт стиснення на виході $\varepsilon = 1,0$, тоді як на вході $\varepsilon = 0,64$

На ділянці від входу до перерізу $m - m$ в ділянці між внутрішньою поверхнею насадка (труби) та бічною поверхнею струменя рідин знаходиться у складному циркуляційному русі. На цій ділянці гідродинамічний тиск p виявляється меншим за атмосферний (вакуум), тому що швидкості течії тут більші вихідної швидкості, де тиск дорівнює атмосферному.

Визначимо середню швидкість на виході та в стиснутому перерізі.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 та 2-2 (опускаючи атмосферний тиск).

У цьому рівнянні можна знехтувати величиною $\frac{\alpha \cdot v_0^2}{2g}$ та втратами напіору $\lambda \frac{\Delta l}{d} \frac{v^2}{2g}$ на

ділянці від перерізу $n - n$ до виходу (за їх незначною величиною). Тоді втрати напору в насадці будуть складатися з втрат на вході (до стиснутого перерізу $n - n$) $h_{ex} = \zeta \frac{v_c^2}{2g}$ і втрат на розширення струменя $h_{раси} = \frac{(v_c - v)^2}{2g}$ за теоремою Борда). Тоді рівняння Бернуллі отримаємо таким у вигляді

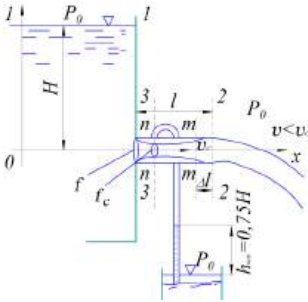


Рисунок 4.19 – Схема витікання через зовнішній циліндричний насадок

$$H = \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} + \zeta_{ex} \frac{v_c^2}{2g} = \frac{(v_c - v)^2}{2g}.$$

Виключаючи v_c (користуючись рівністю $\omega_c v_c = \omega v$ та приймаючи $\alpha = 1,0$, отримуємо

$$H = \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} + \zeta_{ex} \frac{v_c^2}{2g} = \frac{(v_c - v)^2}{2g}.$$

Швидкість на виході із насадка визначимо за формулою

$$v = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{1 + \frac{\zeta}{\varepsilon^2} + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2}} = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (4.37)$$

де коефіцієнт швидкості

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\zeta}{\varepsilon^2} + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{нас}}}. \quad (4.38)$$

Для $\zeta = 0,06$ та $\varepsilon = 0,64$ отримаємо $\varphi = 0,82$, а загальний коефіцієнт опору насадка

$$\zeta_{нас} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,82^2} - 1 \approx 0,5.$$

Витрата через насадок визначимо за формулою (3.67)

$$Q = f v = f \varphi \sqrt{2gH},$$

де φ – коефіцієнт швидкості;

f – площа перерізу насадка (коефіцієнт стиснення на виході $\varepsilon = 1,0$).

Коефіцієнт витрати $\mu = \varepsilon \cdot \varphi = 1,0 \cdot 0,82 = 0,82$.

Визначимо вакуум у стиснутому перерізі. Відомо що

$$h_{вак} = \frac{p_0 - p}{\rho g},$$

де p_0 і p – відповідно атмосферний тиск і абсолютний тиск у даній точці, Па.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізу $1 - 1$ та стиснутого перерізу $n - n$

$$\frac{p_0}{\rho g} + H = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{v_c^2}{2g} + \zeta \frac{v_c^2}{2g}.$$

Звідси

$$h_{\text{вак}} = \frac{P_o - P_c}{\rho g} = (1 + \zeta) \frac{v_c^2}{2g} - H.$$

Але $v_c = v/\varepsilon$, $v = \varphi\sqrt{2gH}$. Після підстановки

$$h_{\text{вак}} = \left[\frac{\varphi^2}{\varepsilon^2} (1 + \zeta) - 1 \right] H \quad (4.39)$$

Якщо прийняти $\zeta = 0,06$, $\varphi = 0,82$ та $\varepsilon = 0,64$, то $h_{\text{вак}} \approx 0,75 H$.

З цієї формули можна визначити граничне значення напору H . Максимум $h_{\text{вак}}$ дорівнює $\frac{P_o}{\rho g}$, тому граничний напір

$$H_{\text{сп}} \approx 1,3 \frac{P_o}{\rho g} \quad (4.40)$$

За умови напору понад граничне значення порушується суцільність і стаціонарність витікання. Значення коефіцієнтів φ , μ , ζ та ε для круглого отвору в тонкій стінці та для насадка Вентурі.

	φ	μ	ζ	ε
<i>Круглий отвір</i>	0,97	0,62	0,06	0,64
<i>Насадок Вентурі</i>	0,82	0,82	0,5	1,0

Порівняння приводить до висновку, що коефіцієнт витрати μ , а, отже, і витрата Q для насадка більше, ніж під час витікання через отвір без насадка. Створюється суперечливе становище – попри збільшення опору, витрата через насадок збільшується. Протиріччя пояснюється тим, що, завдяки виникненню вакууму в стиснутому перерізі насадка, швидкість у цьому перерізі виявляється більшою, ніж швидкість у стиснутому перерізі в умовах витікання в атмосферу.

Особливі випадки витікання. До особливих випадків витікання віднесемо витікання рідини з отворів за змінного напору (спорожнення резервуару); витікання рідин підвищеної в'язкості або з отворів і насадків дуже малого діаметра (для малих чисел Рейнольдса); витікання за умови значного впливу поверхневого натягу рідини (під впливом числа Вебера); витікання з вихровою лійкою і повітряним ядром, що проникає в зливний отвір.

Витікання в атмосферу за змінного рівня. Подібні завдання мають місце під час витікання рідини з баків, резервуарів, мірних склянок пристроїв, що дозують, розливання рідких харчових продуктів. Основне завдання для витікання рідини в умовах змінного рівня є визначення часу часткового чи повного спорожнення.

Розглянемо найпростіший випадок витікання рідини в атмосферу через отвір площею f у дні посудини призматичної форми з вільною поверхнею рідини в ній F (рис. 4.20). Рух рідини є невстановленим, тому що напір змінюється з плином часу, а, отже, змінюється з часом і витрата рідини, що витікає. Так як рух рідини не встановився, то до нього не можна застосувати рівняння Бернуллі.

Скористаємося законом збереження маси або об'єму рідини (для випадку $\rho = \text{const}$). Фактично кількість рідини що витікає з отвору, дорівнює кількості рідини, яка вибуває з резервуару. Витрата рідини через отвір в одиницю часу визначається за формулою (4.31)

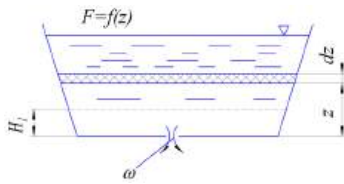


Рисунок 4.20 – Витікання рідини в умовах змінного рівня

зменшилася на величину

$$Q = \mu f \sqrt{2gH},$$

тоді за час $d\tau$ з резервуару витікає рідина

$$dQ = \mu f \sqrt{2gz} d\tau. \quad (4.41)$$

Однак за той же час $d\tau$ за відсутності притоку в резервуар кількість рідини в ньому

$$dQ = -dz \cdot f(z). \quad (4.42)$$

За законом збереження маси $\mu f \sqrt{2gz} d\tau = -f(z) dz$, звідки

$$d\tau = -\frac{f(z) dz}{\mu f \sqrt{2gz}}. \quad (4.43)$$

Інтегрування виразу (4.43) у межах від H до H_1 дає час τ часткового спорожнення резервуару

$$\tau = -\frac{1}{\mu f \sqrt{2g}} \int_H^{H_1} \frac{f(z) dz}{\sqrt{z}}. \quad (4.44)$$

Для резервуару, що має циліндричну форму, тобто коли $F = f(z) = const$, отримаємо

$$\tau = \frac{2F}{\mu f \sqrt{2g}} (\sqrt{H} - \sqrt{H_1}),$$

звідки час повного спорожнення визначиться за $H_1 = 0$ виразом

$$\tau = \frac{2F \sqrt{H}}{\mu f \sqrt{2g}},$$

або після множення та ділення правої частини останнього виразу на $H^{1/2}$ отримаємо

$$\tau = \frac{2V}{\mu f \sqrt{2gH}} = \frac{2V}{Q}, \quad (4.45)$$

де V – повний об'єм рідини у резервуарі;

Q – об'ємна витрата, що відповідає початковому напору H .

З рівняння (4.45) випливає, що $\tau = 2\tau_1$, де τ_1 – час витікання тієї самої кількості рідини за постійного напору H .

Залежність коефіцієнтів витікання від числа Рейнольдса. Наведені вище значення коефіцієнтів витікання для отворів та насадків різної форми (μ , φ , ε) справедливі за числами Рейнольдса $> 10^5$.

$$Re_o = \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \frac{d}{v} = \sqrt{2gH} \frac{d}{v}. \quad (4.46)$$

В цьому випадку в'язкість рідини не надає скільки-небудь помітного впливу на витікання.

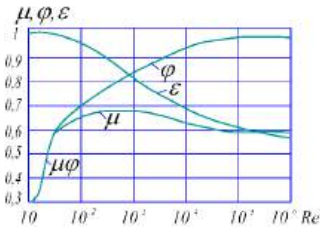


Рисунок 4.21 – Залежність коефіцієнтів витікання μ , φ , ε від числа Рейнольдса

В умовах витікання з отворів і насадків рідин підвищеної в'язкості (наприклад, розливання сметани, йогурту, сирних мас) або рідин звичайної в'язкості (води, пива, водно-спиртових розчинів) з отворів і насадків дуже малого діаметру, коли $Re_0 < 10000$, значення коефіцієнтів витрати μ , швидкості φ та стиснення ε змінюються в залежності від числа Рейнольдса (рис. 4.21).

З рис. 4.21 видно, що коефіцієнт швидкості φ зростає зі збільшенням Re_0 , наближаючись до одиниці, а коефіцієнт стиснення ε зменшується від 1 до 0,6. Зміна коефіцієнта витрати μ має складніший характер (спочатку він збільшується, а потім зменшується після досягнення максимуму).

Для $Re_0 > 10000$ зміна коефіцієнта витрати для отворів виражається формулою

$$\mu = 0,592 + 5,5 / \sqrt{Re_0} \quad (4.47)$$

Піл час витікання рідини в умовах змінного рівня (рис. 4.20) коефіцієнт витрати μ приймається постійним. Це припущення справедливо для великих чисел Рейнольдса, але не відповідає дійсності для його малих чисел, коли $\mu = f(Re_0)$, і відповідно, $\mu = f_1(H)$. Тому для малих значень час випорожнення слід визначати за формулою

$$\tau = \frac{29F \cdot v}{g \alpha d} \lg \frac{H_1}{H_2} \quad (4.48)$$

яка добре підтверджується дослідними даними.

Залежність коефіцієнтів витікання від числа Вебера. Досліди показують, що в умовах витікання рідини з отворів в газове середовище, коли є межа розділу двох фаз, зі збільшенням впливу поверхневого натягу зменшується як швидкість витікання, так і стиснення струменя, падає коефіцієнт швидкості і зростає коефіцієнт стиснення струменя.

Відносний вплив сил поверхневого натягу визначається числом Вебера

$$We = \frac{\rho v^2 d}{\sigma} = \frac{2\varphi^2 \rho g H d}{\sigma} \quad (4.49)$$

де v – швидкість у стиснутому перерізі струменя;

d – діаметр отвору;

H – діючий напір;

ρ – густина рідини;

σ – поверхневий натяг рідини.

На рис. 4.22 наведено залежності коефіцієнтів $\bar{\mu}$, $\bar{\varphi}$, $\bar{\varepsilon}$ від числа Вебера для витікання з малого отвору в тонкій стінці. З урахуванням, що $\bar{\mu} = \mu_n / \mu_o$; $\bar{\varphi} = \varphi_n / \varphi_o$; $\bar{\varepsilon} = \varepsilon_n / \varepsilon_o$, де індекс « n » свідчить про наявність впливу поверхневого натягу, а індекс « o » – відсутність цього впливу.

З рисунка видно, що значення коефіцієнта швидкості $\bar{\varphi}$ монотонно зростають зі збільшенням We , наближаючись до 1 для великих We (крива 3). Значення коефіцієнта стиснення $\bar{\varepsilon}$ монотонно зростають зі зменшенням We , досягаючи для $We = 10$ значення 1,30 (крива 1), тобто. діаметр вихідного струменя стає більше діаметра отвору. Коефіцієнт витрати

$\bar{\mu}$ зі збільшенням We спочатку зростає (для малих We), досягає максимуму $\bar{\mu} = 1,09$ для $We \approx 70$, після чого зменшується до 1 (крива 2). Вплив поверхневого натягу перестав позначатися на витіканні за умови $We \approx 3000$.

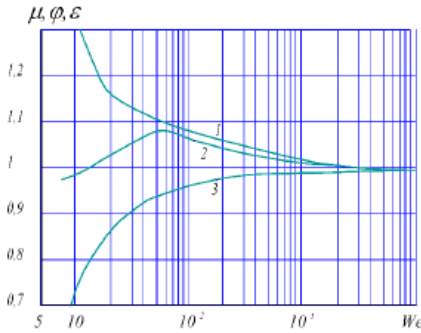


Рисунок 4.22 – Вплив поверхневого натягу на коефіцієнти витікання

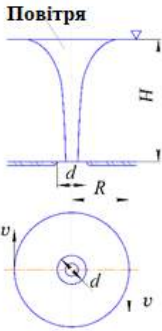
Під час витікання рідини з дуже малих отворів і за малих швидкостей витікання умова $We > 3000$ не дотримується, і в розрахунках необхідно враховувати вплив числа Вебера на коефіцієнти витікання. Чим менше число Вебера, тим більший відносний вплив сил поверхневого натягу.

Вплив воронкоутворення на витікання рідини. За умови асиметричного підходу потоку до отвору рідина набуває обертального руху, виникає вихрова воронка з повітряним ядром, що проникає в зливний отвір. Коефіцієнт витрати μ може зменшуватися в кілька разів у порівнянні з течією без воронки.

Обертання рідини не впливає на коефіцієнт витрати, поки повітряне ядро воронки не проникає в зливний отвір (мал. 4.23), після чого коефіцієнт витрати починає зменшуватися. Це явище настає за певного значення так званої інтенсивності воронки

$$E = \frac{v}{\sqrt{gH}} \left(\frac{d}{R} + 4 \frac{R}{d} \right), \quad (4.50)$$

де v – окружна складова вектора швидкості на відстані R від осі обертання;
 d – діаметр зливного отвору.



За умови $E > (0,6 - 0,7)$ починається зниження коефіцієнта витрати отвору. Коефіцієнт витрати горизонтального донного отвору з гострими кромками з воронкоутворенням можна знайти за формулою

$$\mu = 0,795 - 0,256E, \quad (4.51)$$

яка дійсна для $E = 0,8 - 2,2$.

Розливання продуктів харчування. Найважливішою стадією процесу упаковки є переміщення у тару попередньо заданої кількості продукції. Її вимірювання проводять за допомогою різних дозуючих пристроїв, а переміщення в тару – спорожненням дозатора.

Під час пакування рідких харчових продуктів спорожнення дозуючого пристрою зазвичай здійснюється через отвір у дні або стінці, часто через насадки. Тому наведені вище залежності є теоретичною основою розрахунку та проєктування пристроїв для розливання рідких харчових продуктів, проте потрібен облік низки їх специфічних властивостей. Наприклад, розливання багатьох продуктів повинно здійснюватися в асептичних умовах (молоко і молочні продукти тощо), що запобігають контакту пастеризованого продукту, що розливається, і стерилізованої тари з навколишнім повітрям. Для цього процес розливання доводиться проводити під надлишковим тиском, або під вакуумом. Зміна тиску в камері дозатора або в тарі повинна враховуватися в розрахункових залежностях (4.31), (4.45) доданком $\Delta p / \rho g$, що

Рисунок 4.23 – Воронкоутворення під час витікання рідини через донний отвір

додається (або віднімається) до висоти рівня рідини в дозаторі H . В процесі розливання багатьох харчових продуктів відбувається піноутворення, тому в цих випадках швидкість витікання повинна бути зменшена, що може бути досягнуто розмірами і конфігурацією насадки, або підвищенням тиску в тарі.

4.3. Рух рідини або газу у шарі зернистого матеріалу або насадкових тіл

У багатьох технологічних процесах харчових виробництв використовується рух рідини або газу через шари зернистих матеріалів або насадкових тіл (фільтрування, промивання, газоочищення, адсорбція, екстрагування, сушіння та ін). Зернистий шар може бути монодисперсним (складатися з частинок однакового розміру) або полідисперсним (з частинок різних розмірів).

В процесі руху рідини або газу через шар зернистого матеріалу вважають, що потік одночасно обтікає окремі частинки або елементи шару і рухається всередині пор і порожнин, що утворюють систему звивистих каналів змінного перерізу. Вивчення такого руху складає змішане завдання гідродинаміки. Шар зернистого матеріалу може бути нерухомим або рухомим (зваженим). Рух рідини або газу в шарі зернистих матеріалів або насадочних тіл залежить від багатьох факторів: напрямки потоку газу або рідини (висхідний або низхідний), швидкості потоку, гідравлічного опору шару, висоти шару, його однорідності, розміру частинок, їх форми, питомої поверхні частинок та їх швидкості витання.

Основні характеристики руху у шарі. Гідравлічний опір $\Delta P_{ш}$ нерухомого шару висотою h_0 і площею поперечного перерізу $f = \pi D^2 / 4$ визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$\Delta P_{ш} = \lambda \frac{l}{d_{екв}} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4.52)$$

де $l = h_0 \varphi$ – довжина каналів в шарі, по яких рухається потік, м;

φ – коефіцієнт, що враховує звивистість каналів у шарі;

$d_{екв}$ – еквівалентний діаметр каналів зернистого шару, м;

ρ – густина рідини або газу, що утворює потік, кг/м³;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

v – істинна швидкість потоку в каналах зернистого шару, м / с.

Справжня швидкість потоку в каналах зернистого шару

$$v = v_0 / \varepsilon, \quad (4.53)$$

де v_0 – швидкість потоку, віднесена до повного поперечного перерізу апарату (фіктивна швидкість), м/с;

ε – порозність шару (об'ємна частка газу чи рідини у шарі).

Фіктивна швидкість потоку визначається рівняння витрати

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{Q}{f_A}, \quad (4.54)$$

де Q – об'ємна витрата рідини або газу в апараті діаметром D ;

f_A – площа живого перерізу апарату, в якому розміщено шар зернистого матеріалу (поперечний переріз порожнього апарату), м².

Порозність шару, або об'ємна частка порожнин, зайнятих рідиною або газом, віднесена до загального об'єму шару

$$\varepsilon = \frac{V_{cl} - V_{ш}}{V_{cl}} = 1 - \frac{V_{m6}}{V_{ш}} = 1 - \frac{G_{m6} / \rho_{m6}}{h_o \pi D^2 / 4}, \quad (4.55)$$

де $V_{ш}$ – загальний об'єм, зайнятий шаром зернистого матеріалу, м³;

V_{m6} – об'єм твердих частинок у шарі, м³;

G_{m6} – маса твердих частинок шару в апараті, кг;

ρ_{m6} – густина твердих частинок шару, кг/м³.

Змочений периметр усіх каналів дорівнює сумарній поверхні всіх каналів (часток) віднесеної до висоти шару

$$\Pi = f_{num} h_o f_A / h_o = f_{num} f_A, \quad (4.56)$$

де f_{num} – питома площа поверхні частинок у шарі.

Питома площа поверхні являє собою площу поверхні елементів, або частинок матеріалу, що знаходяться в одиниці об'єму, зайнятого шаром

$$f_{y\phi} = \frac{6(1-\varepsilon)}{\pi d^3} \pi d^2 = \frac{6(1-\varepsilon)}{d}, \quad (4.57)$$

де число частинок діаметром d у шарі дорівнює $f_{y\phi} = \frac{6(1-\varepsilon)}{\pi d^3} \pi d^2 = \frac{6(1-\varepsilon)}{d}$, а площа проєкції поверхні частинок нормальної до напрямку руху потоку дорівнює πd^2 .

Еквівалентний діаметр каналів між частинками у шарі

$$d_{екв} = \frac{4f_k}{\Pi} = \frac{4f_A \varepsilon}{f_{num} f_A} = \frac{4\varepsilon}{f_{num}} = \frac{2}{3} d \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}, \quad (4.58)$$

де f_k – сумарна площа перерізу каналів між частинками у шарі.

Критерій Рейнольдса для шару

$$Re_{ш} = \frac{v \cdot d_{екв} \rho}{\mu} = \frac{2}{3} \frac{v_o d \rho}{\mu(1-\varepsilon)}, \quad (4.59)$$

де ρ , μ – густина та динамічна в'язкість рідини чи газу.

Критичне значення критерію Рейнольдса для зернистих середовищ $Re_{кр.ш} \leq 2$. Коефіцієнт гідравлічного тертя для ламінарного потоку рідини або газу за формулою Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{Re_{cl}} = 64 \frac{3\mu(1-\varepsilon)}{2v_o d \rho},$$

а гідравлічний опір

$$\Delta P_{cl} = 72 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \varphi \frac{v_o \mu h_o}{d^2}. \quad (4.60)$$

Для турбулентного руху ($Re > 2$) справедлива формула

$$\Delta P_{cl} = \left[150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu v_o}{d^2} + 1,75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho v_o^2}{d} \right] h_o. \quad (4.61)$$

Формули (4.60), (4.61) застосовують для розрахунку гідравлічного опору нерухомих шарів з частинок неправильної форми (не сферичної) з урахуванням фактора форми

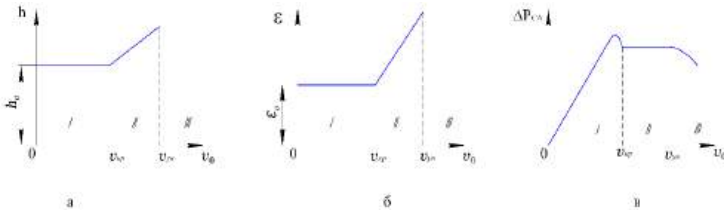
$$\Psi = f_{ш} / f_{ч},$$

де $f_{ч}$ – поверхня кулі, що має такий самий об'єм, як і частка неправильної форми;

$f_{ш}$ – дійсна поверхня частинки (Ψ для кулястої частки дорівнює 1, для циліндричної – 0,69, для кубічної – 0,806).

Псевдозрідження. За малих швидкостей висхідного потоку рідини або газу шар частинок, що стикаються між собою, залишається нерухомим, газ або рідина проходить по міжзернових каналах і порожнечах – фільтрується через шар. Гідравлічний опір шару не перевищує ваги твердих частинок, що припадає на одиницю площі решітки і підтримує шар. Висота шару та його порозність залишаються незмінними.

Зі збільшенням швидкості потоку проміжки між частинками збільшуються. Частинки починають рухатися і перемішуватися з газом (або рідиною). Суспензія, що утворилася, називається зваженим шаром. Зважений шар часто називають *псевдозрідженням або киплячим*, так як маса твердих частинок в результаті безперервного перемішування у висхідному потоці приходить у легко рухливий стан, нагадуючи киплячу рідину. Залежності висоти шару h , порозності шару ε і гідравлічного опору $\Delta P_{ш}$ від швидкості газу в апараті v_o називаються кривими псевдозрідження (рис. 4.24).



I – нерухомий шар; II – зважений шар; III – виносення часток

Рисунок 4.24 – Криві псевдозрідження: а – $h = f(v_o)$; б – $\varepsilon = f(v_o)$; в – $\Delta P_{cl} = f(v_o)$;

За деякої швидкості газу, названої критичною $v_{кр}$, весь шар твердих частинок переходить у зважений стан. Починаючи з $v_{кр}$, зростає висота шару, порозність шару зі збільшенням витрати газу буде підвищуватися від $\varepsilon_0 \approx 0,4$ для нерухомого шару кульових частинок однакового діаметра, до $\varepsilon=1$, коли $V_{ш} \gg V_{ме}$ і граничної для зваженого шару швидкості виносення частинок з апарату $v_{шн}$. Після переходу шару у зважений стан, опір шару $\Delta P_{ш}$ дещо падає (пік на кривій обумовлений деякими витратами енергії на розрив зв'язків між частинками) і надалі протягом усього часу існування псевдозрідженого шару зберігає своє постійне значення. Це пояснюється тим, що з підвищенням витрати газу та його фіктивної швидкості v_o одночасно збільшується об'єм зваженого шару та відстань між частинками. Внаслідок цього справжня швидкість газу між частинками v , від якої залежить опір шару, залишається незмінною до досягнення швидкості виносення частинок з апарату. Основне рівняння зваженого шару випливає з рівності сил динамічного впливу потоку на частинку і архімедової сили ваги частки

$$\Delta P_{ш} = g(\rho_{ме} - \rho)(1 - \varepsilon_o)h_o = g(\rho_{ме} - \rho)(1 - \varepsilon)h, \quad (4.62)$$

де ε_0 – порозність нерухомого (фільтруючого) шару.

Таким чином, за рахунок розширення псевдозріджений шар зернистого матеріалу здатний ніби автоматично підтримувати сталість свого гідравлічного опору в значному діапазоні робочих швидкостей ($v_{кр} < v_0 < v_{вин}$). Після досягнення швидкістю псевдозріджуючого потоку значень, що перевищують швидкість початку винесення частинок $v_{вин}$, вагова кількість частинок у шарі починає падати і, отже, починає зменшувати опір шару $\Delta P_{ш}$.

Структура псевдозрідженого шару може бути різною. До основних характеристик псевдозрідженого шару відносяться: число псевдозрідження $K = v/v_{кр}$ – відношення робочої швидкості потоку до швидкості початку псевдозрідження (K_2); порозність шару ε ($0,4 \leq \varepsilon \leq 1,0$); коефіцієнт розширення шару h/h_0 – відношення висот псевдозрідженого та нерухомого шарів; швидкість винесення $v_{вин}$. Вирішуючи спільно рівняння (4.61) і (4.62) для умов початку псевдозрідження шару ($\varepsilon_0 \approx 0,4$), отримуємо формули для визначення критичної швидкості

$$Re_{кр} = \frac{A_r}{1400 + 5,22\sqrt{A_r}}, \quad (4.63)$$

або швидкості, необхідної для досягнення заданого розширення зваженого шару

$$Re = \frac{A_r \varepsilon^{4,75}}{18 + 0,61\sqrt{A_r \varepsilon^{4,75}}}. \quad (4.64)$$

У формулах (4.63) та (4.64) $Re_{кр}$ та Re – критерії Рейнольдса; A_r – критерій Архімеда,

$$A_r = \frac{gd^3 (\rho_{ме} - \rho)}{v^2 \rho}, \quad (4.65)$$

де v – кінематична в'язкість рідини чи газу.

Підставляючи у формулу (4.63) величину граничного розширення шару $\varepsilon = 1$, можна отримати формулу для розрахунку швидкості винесення

$$Re_{вин} = \frac{A_r}{18 + 0,61\sqrt{A_r}}, \quad (4.66)$$

$$\text{де } Re_{вин} = \frac{v_{вин} d \rho}{\mu} = \frac{v_{вин} d}{\nu}.$$

З формули (4.63) можна отримати інтерполяційну формулу для розрахунку порозності (ступеня розширення)

$$\varepsilon = \left(\frac{18 Re + 0,36 Re^2}{A_r} \right)^{0,21}, \quad (4.67)$$

а з (4.62) – висоти зваженого шару

$$h = h_0 \frac{1 - \varepsilon_0}{1 - \varepsilon}, \quad (4.68)$$

де h і h_0 – висота зваженого і нерухомого шарів;

ε та ε_0 – порозність зваженого та нерухомого шарів.

4.4. Рух неньютонівських рідин

У різних галузях харчової промисловості обробці піддається значна кількість рідин, для яких залежність між дотичною напругою τ і градієнтом швидкості du/dn виявляється нелінійною, а виражається більш складними залежностями виду $\tau = f(du/dn)$. Рідини, що не підкоряються закону в'язкісного тертя Ньютона, називаються *неньютонівськими*. До них належать хлібопекарське і макаронне тісто, кондитерські маси, фарші, пасти, пюре та інші харчові продукти, їх сировина та напівфабрикати. Рух неньютонівських рідин має місце під час їх нагнітання шнеками, валками, плунжерами, шестеренчастими насосами, транспортуванні по каналах різного профілю, довжини і діаметра, змішуванні двох або декількох компонентів.

Класифікація неньютонівських рідин. За характером залежності

$$\tau = f\left(\frac{du}{dn}\right), \quad (4.69)$$

неньютонівські рідини поділяються на кілька класів. До першого класу належать в'язкі рідини, для яких функція (4.69) не залежить від часу. За видом кривих течії у цьому класі розрізняють такі групи: бінгамівські пластичні рідини, псевдопластичні рідини, дилатантні рідини (рис. 4.25)

Бінгамівські пластичні рідини (крива 2 на рис. 4.25) починають текти тільки після застосування напруги τ_0 (τ_0 – початкова напруга зсуву або межа плинності). Для напруг, менших τ_0 , вони ведуть себе як тверде тіло, потім, внаслідок структурних перетворень під дією напруг, що перевищують межу плинності τ_0 , тверда структура руйнується і матеріал поводить себе як ньютонівська рідина. Структура бінгамівських рідин після зворотного зменшення напруги ($\tau < \tau_0$) відновлюється. Для бінгамівських рідин залежність (4.69) має вигляд

$$\tau = \tau_0 + \mu_{nl} \frac{du}{dn}. \quad (4.70)$$

де μ_{nl} – постійна (аналогічна в'язкості звичайної рідини, що називається пластичною в'язкістю).

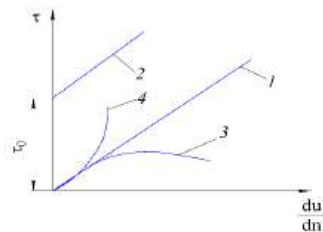
Псевдопластичні рідини (крива 3 на рис. 4.25) та дилатантні рідини (крива 4 на рис. 4.25) не виявляють межі плинності, для них дотичні напруги визначаються степінем законом реології

$$\tau = k \left(\frac{du}{dn}\right)^m, \quad (4.71)$$

де k і m – постійні; k залежить від консистенції рідини і збільшується зі зростанням в'язкості. Величини k і m знаходять експериментально.

Для псевдопластичних рідин показник ступеня $m < 1$, їх в'язкість зменшується зі збільшенням градієнта швидкості du/dn . Це пояснюється орієнтуванням частинок в рідині, що рухається, і ослабленням взаємодії між ними зі зростанням du/dn . Така поведінка характерна для розчинів та суспензій, що містять несиметричні частинки.

Псевдопластичні рідини становлять найбільш представницьку групу в класі в'язких



- 1 – ньютонівська рідина;
- 2 – бінгамівська рідина;
- 3 – псевдопластична рідина;
- 4 – дилатантна рідина

Рисунок 4.25 – Якісні реологічні характеристики рідин різних типів

неньютонівських рідин (йогурти, пюре, пасти).

Для *дилатантних рідин* $m > 1$ їх в'язкість збільшується зі зростанням du/dn . Така поведінка спостерігається в суспензіях з великим вмістом твердої фази і пояснюється збільшенням сили тертя між частинками зі зростанням швидкості (прикладом такої рідини є суспензія крохмалю, шлам кави – вторинна сировина у виробництві розчинної кави).

До другого класу відносяться неньютонівські рідини, характеристики яких залежать не тільки від du/dn , але і від часу дії, що ускладнює аналіз явища, так як для визначення в'язкості треба знати історію обробки рідини. Залежно від результатів впливу дотичних напруг на структуру рідини розрізняють реопектичні та тиксотропні рідини.

Зазвичай для проведення класифікації в рідині збільшують дотичні напруги, а потім поступово їх зменшують. Якщо обидві криві течії збігатимуться, то час не впливає на в'язкість системи, що випробовується, і дана неньютонівська рідина відноситься до першого класу. Якщо ж в'язкість змінюється з часом $\tau = f(du/dn)$, то на графіку буде отримана петля (рис. 4.26), і рідина, що випробовується, відноситься до другого класу неньютонівських рідин, для яких характерна залежність їх характеристик від часу.

В'язкість реопектичних рідин збільшується з часом (рис. 4.26 б), а тиксотропних – зменшується (рис. 4.26, а). В умовах тривалого впливу дотичних напруг структура тиксотропних рідин руйнується і збільшується плинність. Після зняття напруги та витримки початкова структура поступово відновлюється і в'язкість зростає. Відновлення може бути повним чи частковим.

Характерною особливістю реопектичних рідин є структуроутворення після зсуву. Воно виникає, як правило, за малих значень градієнта швидкості. Зі зростанням градієнта швидкості їх структура починає руйнуватися. У харчовій промисловості такі випадки зустрічаються вкрай рідко.

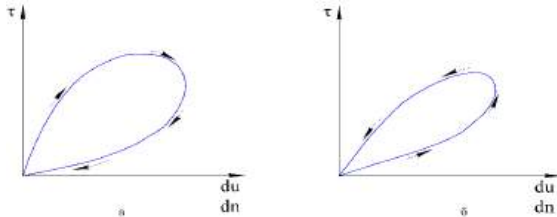


Рисунок 4.26 – Якісні реологічні характеристики тиксотропної (а) та реопектичної (б) рідин

До третього класу відносяться в'язкопружні, або максвелловські рідини. Їх в'язкість зменшується під впливом напруг, проте після їх зняття в'язкопружні рідини частково відновлюють свою форму. Такими властивостями характеризуються речовини тістоподібної консистенції.

Гідродинаміка неньютонівських рідин. Як і для течії ньютонівських рідин, гідродинамічні закономірності неньютонівських систем можуть бути виявлені за допомогою рівнянь руху. Однак, необхідно враховувати, що залежність дотичних напруг (4.69) на відміну від ньютонівської рідини (де вона носить лінійний характер) виражається складними залежностями, наприклад, (4.70) і (4.71). Тому для неньютонівських рідин використовується поняття про умовну в'язкість, що широко застосовується для отримання їх локальних характеристик. Під умовною в'язкістю $\mu_{ум}$, розуміють в'язкість такої ньютонівської рідини, швидкість деформації якої під дією заданої напруги зсуву дорівнює швидкості деформації аналізованої неньютонівської рідини

$$\tau = -\mu_{ум} \frac{du}{dn} \quad (4.72)$$

Тоді

$$\mu_{ym} = - \frac{f(du/dn)}{du/dn}.$$

Для бінгамівських рідин, відповідно до (4.70)

$$\mu_{ym} = \frac{\mu_{ns}(du/dn) + \tau_0}{du/dn}. \quad (4.73)$$

Для псевдопластичних та дилатантних рідин відповідно до (4.71)

$$\mu_{ym} = k \left(\frac{du}{dn} \right)^{m-1}. \quad (4.74)$$

Для неньютонівських рідин дуже важливо враховувати не швидкість деформації в точці, а саме зв'язок між напругою зсуву та швидкістю деформації. Виразу (4.72) можна, наприклад, надати вигляду (далі для зручності використання системи координат x - y у позначенні перпендикулярного напрямку вектору швидкості потоку « n » замінимо на « y »)

де τ – час; γ – деформація в точці, що розглядається.

$$\gamma = \partial x / \partial y. \quad (4.76)$$

Величина γ визначає відносне зміщення потоку в напрямку осі x під час зміни координати y на dy (вісь, перпендикулярна до напрямку руху потоку, що розглядається). У потоці неньютонівської рідини і змінної відносно поперечного перерізу швидкості міняється і умовна в'язкість. Звідси випливає, що для опису закономірностей руху неньютонівських рідин рівняння Нав'є-Стокса використовувати не можна.

Течія неньютонівських рідин є предметом вивчення реології про деформації та течію. Найбільш докладно досліджено реологічні моделі стаціонарних неньютонівських рідин, характеристики яких не залежать від часу: рівняння Бінгама – (4.70) та Оствальда-де Віля – (4.71). У зв'язку з тим, що неньютонівські рідини найчастіше мають значну умовну в'язкість, для них характерний ламінарний рух, навіть за відносно великих перепадів тиску, практично досяжних в інженерній практиці швидкостях потоку і розмірів апаратів, в яких обробляються неньютонівські рідини.

Розглянемо ламінарний ізотермічний потік неньютонівської рідини в циліндричній трубі, що знаходиться під дією тих же сил, що і розглянутий раніше потік ньютонівської рідини. Для потоку, що рухається в циліндричній трубі градієнт швидкості зсуву пропорційний дотичній нарузі

$$-\frac{du}{dn} = -\frac{du}{dy} = -\frac{du}{dr} = f(\tau), \quad (4.77)$$

де r – поточний радіус труби.

Як і для ламінарної течії ньютонівської рідини дотичні напруги визначаються за виразом

$$\tau = \tau_{cm} (r/R),$$

де τ_{cm} – дотична напруга на стінці труби;

R – радіус труби.

Звідси $r = R \tau / \tau_{cm}$.

Підставляючи відповідно до закону розподілу дотичних напруг у циліндричній трубі для ламінарного режиму руху в рівняння (4.77), знаходимо

$$-\frac{du}{dr} = f\left(\tau_{cm} \frac{r}{R}\right). \quad (4.78)$$

Знайдемо розподіл швидкості у трубі, проінтегрувавши вираз (4.78)

$$\int_u^0 -du = \int_r^R f\left(\tau_{cm} \frac{r}{R}\right) dr$$

або

$$u = \int_r^R \left(\tau_{cm} \frac{r}{R}\right) dr. \quad (4.79)$$

Елементарна об'ємна витрата рідини

$$dQ = u \cdot 2\pi r dr. \quad (4.80)$$

Інтегруємо рівняння (4.80) частинами

$$\int_0^Q dQ = \pi \int_0^R u \cdot 2R dr = \pi \left[ur^2 - \int r^2 du \right]_0^R. \quad (4.81)$$

На стінці труби ($r = R$) швидкість $u = 0$, тому рівняння (4.81) спрощується. Підставивши u із рівняння (4.79) отримаємо

$$Q = \pi \int_0^R r^2 f\left(\tau_{cm} \frac{r}{R}\right) dr.$$

Оскільки $r = R \frac{\tau}{\tau_{cm}}$, то

$$Q = \frac{\pi R^3}{\tau_{cm}^3} \int_0^{\tau_0} \tau^2 f(\tau) d\tau. \quad (4.82)$$

Використання рівнянь (4.79) і (4.82), відповідно до реологічної моделі різних груп ньютонівських рідин, дозволяє отримати закон розподілу швидкостей по перерізу труби і витрати рідини в трубі – найважливіших параметрів протікання рідин.

Модель Оствальда де Віля. Відповідно до степенного закону маємо

$$f(\tau) = \left(\frac{\tau}{k}\right)^{1/m}. \quad (4.83)$$

Підставивши функцію (4.83) до рівняння (4.82) отримаємо

$$Q = \frac{\pi R^3}{\tau_{cm}^3} \int_0^{\tau_0} \tau^{2+1/m} k^{1/m} d\tau. \quad (4.84)$$

Після інтегрування (4.84)

$$Q = \frac{\pi R^3}{k^{1/m} \tau_{cm}^3} \left[\frac{\tau^{(3m+1)/m}}{(3m+1)/m} \right] = \frac{m}{3m+1} \pi R^3 \left(\frac{\tau_o}{k} \right)^{1/m}. \quad (4.85)$$

Підставивши в (4.85) значення $\tau_{cm} = \frac{\Delta P}{2l} R$, де l – довжина труби, маємо

$$Q = \frac{m}{3m+1} \pi R^3 \left(\frac{R \Delta P}{2lk} \right)^{1/m}. \quad (4.86)$$

Використовуючи (4.86), отримаємо залежність для профілю швидкостей

$$u = \int_0^R \left(\frac{\tau_{cm} r}{k} \right)^{1/m} dr = \int_r^R \left(\frac{\Delta P R r}{2lk} \right)^{1/m} dr. \quad (4.87)$$

Після інтегрування (4.87) маємо остаточно

$$u = \frac{m}{1+m} \left(\frac{\Delta P}{2lk} \right)^{1/m} \left[R^{(m+1)/m} - r^{(m+1)/m} \right] \text{ або } u = u_{max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{(m+1)/m} \right]. \quad (4.88)$$

Модель Бінгама. Відповідно до реологічного рівняння $\tau = \tau_o + \mu_{нл} du / dn$ маємо

$$f(\tau) = (\tau - \tau_o) / \mu_{нл}, \quad (4.89)$$

причому $f(\tau) = 0$ для $0 < \tau < \tau_o$.

У рівнянні (4.89)

$\mu_{нл}$ – пластична в'язкість;

τ_o – межа плинності.

Підставляючи функцію (4.89) до рівняння (4.82), отримаємо

$$Q = \frac{\pi R^3}{\tau_{cm}^3} \left[\int_0^{\tau_o} \tau^2 \cdot 0 d\tau + \int_{\tau_o}^{\tau_{cm}} \tau^2 \left(\frac{\tau - \tau_o}{\mu_{нл}} \right) d\tau \right]. \quad (4.90)$$

Після інтегрування (4.90) маємо

$$Q = \frac{\pi R^3}{\mu_{нл} \tau_{cm}^3} \left[\frac{\tau^4}{4} - \frac{\tau^3}{3} \tau_o \right]_{\tau_o}^{\tau_{cm}} \text{ або } Q = \frac{\pi R^3 \tau_{cm}}{4 \mu_{нл}} \left[1 - \frac{4}{3} \frac{\tau_o}{\tau_{cm}} + \frac{1}{3} \left(\frac{\tau_o}{\tau_{cm}} \right)^4 \right]. \quad (4.91)$$

Підставивши в (4.91) вираз для дотичної напруги на стінці $\tau_{cm} = \frac{\Delta P}{2l} R$ отримаємо рівняння Бекінгема

$$Q = \frac{\pi R^4 \Delta P}{8 \mu_{нл} l} \left[1 - \frac{4}{3} \frac{2l \tau_o}{\Delta P R} + \frac{1}{3} \left(\frac{2l \tau_o}{\Delta P R} \right)^4 \right]. \quad (4.92)$$

Закон розподілу швидкостей по перерізу труби, підставивши (4.79) отримаємо функцію

$$f\left(\tau_{cm} \frac{r}{R}\right) = \frac{1}{\mu_{nl}} \left(\frac{\Delta PR}{2l} \frac{r}{R} - \tau_o \right),$$

$$u = \frac{1}{\mu_{nl}} \int_r^R \left(\frac{\Delta PR}{2l} \frac{r}{R} - \tau_o \right) dr. \quad (4.93)$$

Після інтегрування (4.93) отримаємо

$$u = \frac{\Delta P}{4l\mu_{nl}} (R^2 - r^2) - \frac{\tau_o}{\mu} (R - r). \quad (4.94)$$

У таблиці 4.1 представлені основні параметри ламінарної течії рідин за різними моделями.

Таблиця 4.1 – Труба круглого перерізу

Моделі рідин	Параметри течії рідин		
	Реологічне рівняння	Закон розподілу швидкостей по перерізу труби (профіль швидкостей)	Витрата рідини
Ньютона	$\tau = \mu du/dn$	$u_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)$	$\frac{\Delta P}{8\mu} \pi R^4$
Оствальда-де Віля	$\tau = k (du/dn)^m$	$u_{max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{(m+1)/m} \right]$	$\frac{m}{3m+1} \pi R^3 \left(\frac{R\Delta P}{2k} \right)^{1/m}$
Бінгама	$\tau = \tau_o + \mu_{nl} du/dn$	$\frac{\Delta P}{4l\mu_{nl}} (R^2 - r^2) - \frac{\tau_o}{\mu} (R - r)$	$\frac{\pi R^4 \Delta P}{8\mu_{nl} l} \left[1 - \frac{4}{3} \frac{2l\tau_o}{\Delta PR} + \frac{1}{3} \left(\frac{2l\tau_o}{\Delta PR} \right)^4 \right]$

4.5. Рух рідини на початковій ділянці

На вході рідини в трубу або інший канал в умовах ламінарного або турбулентного режиму руху на деякій довжині труби або каналу відбувається формування профілю швидкостей, що відповідає умовам течії.

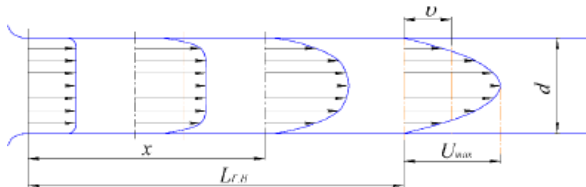


Рисунок 4.27 – Формування профілю швидкостей на початковій ділянці

Наприклад, якщо рідина з будь-якого резервуару надходить у пряму трубу постійного діаметра і рухається по ній ламінарним потоком, то розподіл швидкостей по перерізу труби поблизу входу виходить практично рівномірним, особливо, якщо вхід виконаний з закругленням (рис. 4.27).

Потім, під дією сил в'язкості відбувається перерозподіл швидкостей по перерізах: шари

рідини, прилеглі до стінки, гальмуються, а центральна частина потоку (ядро) де ще зберігається рівномірний розподіл швидкостей, рухається прискорено, що обумовлено необхідністю проходження через незмінну площу певної витрати рідини. Товщина шарів загальмованої рідини поступово збільшується, поки не стане рівною радіусу труби, тобто поки шари, прилеглі до протилежних стінок, не зімкнуться на осі труби. Після цього встановлюється характерний для ламінарної течії параболічний профіль швидкостей.

Ділянка від початку труби, на якій формується параболічний профіль швидкостей, називається *гідродинамічною початковою ділянкою труб або каналів (Len)*. За межами цієї ділянки маємо стабілізований ламінарний потік, параболічний профіль швидкостей залишається незмінним, якою б не була довжина труби, за умови збереження її прямолінійності та сталості перерізу. Теорія ламінарної течії справедлива для цієї стабілізованої ламінарної течії і не застосовується в межах початкової ділянки.

Довжина ділянки стабілізації для ламінарного та турбулентного режимів руху.

Основною причиною існування гідродинамічної початкової ділянки є в'язкість рідини. Вона обумовлює існування поблизу стінки області течії з великим градієнтом швидкостей. Ця область течії, де визначальними є сили в'язкісного тертя, називається пограничним шаром. За межами пограничного шару знаходиться зовнішній потік (ядро потоку), в якому визначальну роль відіграють інерційні сили. Хоча обсяг пограничного шару найчастіше малий порівняно з об'ємом, зайнятим ядром потоку, його значення надзвичайно велике, так як він визначає гідродинамічний опір руху рідини відносно твердого тіла. Різкої межі між зовнішнім потоком і пограничним шаром немає, оскільки середня швидкість рідини по перерізу потоку змінюється монотонно, без стрибків. Товщину пограничного шару визначають умовно, виходячи з того, що на його зовнішній границі швидкість становить 99% від швидкості зовнішнього потоку. Пограничним шаром утворюється як у ламінарних, так і у турбулентних потоках, проте структура цих пограничних середовищ різна.

В процесі обтікання твердого тіла ламінарним потоком рідини з постійною по перерізу швидкістю гальмуюча дія поверхні, що обтікається, спочатку проявляється в тонкому пристінному шарі. У міру віддалення від вхідної кромки збільшується товщина шару рідини, в якому через гальмування рідини стінкою проявляється дія сил в'язкісного тертя. В результаті в міру віддалення від входу товщина ламінарного пограничного шару безперервно зростає і на деякому віддаленні від вхідної кромки дія сил в'язкісного тертя поширюється на весь потік (рис. 4.28).

Після вступу в контакт і обтікання твердої поверхні турбулентним потоком спочатку утворюється ламінарний пограничний шар, подібний до розглянутого вище (рис. 4.29). По досягненню критичної швидкості ламінарний рух у пограничному шарі стає нестійким (точка А) та розвивається турбулентність. У перехідній зоні, обмеженій точками А і В, турбулентність поширюється на всю товщину пограничного шару « δ », за винятком тонкого шару поблизу стінки, що називається *в'язким підшаром В*.

У ньому має місце ламінарна течія, яка піддається інтенсивним зовнішнім збуренням, викликаним проникненням турбулентних пульсацій з ядра потоку. Ці пульсації згасають у в'язкому підшарі, оскільки в ньому переважають сили в'язкісного тертя.

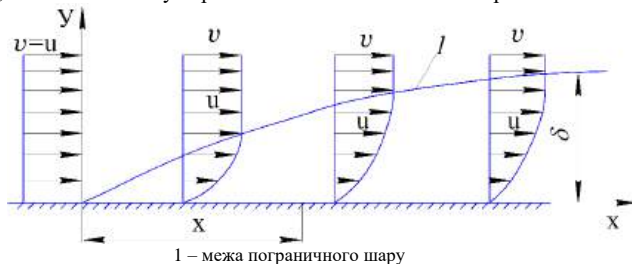
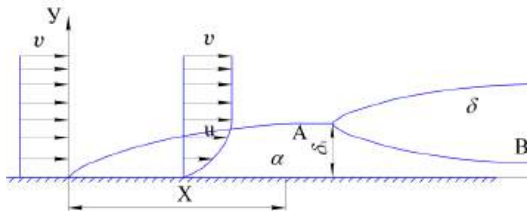


Рисунок 4.28 – Формування ламінарного гідродинамічного пограничного шару на твердій поверхні (пластині)



A – ламінарний пограничний шар; δ – турбулентний пограничний шар; B – в'язкий підшар

Рисунок 4.29 – Формування турбулентного гідродинамічного шару на твердій поверхні (пластині)

Різкої межі між в'язким підшаром і турбулентним пограничним немає. Між ними є невелика перехідна область. У зв'язку з малою товщиною в'язкого підшару виміряти експериментально розподіл швидкостей у ньому неможливо. Тому немає відомостей щодо зміни товщини в'язкого підшару за довжиною. Зазвичай вважають, що його товщина в розвинутому пограничному турбулентному шарі залишається по довжині незмінною.

Умови розвитку турбулентності у пограничному шарі визначаються формою та станом поверхні (шорсткістю), умовами обтікання та ступенем турбулентності потоку рідини. Вочевидь, що довжина ділянки стабілізації (гідродинамічної початкової ділянки) пов'язані з товщиною пограничного шару.

В умовах ламінарного пограничного шару

$$\delta = 5,5x Re x^{-0,5}, \quad (4.95)$$

а турбулентного пограничного шару

$$\delta = 0,37x Re x^{-0,2}. \quad (4.96)$$

У рівняннях (4.95) та (4.96):

x – довжина поверхні, на якій розвивається пограничний шар;

$Re_x = (u \cdot x) / \nu$ – критерій Рейнольдса для перерізу x ;

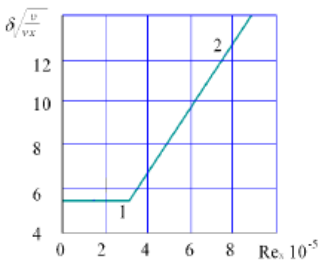
u – локальна швидкість на межі пограничного шару в перерізі x ;

ν – кінематична в'язкість рідини.

Рівняння (4.95) і (4.96) дозволяють зробити висновок, що товщина турбулентного пограничного шару зростає значно швидше ніж ламінарного (рис. 4.30). Для розрахунку довжини гідродинамічної початкової ділянки для ламінарного режиму руху в інженерній практиці користуються співвідношенням

$$L_{e,n} / d = 0,029 Re. \quad (4.97)$$

Зі співвідношення (4.97) випливає, що довжина початкової ділянки дуже велика. Так для $Re = 2000$, $L_{e,n} = 58d$. Слід зауважити, що значення числового коефіцієнта перед числом Рейнольдса у співвідношенні (4.97), за даними різних авторів для круглої труби, знаходиться в межах від 0,04 до 0,065.



1 – ламінарна течія; 2 – турбулентна течія

Рисунок 4.30 – Товщина пограничного шару на поздовжньо-обтічній твердій поверхні (пластині)

Для турбулентного режиму руху

$$L_{z.n} / d = 0,639 Re^{0,25} . \quad (4.98)$$

Наприклад, для умов розвинутого турбулентного руху ($Re = 10000$) із співвідношення (4.98) випливає, що $L_{z.n} = 6,39d$. Зазвичай для розвинутого турбулентного режиму вважають, що довжина ділянки гідродинамічної стабілізації становить близько десяти діаметрів труби.

Вплив початкової ділянки на гідравлічний опір труб та каналів. Гідравлічний опір труб та каналів значною мірою визначається значенням коефіцієнта гідравлічного тертя λ . Для ламінарної течії на початковій гідродинамічній ділянці труб і каналів хороші результати дає формула

$$\lambda_{x.l} = \frac{13,74}{Re^{1/2}} \left(\frac{d}{x} \right)^{1/2} , \quad (4.99)$$

де d – діаметр труби, м;

x – відстань від входу в трубу до аналізованого перерізу, м.

Формула (4.99) експериментально підтверджена для значень

$$\frac{1}{Re} \frac{x}{d} \leq 0,001 .$$

За умови обтікання твердій поверхні (пластини) ламінарним потоком рідини

$$\lambda_n = 1,372 Re_e^{-1/2} , \quad (4.100)$$

а турбулентним

$$\lambda_m = 0,072 Re_e^{-1/5} , \quad (4.101)$$

де $Re_e = vL / \nu$; L – довжина поверхні обтікання, м.

Порівняння залежностей (4.100) та (4.101) показує, що сили тертя для турбулентного пограничного шару зростають значно швидше, ніж для ламінарного. Опір на початковій ділянці виходить більшим, ніж на наступних ділянках. Пояснюється це тим, що значення похідної dv/dy біля стінки на початковій ділянці більше, ніж на ділянках стабілізованої течії, а тому більша і дотична напруга, яка визначається законом Ньютона, і тим більша, чим ближче переріз, що розглядається, до початку труби або каналу, тобто менша координата x . Оскільки довжина початкової гідравлічної ділянки труби або каналу на порядок більша для ламінарної течії, ніж турбулентної, розглянемо послідовність розрахунку втрат напору (гідравлічних опорів) в умовах ламінарної течії.

Втрати напору на ділянці труби, довжина якої $L \leq L_{z.n}$, визначаються за відомими формулами, але з поправочним коефіцієнтом k , більшим за одиницю. Значення цього коефіцієнта можна знайти за графіком (рис. 4.31), у якому він зображений, як функція

безрозмірного параметра $x \cdot 10^3 / (d \cdot Re)$. зі збільшенням цього параметра коефіцієнт k зменшується і за значенням $x / (d Re) = L_{z.n} / (d Re) = 0,029$, тобто для $x = L_{z.n}$ стає рівним 1,09.

Отже, опір усієї початкової ділянки на 9 % більше, ніж опір такої ж ділянки, взятої в області

стабілізованої ламінарної течії.

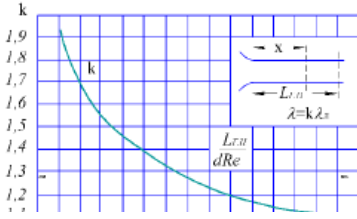


Рисунок 4.31 – Залежність коефіцієнта k від параметра $x \cdot 10^3 / (d \cdot Re)$

З графіка видно, що для коротких труб і каналів значення поправочного коефіцієнта k істотно відрізняється від одиниці. Коли довжина труби L більша за довжину гідродинамічної початкової ділянки $L_{z,n}$, втрати напору складаються з втрат на початковій ділянці та ділянці стабілізованої течії

$$h_e = \left[1,09 \lambda_s \frac{L_{z,n}}{d} + \lambda_s \frac{(L - L_{z,n})}{d} \right] \frac{v^2}{2g} \quad (4.102)$$

Виконуючи відповідні перетворення (4.102), отримаємо

$$h_e = \frac{1}{Re} \left(0,167 + 64 \frac{L}{d} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (4.103)$$

Якщо відносна довжина L/d трубопроводу досить велика, то додатковий член у дужках рівняння (4.103), рівний 0,167, можна не враховувати. Для уточнених розрахунків труб і каналів, довжину яких можна порівняти з $L_{z,n}$, цей член слід враховувати.

4.6. Ламінарна течія рідини в вузьких щілинах. облітерація щілини

Розглянутий вище рівномірний рух рідини в круглій трубі є найпростішим випадком ламінарного руху. Однак у техніці мають місце і більш складні випадки, до яких належить ламінарний рух у плоских та кільцевих щілинах. З такими випадками доводиться стикатися під час герметизації гідравлічних машин, щільність з'єднання рухомих елементів часто забезпечується малим зазором між ними. Розглянемо рівномірний ламінарний рух рідини в плоскій щілині (зазор між двома пластинками) довжиною l , шириною b і висотою s (рис. 4.32).

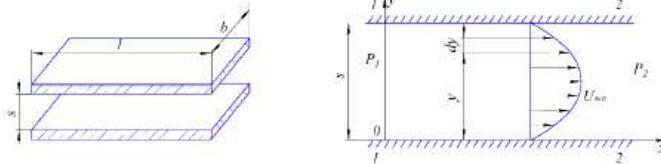


Рисунок 4.32 – Ламінарна течія рідини в плоскій щілині

Позначивши різницю тисків на вході та виході зі щілини $p_1 - p_2 = \Delta p$, можна отримати рівняння визначення швидкості в будь-якій точці щілини по вертикалі

$$u_x = \frac{\Delta P}{2\mu l} \cdot y(s - y) \quad (4.104)$$

Максимальна швидкість буде для $s/2$

$$u_{max} = \frac{\Delta P s^2}{8\mu l} \quad (4.105)$$

Для визначення витрати рідини необхідно обчислити інтеграл

$$Q = \int_{\omega} u d\omega = \int_0^s u b dy = \frac{\Delta P b^3}{24 \mu l} \int_0^s y(s-y) dy ,$$

звідки витрата рідини через щілину (витікання через зазор)

$$Q = \frac{\Delta P b s^3}{12 \mu l} . \quad (4.106)$$

Середня швидкість в щілині може бути отримана як частка від ділення витрати Q на живий переріз (площу щілини) bs , тобто

$$v = \frac{\Delta P s^2}{12 \mu l} . \quad (4.107)$$

Порівнюючи (4.107) з (4.105) знаходимо відношення середньої швидкості до максимальної для плоскої щілини $v/v_{max} = 2/3$. Нескладно показати, що для плоскої щілини B дорівнює 96, а коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = 96 / Re . \quad (4.108)$$

Формули (4.104)-(4.108) можуть бути використані також і для концентричних кільцевих щілин (наприклад, щілин, утворених співвісним плунжером діаметром d_1 і циліндром діаметром d_2), якщо висота щілини (величина зазору між плунжером і циліндром) s значно менше діаметра плунжера, тобто $s \ll d_1$. Для визначення витрати (витікання) рідини через щілину в цьому випадку у рівняння (4.106) замість b слід підставляти $\pi(d_1 + d_2)/2 = \pi(d_1 + s)$.

У разі ексцентричної кільцевої щілини (4.106) замість b слід підставляти $\pi(d_1 + s) \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \frac{e^2}{s^2}\right)$, де e – ексцентриситет між осями плунжера і циліндра. Коефіцієнт гідравлічного тертя λ для кільцевої щілини може бути обчислений за формулою

$$\lambda_{\kappa} = \psi \lambda , \quad (4.109)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, який визначається за формулою (4.108);

ψ – поправочний множник, значення якого залежно від співвідношення d_1 та d_2 може набувати наступних значень:

d_1/d_2	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
ψ	1,0	0,999	0,997	0,995	0,993	0,991	0,987	0,980	0,967	0,933	0,66

У випадку протікання рідини через вузьку щілину, утворену нерухомими стінками, на межі розділу твердої та рідкої фаз відбувається адсорбція поляризованих молекул рідини, обумовлена силами міжмолекулярної взаємодії. В результаті цього на поверхні стінок утворюється фіксований шар рідини, що має певну міцність на зсув, а живий переріз потоку в щілині зменшується. Таке заростання щілини називається *облітерацією*.

Нарощування облітераційного шару відбувається нескінченно, так як чим далі від твердої поверхні, тим більш рихлим стає цей шар – зв'язок молекул послаблюється і частинки рідини відриваються від поверхні шару і витісняються зі щілини. Інтенсивність облітерації залежить від роду рідини (сильніше вона проявляється у рідин складних за молекулярним складом, до яких належать і застосовувані в гідроприводах масла на нафтовій основі),

перепаду тисків у щілині (збільшуючись з його підвищенням), а також від гідравлічного радіусу щілини (збільшуючись з його зменшенням).

Хоча облітераційні шари мають порівняно невелику товщину (порядку декількох мікрометрів), у вузькій (капілярній) щілині вони можуть займати суттєву частину поперечного перерізу щілини і призводити тим самим до значного збільшення її опору та зменшення витрати (витікання) рідини.

4.7. Диспергування рідини

Під диспергуванням розуміють процеси подрібнення рідких або твердих та газоподібних речовин у рідині, а також подрібнення рідких та твердих речовин у газі з метою утворення дисперсних систем. Серед процесів диспергування виділяються три основні: емульгування, гомогенізація та розпилювання рідин.

Емульгування в харчовій промисловості застосовується для отримання емульсій типу жир у воді і вода в жирі. У першому випадку дисперсним середовищем є вода, у другому жир. Для отримання стійких емульсій необхідно збільшення дисперсності дисперсної фази до мінімально можливих розмірів її частинок (не більше 8 – 10 мкм) і використання емульгаторів – стабілізуючих поверхнево-активних речовин (ПАР).

Гомогенізація призначена для подальшого диспергування емульсій для отримання продукту, розмір дисперсної фази якого не перевищує 1 – 2 мкм. Гомогенізації піддають молоко, вершки, соки та ін.

Розпилювання рідини є процесом диспергування рідини в газове (повітряне) середовище. Він знаходить застосування під час сушіння рідких і в'язких продуктів в розпилювальних сушарках, зволоження повітря в розпилювальних камерах і в ряді інших технологічних процесів.

Класифікація та характеристика способів диспергування рідини. У загальному випадку процес диспергування рідини в газове середовище полягає в дробленні струменя або його плівки на велику кількість крапель і розподіл цих крапель у просторі. Способи розпилювання прийнято поділяти на такі види: гідравлічний, механічний, пневматичний, електричний, ультразвуковий, пульсаційний.

Гідравлічне розпилювання здійснюється за рахунок вільного розпаду струменя, що витікає з великою швидкістю з соплового отвору розпилювача під тиском нагнітання.

Механічне розпилювання здійснюється за допомогою оберткових дисків, в яких рідина набуває кінетичну енергію внаслідок дії відцентрових сил.

У *пневматичному розпилюванні* диспергування рідини досягається в результаті динамічної взаємодії потоку розпилюваної рідини з потоком газу, що розпилює.

Електричне розпилювання полягає в тому, що струмів рідини подають в область сильного електричного поля. Під впливом поля відбувається деформація та розпадання струменя з утворенням найдрібніших крапель.

Ультразвукове розпилювання можна здійснити двома способами. У першому способі рідина подається на елемент, що коливається, п'єзо-електричного або магнітострикційного генератора. У другому – ультразвуковим коливанням піддається газове середовище, в якому відбувається диспергування. Другий спосіб ультразвукового розпилювання називають *акустичним*.

Пульсаційне розпилювання полягає в тому, що дроблення рідини здійснюється за рахунок пульсацій тиску та зміни витрати рідини, яке досягається шляхом періодичного перекриття прохідних каналів у розпилювачах.

Найбільшого застосування в харчовій промисловості знайшли гідравлічний, механічний та пневматичний способи розпилювання рідини. Для гідравлічного розпилювання застосовують різного роду механічні форсунки. У харчових виробництвах застосовуються струменеві та відцентрові форсунки. У струменевих форсунках струмінь рідини, вилітаючи із сопла, розпадається, утворюючи смолоскип розпилу. У відцентрових форсунках рідина перед виходом із сопла набуває обертального руху, що сприяє турбулізації струменя і більш інтенсивному його розпаду. Розпилювання механічними форсунками проводять за тиску

3,0 – 20,0 МПа. Механічний розпил придатний для істинних та колоїдних розчинів. На суспензіях форсунки працюють ненадійно через осадження твердих частинок у канавках сопел форсунок. Форсунки прості за конструкцією, проте вихідні отвори у них малі, часто засмічуються і тому непридатні для розпилення суспензій і паст.

У харчових виробництвах розпилювання рідини в розпилювальних сушільних установках здійснюють за допомогою різних відцентрових розпилювальних дисків. На відміну від розпилення механічними форсунками, розчину надаються великі швидкості без тиску на нього. Через спеціальну розподільну коробку або трубу з отворами розчин під невеликим надлишковим тиском подають на диск, де він отримує обертальний рух. Завдяки дії відцентрової сили розчин у вигляді плівки з безперервно зростаючою швидкістю переміщується до лопаток або сопла і далі по них – до периферії диска, звідки скидається. Відбувається розпорошення розчину. У харчових виробництвах для розпилювання рідини застосовують різні типи розпилювальних дисків. Частота обертання розпилювальних дисків досягає значних величин і коливається в межах 100 – 300 с⁻¹. Розміри дисків невеликі – 100 – 500 мм у діаметрі, найчастіше 150 – 200 мм. Прийнято вважати, що окружна швидкість струменя або плівки рідини, що сходить з диска, повинна бути не нижче 100 – 150 м/с. У випадку малих окружних швидкостей дисків розпилювання виходить неоднорідним. Тому мінімальна окружна швидкість дисків, що розпилюють, 60 м/с. За допомогою дисків можуть бути розпорошені не тільки в'язкі рідини, але також кашоподібні і пастоподібні маси. Наприклад, дискові розпилювачі застосовуються у спиртовому виробництві для розпилювання суміші дробленого зерна з водою.

Пневматичне розпилювання рідини здійснюється за допомогою стисненого повітря тиском 0,5 – 0,6 МПа або пари тиском 0,4 – 0,6 МПа. Витрата стисненого повітря становить 0,5 – 0,7 м³/кг розчину, а витрата пари 0,4 – 0,5 кг/кг розчину (для розпилення використовують тільки суху або перегріту пару)

Механізм розпаду струменя під час пневматичного розпилю полягає в тому, що в умовах великої відносної швидкості виникає тертя між струменями повітря та розчину. Струмнь розчину, як би закріплений з одного боку, витягується в тонкі окремі нитки, які швидко розпадаються як статично нестійка форма. Тому в умовах сушіння в'язких розчинів продукт виходить у вигляді вати. Внаслідок впливу стисненого повітря відбувається досить рівномірний розпил продукту. Розмір одержуваних частинок, зазвичай, коливається в межах 100 – 200 мкм. Подібне диспергування важко отримати на відцентрових дисках та механічних форсунках. Пневматичні форсунки виявилися дуже ефективними для розпилювання в сушільних камерах в'язких продуктів: молочно-рослинних сумішей у виробництві сухих пюре та різноманітних паст.

Чинники, що впливають на розмір краплі. Стійкість краплі та режими її руйнування. У процесі диспергування відбувається розпадання струменів та плівок рідини під впливом аеродинамічних сил та сил збурення, обумовлених конструктивними особливостями диспергуючого пристрою. Крім того, на процес диспергування впливають такі фізичні властивості середовища, як в'язкість, поверхневий натяг та ін. Під час розпилювання рідини механічними форсунками приблизний розмір крапель можна визначити за формулою

$$d_{\phi} = 2 \cdot 3 \sqrt[3]{1,5 \frac{\sigma R_0}{\rho u^2}}, \quad (4.110)$$

де σ – поверхневий натяг рідини;

ρ – густина рідини;

R_0 – радіус вихідного перерізу форсунки;

u – окружна швидкість обертання рідини у форсунці, яка визначається за продуктивністю форсунки та перерізом напрямних канавок.

Для наближеного розрахунку розміру крапель в процесі розпилювання за допомогою дисків рекомендується формула

$$d_{\phi} = 6,9 \cdot 10^5 \frac{G^{0,2} \nu^{0,2} \sigma^{0,1}}{n^{0,6} \rho^{0,3} (2R)^{0,2} l^{0,1}}, \quad (4.111)$$

де G – продуктивність рідини;
 ν – кінематична в'язкість рідини;
 σ – поверхневий натяг рідини;
 ρ – густина рідини;
 n – кількість обертів диска;
 R – радіус диска;
 l – змочений периметр.

Для розрахунку максимального діаметра крапель, що отримуються розпиленням пневматичними форсунками, застосовують формулу

$$d_{max} = \frac{8K\sigma}{\rho u^2}, \quad (4.112)$$

де σ – поверхневий натяг рідини;
 ρ – густина газу, в якому відбувається розпилення;
 u – швидкість виходу струменя;
 K – коефіцієнт, величина якого залежить від властивостей рідини; для води $K = 116$;
для алкоголю – 274; для гліцерину – 392.

Поява відривної течії рідини в кормовій частині краплі приводить до її руйнування. Обтікання рідиною краплі має ряд особливостей, пов'язаних зі зміною форми, дробленням та злиттям (коалесценцією), а також виникненням циркуляційних течій усередині краплі. Існує кілька режимів руйнування крапель, які залежить від її стійкості. Стійкість краплі може бути оцінена числом (критерієм) Вебера

$$We = v^2 d_k \rho / \sigma, \quad (4.113)$$

де v – швидкість руху краплі;
 d_k – діаметр краплі;
 ρ – густина рідини;
 σ – поверхневий натяг рідини.

Критерій Вебера характеризує відношення сил гідродинамічної дії на краплю до сили поверхневого натягу.

Стійкість краплі може бути оцінена числом Лапласа

$$La = \sigma \rho d_k / \mu^2, \quad (4.114)$$

де σ – поверхневий натяг рідини;
 ρ – густина рідини;
 μ – динамічна в'язкість рідини;
 d_k – діаметр краплі.

Критерій Лапласа є мірою співвідношення сил в'язкісного тертя та поверхневого натягу. Розрізняють такі режими руйнування крапель:

– *просте розділення* ($4 \leq We < 20$), розмір новоутворених крапель близький до їхнього початкового розміру;

– *вторинне дроблення* ($10 \leq We < 10^4$), зривання поверхневих шарів, утворення крапель меншого розміру;

– *вибуховий розпад* ($10^3 \leq We < 10^5$), утворення безлічі дуже дрібних крапель.

Знання режимів руйнування крапель дозволяє вибирати відповідний спосіб диспергування та створювати необхідні гідродинамічні умови для їх утворення.

4.8. Рух рідини через шар рідини (барботаж). Вільний і масовий барботаж. Критична витрата газу

Барботажем називається процес проходження газу або пари в рідині незалежно від технологічних цілей цієї операції. Область застосування барботажу дуже велика. Барботаж застосовується в різних апаратах, де потрібно створити контакт газів або парів з рідиною. Розрізняють *масовий барботаж* – диспергування газу в рідині на безліч бульбашок і *вільний* (спливання) – рух через шар рідини окремих бульбашок.

Розподіл газу в рідині здійснюється з допомогою спеціальних пристроїв – барботерів, забезпечених отворами певного розміру. Умовою відриву бульбашки газу на виході його через отвір є рівність підйомної сили і сили опору відриву бульбашки

$$\frac{\pi d_b^3}{6} (\rho_p - \rho_c) g = \pi d_o \sigma, \quad (4.115)$$

де d_b – діаметр бульбашки;
 d_o – діаметр отвору;
 ρ_p – густина рідини;
 ρ_c – густина газу;
 σ – поверхневий натяг рідини.

Зі співвідношення (4.115) випливає формула для розрахунку діаметра бульбашки в момент відриву

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{6 d_o \sigma}{(\rho_p - \rho_c) g}}. \quad (4.116)$$

З рівняння (4.116) слідує, що в умовах вільного руху діаметр бульбашки не залежить від витрати газу, а визначається діаметром отвору та фізичними властивостями рідини. Зі збільшенням витрати газу V зростає лише кількість бульбашок, що відриваються в одиницю часу, або частота відриву, що дорівнює

$$n = \frac{6V}{\pi d_n^3}. \quad (4.117)$$

Коли витрата газу досягає критичного значення $V_{кр}$, бульбашки, що послідовно утворюються біля отвору, не встигають відірватися одна від одної і рухаються у вигляді ланцюжка, стикаючись між собою. Значення $V_{кр}$ дорівнює

$$V_{кр} = \frac{\pi d_n^2}{6} v_n = \frac{\pi v_n}{6} \left[\frac{6 d_o \sigma}{(\rho_{жс} - \rho_c) g} \right]^{2/3}, \quad (4.118)$$

де v_n – швидкість підйому бульбашки, м/с.

Швидкість підйому бульбашки знаходиться аналогічно швидкості вільного осадження частинок з умови рівності підйомної сили та сили опору середовища. Густина твердої частки замінюється густиною газу ρ_c , а густина середовища – густиною рідини ρ_p . Вид розрахункового рівняння для визначення швидкості підйому бульбашки залежить від режиму руху бульбашки, що визначається величиною критерію Рейнольдса для бульбашки

$$Re = \frac{v_n d_n \rho_p}{\mu_p}, \quad (4.119)$$

де ρ_p , μ_p – відповідно густина та динамічна в'язкість рідини.

Для ламінарного руху бульбашки ($Re < 9$)

$$v_n = \frac{d_n^2 (\rho_p - \rho_c) g}{12 \mu_p} , \quad (4.120)$$

оскільки швидкість підйому газової бульбашки в 1,5 рази вище швидкості осадження твердої частинки через вплив нерухокої плівки рідини біля поверхні частинки. Коли витрата газу вище критичного значення, діаметр бульбашок збільшується зі зростанням витрати V і становить

$$d_n = \sqrt{6V / v_n} . \quad (4.121)$$

Розрахунок діаметра бульбашки (за умови, що вона зберігає сферичну форму) виконують за рівняннями:

– для ламінарного руху ($Re < 9$)

$$d_n = \left[\frac{108 \mu_p V}{\pi g (\rho_p - \rho_c)} \right]^{0,25} , \quad (4.122)$$

– для турбулентного руху ($Re > 9$)

$$d_n = \left[\frac{72 \rho_p V^2}{\pi^2 g (\rho_p - \rho_c)} \right]^{0,2} . \quad (4.123)$$

Коли швидкість газу вище критичної утворюється розвинена динамічно нестійка газорідина система – піна. Основними характеристиками піни є її питома міжфазна поверхня a та газоміст φ

$$a = \frac{n \cdot \pi d_{cep}}{V_n} , \quad (4.124)$$

де n – число бульбашок;

d_{cep} – середній поверхнево-об'ємний діаметр бульбашки, м;

V_n – об'єм піни, м³.

$$\varphi = \frac{n \pi d_{cep}^3}{6V_n} . \quad (4.125)$$

Відповідно до рівнянь (4.125) та (4.124) об'єм піни

$$V_n = \frac{n \pi d_{cep}^3}{6\varphi} = \frac{n \pi d_{cep}^2}{a} . \quad (4.126)$$

З (4.126) після скорочення маємо

$$d_{cep} = 6\varepsilon / a . \quad (4.127)$$

Картина масового барботажу в промислових апаратах під час витікання газу з багатьох

отворів значно складніше описаної вище. Бульбашки спливають не вільно, а стиснено, впливаючи одна на одну, іноді зливаючись одна з одною або дроблячись на дрібніші бульбашки. У масовому барботажі розрізняють два основних режими роботи – бульбашковий та струменевий.

Бульбашковий режим спостерігається за малої витрати газу або пари. Газ проривається в рідину окремими бульбашками, розміри яких залежать від конструкції барботера та властивостей рідини.

Під час підвищення швидкості газу виникає *струменевий режим*, коли газовий потік, виходячи з отвору барботера, утворює постійний «факел» більшої або меншої величини, що зберігає свою форму і розміри. Швидкість вильоту газу, коли починає утворюватися факел, різна і залежить від конструкції барботера та природи рідини.

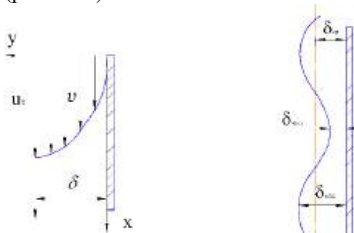
В умовах інтенсивного струменевого режиму барботажу спостерігається три зони: барботажу, піни та бризок. За малих швидкостей газу чи пари більшість рідини перебуває у зоні барботажу. Зі збільшенням швидкості газу зростає кількість рідини у двох верхніх зонах. За деякої швидкості газу вся маса рідини може перейти в піну і бризки. Після подальшого підвищення швидкості структура піни стає рухомою. Струмені та бульбашки газу проникають у цю рухливу піну, що має динамічну стійкість. Такий режим називають *пінним режимом роботи барботажного апарату*. Пінний режим має місце у барботажних апаратах зазвичай за швидкості газу у вільному перерізі апарату 1 – 3 м/с.

В процесі барботування газу (або пари) завжди деяка кількість рідини захоплюється газом (парою). Бризковинесення виникає з двох причин: захоплення газом рідини, що утворюється після руйнування піни; прямого захоплення рідини струменем газу (інжекція) За наявності міцної піни можливе винесення газом елементів пінної структури.

4.9. Плівковий рух рідини

Рух рідини в плівці є одним з найпоширеніших видів руху, що застосовуються в харчовій технології. Такий рух сприяє обробці термолабільних рідин, ефективній взаємодії гетерогенних систем у процесах абсорбції і ректифікації. У харчовій технології широке застосування знаходять плівкові випарні апарати (з висхідною плівкою), але особливо широко поширений рух плівки конденсату під час конденсації пари в теплообмінній апаратурі. Від характеристик плівки, її товщини та швидкості руху значною мірою залежать швидкості протікання перерахованих параметрів.

Експериментально встановлено, що плівковий рух рідини під дією сили тяжіння по вертикальній поверхні в нерухомому газовому середовищі або газовому середовищі, що рухається з невеликою швидкістю, є ламінарним. Така плівка рідини називається *падаючою* (рис. 4.33).



а – профіль швидкостей у падаючій плівці

Рисунок 4.33 – Плівковий рух рідини

Розподіл швидкостей падаючої плівки рідини (без хвилеутворення) наведено на рис. 4.33 а. Гідродинамічний режим руху плівки визначається за величиною критерію Рейнольдса для плівки

$$Re_{пл} = \omega d_e \rho_p / \mu_p,$$

де ω – середня швидкість руху плівки;

d_e – еквівалентний діаметр плівки;

ρ_p, μ_p – густина та динамічна в'язкість рідини, відповідно.

Еквівалентний діаметр плівки дорівнює відношенню чотирьох площ поперечного перерізу плівки $\omega = \Pi \delta$ до периметру Π поверхні, по якій рухається плівка. Масова витрата рідини G для плівкової течії по вертикальній поверхні з периметром Π дорівнює $G = \Pi \delta \omega \rho_p$.

Щільність зрошення. Товщина плівки та режими її руху. Відношення масової

витрати рідини G до периметра Π (масова витрата рідини на одиницю периметра поверхні) називають лінійною щільністю зрошення Γ [кг/(м с)].

$$\Gamma = \frac{\Pi \delta \nu \rho_p}{\Pi} = \delta \nu \rho_p,$$

звідки товщина плівки

$$\delta = \Gamma / \nu \rho_p, \quad (4.128)$$

а середня швидкість руху плівки

$$\nu = \Gamma / \delta \rho_p. \quad (4.129)$$

Підставляючи вирази (4.128) і (4.129) у формулу критерію Рейнольдса для плівки, отримаємо

$$Re_{nl} = \frac{\Gamma 4 \delta \rho_p}{\delta \rho_p \mu_p} = \frac{4 \Gamma}{\mu_p}. \quad (4.130)$$

Залежно від величини Re_{nl} розрізняють три режими руху падаючої плівки:

- ламінарне стікання по порівняно гладкій поверхні розділу фаз для $Re_{nl} < 30$;
- ламінарне стікання з хвильовою поверхнею розділу фаз для $30 < Re_{nl} < 1600$;
- турбулентне стікання плівки для $Re_{nl} > 1600$.

Для одномірного ламінарного руху рідини під дією сили тяжіння вздовж осі x , що збігається з напрямком потоку (рис. 4.33, а), рівняння Нав'є-Стокса має вигляд

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\rho_{ж} g + \frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{ж} \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right), \quad (4.131)$$

а рівняння нерозривності

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0. \quad (4.132)$$

Для суцільного руху рідини, що встановився, $\partial u_x / \partial t = 0$ і $\partial u_x / \partial x = \partial^2 u_x / \partial x^2 = 0$ за незмінного профілю швидкостей у напрямку руху. Сила тяжіння врівноважується силою в'язкісного тертя та $\partial p / \partial x = 0$. В умовах ламінарного режиму руху рідини у плівці складова швидкості у нормальному напрямку до стінки відсутня і $u_y = 0$. Рівняння (4.131) суттєво спрощується та набуває вигляду

$$\mu_p \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} = \rho_p g. \quad (4.133)$$

Інтегрування рівняння (4.133) дає

$$u_x = -\frac{\rho_p g}{2 \mu_p} y^2 + c_1 y + c_2. \quad (4.134)$$

Постійні інтегрування c_1 та c_2 визначимо з граничних умов:

Коли $y = 0$, тобто лежить на поверхні стінки, $u_x = 0$;

коли $y = \delta$, тобто на зовнішній поверхні, по якій стікає плівка $\sigma_\tau = -\mu_p (\partial u_x / \partial y) = 0$, і, отже, $\partial u_x / \partial y = 0$. Тут σ_τ – напруга тертя на межі рідина-газ.

З (4.134) маємо

$$u_x = \frac{\rho_p g \delta^2}{\mu_p} \left(\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \frac{y^2}{\delta^2} \right). \quad (4.135)$$

З (4.135) швидкість на зовнішній поверхні стікаючої плівки ($y = \delta$)

$$u_{\max} = \frac{1}{2} \frac{\rho_p g \delta^2}{\mu_p}. \quad (4.136)$$

Середня швидкість по перерізу плівки дорівнює

$$v = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta u_x dy = \frac{1}{3} \frac{\rho_p g \delta^2}{\mu}. \quad (4.137)$$

Зіставляючи (4.136) з (4.137) легко зробити висновок, що

$$u_{\max} / v = 1,5,$$

це підтверджується експериментально.

Використовуючи залежності (4.128), (4.129) та (4.137), можна отримати рівняння для товщини плівки та середньої швидкості руху стікаючої плівки

$$\delta = \sqrt[3]{3 \Gamma \mu_p / (\rho_p^2 g)}, \quad (4.138)$$

$$v = \sqrt[3]{\Gamma^2 g / (3 \mu_p \rho_p)}. \quad (4.139)$$

Зі збільшенням щільності зрошення ламінарний рух стає нестійким і переходить у хвильове стікання плівки рідини (рис. 4.33 б). Характеристика хвильового руху визначаються спільною дією сил тяжіння, в'язкісного тертя та поверхневого натягу. Кожній густині зрошення відповідає певна довжина хвиль. Найбільша швидкість має місце на гребенях хвиль, найменша – у западинах. Під час хвильового руху середня товщина плівки приблизно на 7 % менше розрахованої по (4.138). Амплітуда хвиль становить 0,46 від середньої товщини плівки $\delta_{\text{ср}}$, а фазова швидкість хвильової течії в 2,4 рази більша за середню швидкість руху падаючої плівки, що визначається за (4.139).

Практичне значення має плівкове стікання рідини під впливом поверхнево-активних речовин (ПАР) та шорсткості зрошуваної поверхні. Поверхнево-активні речовини концентруються на вільній поверхні плівки та відповідним чином змінюють поверхневий натяг розчинів. Хвильоутворення призводить до стиснення поверхневої плівки у западинах та розтягуванню на гребенях хвиль, наслідком чого є зміна поверхневого натягу, обумовлена зміною концентрації ПАР. В результаті виникає сила, що сприяє гасінню хвиль. Наявність ПАР призводить до стабілізації ламінарного режиму плівкової течії.

У випадку течії плівки рідини по шорсткій поверхні відбувається турбулізація приграничного шару за рахунок обтікання нерівностей. В результаті перехід від ламінарного плівкового стікання до турбулентного має місце за менших значень критерію Рейнольдса,

ніж під час руху плівки по гладкій поверхні. Коли $Re_{пл} > Re_{кр}$ значення середньої товщини плівки $\delta_{сер}$ для шорстких труб суттєво залежать від виду шорсткості та щільності зрошення. З урахуванням рідини, що знаходиться між виступами шорсткості, $\delta_{сер}$ на шорстких поверхнях на 23 – 65 % більше, ніж на гладких.

Найважливішою характеристикою плівкової течії є умова стабільності, яка визначає співвідношення сил, що зумовлюють розтікання рідини поверхнею (інерційна сила, пропорційна квадрату швидкості руху рідини), і сил поверхневого натягу, що прагнуть скоротити вільну поверхню рідини (вони пропорційні поверхневому натягу). Зі зниженням щільності зрошення товщина плівки зменшується і за певної витрати рідини на поверхні утворюються незмочені (сухі) ділянки, тобто стабільність плівкової течії порушується. Співвідношення для визначення мінімальної щільності зрошення $\Gamma_{мін}$ має такий вигляд

$$\frac{\Gamma_{мін}}{\mu} = \left(\frac{\sigma \rho^{1/3}}{\mu^{4/3} n^{1/3}} \right)^{5/8} \quad \text{або} \quad \Gamma_{мін} = \frac{\sigma^{5/8} \mu^{1/6} \rho^{5/24}}{g^{5/24}}. \quad (4.140)$$

З виразу (4.140) випливає, що найбільший вплив на $\Gamma_{мін}$ має поверхневий натяг. Зі зростанням σ , μ , ρ значення $\Gamma_{мін}$ збільшується.

Контрольні питання

1. У чому суть рівняння імпульсів?
2. Яка структура струменя і як визначається сила його тиску на плоскі та криволінійні поверхні?
3. Чим обумовлено осадження та витання твердих частинок у рідких середовищах? Як теоретичні закономірності протікання цих процесів та приклади їх практичного використання?
4. Яка причина виникнення та фізична сутність гідравлічного удару в трубах?
5. Які умови витікання рідини через отвори та насадки?
6. Від яких параметрів залежить швидкість витікання рідини через малий отвір та її витрата?
7. Чим відрізняється витікання через насадки від витікання через отвори? Чому витрата рідини через насадки більша, ніж в умовах витікання через отвір?
8. Які особливі випадки витікання та умови, що їх визначають?
9. Які умови проведення розливу рідких харчових продуктів?
10. Які основні характеристики руху рідини або газу в шарі зернистого матеріалу?
11. Чим характеризується псевдозріджений шар і які умови його існування?
12. Як класифікуються неньютонівські рідини?
13. Які гідродинамічні закономірності неньютонівських систем?
14. Що розуміють під початковою ділянкою течії?
15. Від яких параметрів залежить довжина ділянки стабілізації для ламінарного та турбулентного режимів руху?
16. Яким є вплив початкової ділянки на гідравлічний опір труб і каналів?
17. Які основні закономірності руху рідини у ламінарному режимі у вузьких щілинах?
18. Що таке облітерація та які шляхи зменшення її впливу?
19. Що розуміють під диспергуванням? Яка класифікація способів диспергування рідини?
20. Які фактори впливають на розмір краплі, її стійкість та режими її руйнування?
21. Що називається барботажем і яка сфера його застосування?
22. Як визначаються швидкість підйому бульбашки та її діаметр?
23. Які режими барботажу існують?
24. Якими є режими руху падаючої плівки?
25. Які фактори впливають на товщину плівки, що стікає?

Розділ 5. ТРАНСПОРТУВАННЯ РІДИН І ГАЗІВ

Транспортування рідин і газів по трубопроводах, повітропроводах і пневмолініях здійснюється за рахунок енергії, що повідомляється їм насосами, вентиляторами і компресорами. Їх вибір здійснюється з урахуванням характеристик як машини, так і мережі (трубопроводу, повітропроводу, пневмолінії).

5.1. Насосні установки харчових підприємств

Транспортування рідин та газів є необхідною операцією більшості технологічних процесів харчових виробництв. Найбільш поширений вид транспортування текучих середовищ – трубопровідний. До складу транспортних систем входять трубопроводи, приймальні та видаткові резервуари (об'єми всмоктування та нагнітання), запірні та контрольно-вимірювальні пристрої на трубопроводах, а також насоси, вентилятори та компресори. Часто в нього включають різні апарати для обробки середовищ, що транспортуються (наприклад, теплообмінні апарати для нагрівання або охолодження). Правильне влаштування трубопроводів, що з'єднують апарати один з одним, із джерелами сировини та сховищами готової продукції, а також машинами, має важливе значення для виробництва.

Трубопроводи служать для транспортування рідин з різними фізико-хімічними властивостями під атмосферним або високим тиском і під вакуумом. Протяжність трубопроводів на деяких заводах (спиртові, цукрові) сягає десятків кілометрів. Їхня вартість становить до 15 % від витрат на спорудження всього підприємства.

Більшість труб виготовляють із сталі різних марок, однак у харчовій промисловості доцільно використання труб із нержавіючої сталі, скла та пластичних мас. Труби з'єднують між собою, з резервуарами і апаратами, з пристроями, необхідними для контролю та управління потоками середовища, що транспортується за допомогою арматури.

З'єднання труб бувають роз'ємними та нероз'ємними. Роз'ємні з'єднання можуть бути фланцевими, різбовими та розтрубними, нероз'ємні здійснюються – зварюванням, паянням та склеюванням. Вибір типу з'єднання залежить від матеріалу трубопроводу, властивостей транспортованого середовища, необхідності частих розбирань, температури і тиску.

Сполучні частини трубопроводів звичайно називають фасонними деталями або фітінгами. Вони служать переходу від одного діаметра труби до іншого, для повороту чи розгалуження трубопроводу. Найбільш поширені фасонні деталі трубопроводів – відведення, коліно, перехід, двійник, хрестовина.

Розрізняють запірну та регулюючу арматуру. До трубопровідної арматури відносять також запобіжні та перепускні клапани (для випуску надлишку потоку після зростання тиску), зворотні клапани (що перешкоджають зворотному руху потоку), крани, конденсатовідвідники, покажчики рівня.

Запірна арматура (вентилі, засувки, крани) класифікується:

- за способом з'єднання з трубопроводом (фланцева, різбова та з кінцями під зварювання);

- за способом приведення в дію (привідна – відкриття та закриття проходу відбувається під дією зовнішньої сили, автоматична – закриття та відкриття проходу відбувається під впливом потоку, що транспортується трубопроводом).

Трубопровідна арматура характеризується умовним діаметром проходу та умовним тиском. Для герметизації з'єднань деталей трубопроводів між собою, а також у різних апаратах використовують прокладочні матеріали, що мають еластичність, достатню міцність, стійкість до агресивних середовищ, здатність зберігати міцність у певних межах температури.

Роль приймальних та видаткових резервуарів у насосних установках часто виконують різні технологічні апарати, у тому числі ємнісного типу, з різними пристроями (змійовики, сорочки, пристрої, що перемішують).

Для передачі енергії рідині, що транспортується по трубопроводах, використовуються насоси. Від роботи насосів значною мірою залежить якість харчових продуктів, а також

протікання технологічного процесу.

У загальному випадку до влаштування насосів для харчових продуктів та їхньої роботи пред'являють такі основні вимоги:

- насос повинен надавати можливий менший механічний вплив на продукт, не змінювати його природні властивості (наприклад, не викликати помітної зміни жирової фази молока, не знижувати нижче допустимої в'язкості (консистенції) кефіру, сметани та інших продуктів);

- робочі органи насосів, що стикаються з продуктом, повинні бути виконані з нержавіючої сталі або інших матеріалів, дозволених органами охорони здоров'я для контакту з харчовими продуктами;

- конструкція насосів повинна забезпечувати безрозбірне миття або швидке та легке розбирання для миття;

- насоси повинні легко приєднуватися до трубопроводів;

- насоси повинні забезпечувати найбільшу подачу під час перекачування рідини з однієї ємності в іншу та створювати необхідний тиск під час нагнітання через апарати технологічної схеми і забезпечувати стійку подачу;

- насоси для дозування харчових продуктів повинні забезпечувати рівномірну подачу продукту та мати пристрої, що її регулюють.

Класифікація трубопроводів та їх розрахунок. Трубопроводи поділяються на прості та складні. Простим вважається трубопровід, який не має відгалужень (рис. 5.1, а, б), а складним – трубопровід з відгалуженнями (рис. 5.1, в, г, д).

Складні трубопроводи поділяються на тупикові (рис. 5.1, в) та кільцеві (рис 5.1, г, д).

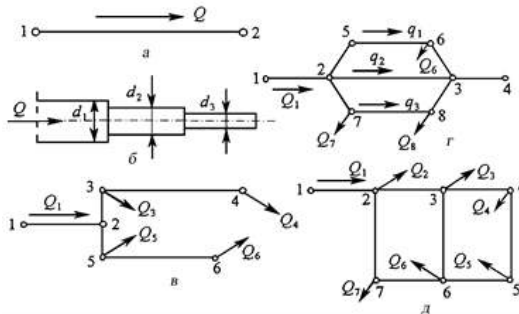


Рисунок 5.1 – Схеми простих (а, б) і складних трубопроводів (в, г, д)

У глухих трубопроводах до будь-якого вузла рідина підводиться тільки з одного напрямку, а в кільцевих – з двох і більше. Складні трубопроводи можуть застосовуватися як системи водопостачання або розсолного охолодження. Вони можуть бути виконані по тупиковій або кільцевій схемі, проте необхідно враховувати, що кільцева схема більш надійна в експлуатації, хоча вимагає більших витрат на будівництво. Будь-який складний трубопровід можна розбити на ділянки, в межах яких його можна вважати простим і розрахунок вести поетапно від ділянки до ділянки.

Під час проектування трубопроводів виконують геометричний та гідравлічний розрахунки. Геометричний розрахунок зводиться до визначення внутрішнього діаметра трубопроводів. З рівняння витрати

$$d = \sqrt{4Q/(\pi v)}, \quad (5.1)$$

де Q – задана витрата рідини, що транспортується, м³/с;

v – швидкість руху рідини, м / с.

Швидкість руху рідини у трубопроводах підприємств харчової промисловості слід вибирати в межах 0,5 – 2,0 м/с. У формулу (5.1) доцільно підставляти оптимальну швидкість, проте її визначення вимагає складного техніко-економічного розрахунку. Після розрахунку діаметра труби вибирають трубу найближчого діаметра за сортаментом. Збільшення швидкостей транспортування рідин веде до зростання гідравлічного опору, отже, підвищення енергетичних витрат для транспортування (потужності насосів). Під час руху рідин зі швидкостями, що перевищують 2 м/с, у трубопроводах з'являється шум і збільшується небезпека виникнення гідравлічного удару після різкого відкриття або закриття запірної арматури.

Під час гідравлічного розрахунку трубопроводів необхідно вирішувати завдання двох типів. До першого типу відносяться завдання, в яких для відомих геометричних розмірів трубопроводу, витрати, фізичних властивостей рідини потрібно визначити початковий тиск (тиск) або перепад тиску на початку і кінці системи.

Другий тип завдання полягає у визначенні необхідної витрати коли відомі геометричні розміри трубопроводу, напір (тиск), фізичні властивості рідини. Гідравлічний розрахунок здійснюється з використанням рівняння Бернуллі та рівняння суцільності течії.

Перше завдання вирішується під час розрахунку простого трубопроводу з метою визначення необхідного напору (тиску) насосу P_n , необхідного для вибору марки насосу встановленого типу, що забезпечує задану витрату Q_n .

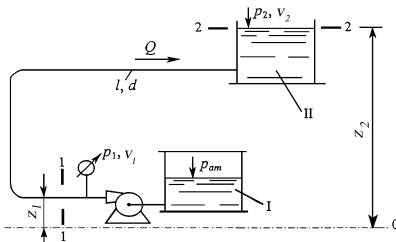


Рисунок 5.2 – Схема визначення напору (тиску), необхідного для забезпечення заданої витрати

Нехай маємо простий трубопровід, яким рідина з резервуару I перекачується насосом в резервуар II (рис. 5.2). Відомі $Q, \mu, \rho, d, l, \Delta, z_1, z_2, p_2$. Необхідно визначити тиск на початку трубопроводу p_1 (або необхідний перепад тиску Δp).

Вибираємо характерні для даної схеми перерізу та площину порівняння. Перетин 1-1 – переріз труби на початку трубопроводу, а переріз 2-2 збігається з вільною поверхнею рідини в резервуарі II. Площина порівняння лежить нижче за переріз 1-1 (площина 0-0).

Так як у схемі насосної установки, що розглядається, мають місце втрати напору по довжині і в місцевих опорах, то, визначаючи їх за формулами Дарсі-Вейсбаха і Вейсбаха запишемо рівняння Бернуллі для обраних перерізів:

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \lambda \frac{l v_1^2}{d^2} + \sum \xi \frac{v_1^2}{2}.$$

Спростимо рівняння, вважаючи, що $v_2 \approx 0, \alpha_1 = \alpha_2 = 1$. Тоді після нескладних перетворень отримаємо:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \rho \left[g(z_2 - z_1) + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi - 1 \right) \frac{v_1^2}{2} \right]. \quad (5.2)$$

Швидкість руху потоку в трубопроводі визначимо за рівнянням (5.1), а коефіцієнт гідравлічного тертя – за методикою, викладеною у розділі 3. Коефіцієнти місцевих опорів вибираємо з довідкової літератури. З формули (5.2) визначаємо тиск p_1 (або Δp).

Друге завдання зводиться до визначення швидкості (витрати) рідини за заданим тиском (напором). Нехай маємо резервуар I, з якого по короткому простому трубопроводу витікає рідина (рис. 5.3).

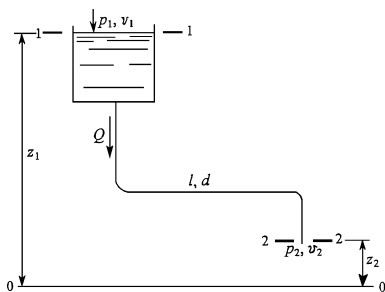


Рисунок 5.3 – Схема визначення витрати за заданим напором

Зазвичай відомо: тиск на початку трубопроводу p_1 , тиск у кінці – p_2 , геометричні розміри трубопроводу – l , d , фізичні властивості рідини μ , ρ , шорсткість внутрішньої поверхні труби Δ . Потрібно визначити швидкість руху потоку в трубі (або витрату Q).

Складають рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 та 2-2:

Для вирішення завдань подібного типу можуть мати місце три випадки:

- площа перерізу 1-1 $f_1 \gg f_2$ площі перерізу 2-2 (труби);
- $f_1 = f_2$;
- $f_1 \ll f_2$.

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \lambda \frac{lv_2^2}{d2} + \sum \epsilon \frac{v_2^2}{2}. \quad (5.3)$$

У рівнянні (5.3) крім v_2 невідомі також v_1 і λ . Якщо трубопровод складається з декількох ділянок різного діаметра, значення швидкостей на кожній ділянці визначають, користуючись рівнянням сучільності потоку

$$Q = f_1 v_1 = f_2 v_2 = \dots f_i v_i = \text{const},$$

через швидкість будь-якої однієї ділянки.

Розглянемо випадок, коли $f_1 \gg f_2$. Тоді $v_1 \ll v_2$ і доданок $\alpha_1 v_1^2 / 2 \approx 0$.

$$\text{Перетворимо вираз (5.3) щодо } v_2, \text{ позначивши через } gH = \left(\frac{p_1}{\rho} + gz_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + gz_2 \right)$$

– перепад гідростатичних напорів у перерізах 1-1 та 2-2,

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi + 1}}. \quad (5.4)$$

Аналогічно отримуємо вираз за визначенням U_2 для інших випадків ($f_1 \approx f_2$, $f_1 \ll f_2$).

Для вирішення наведених випадків застосовують метод послідовних наближень.

Порядок розрахунку полягає в наступному:

- задаються швидкістю руху рідини у трубі;
- визначають режим руху;
- визначають коефіцієнт гідравлічного тертя λ за методикою, викладеною в розділі 3;
- із довідкової літератури вибирають значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ_i ;
- за виразом (5.4) обчислюють значення v_2 у першому наближенні;
- порівнюють отримане значення v_2 з прийнятим на початку розрахунку. Якщо помилка становить понад 5 %, то виконують друге наближення, задаючись значенням v_2 , отриманим у першому наближенні. Розрахунок продовжують доти, доки помилка становитиме менше 5 %.

Класифікація, принцип дії та влаштування насосів. Насосом називається гідравлічна машина, що передає енергію електродвигуна рідині, що протікає через неї. Енергія рідини на вході в насос менша, ніж на виході. Усі насоси за принципом дії поділяються на два

основні види: динамічні та об'ємні (рис. 5.4).

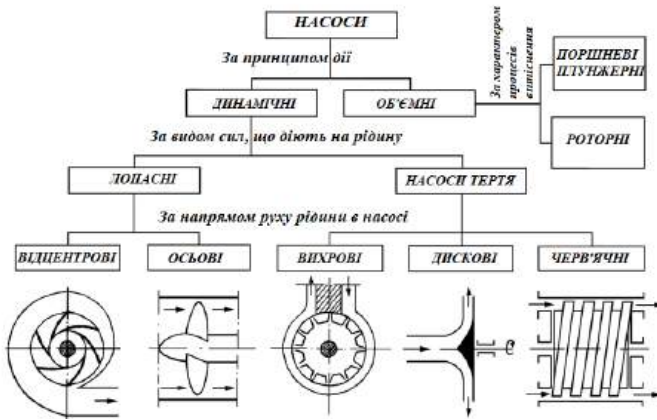


Рисунок 5.4 – Класифікація насосів

Динамічними називаються насоси, в яких рідина переміщується під силовою дією в камері, що постійно сполучається з входом і виходом насосу. *Об'ємними* називаються насоси, в яких рідина переміщується шляхом періодичної зміни об'єму камери, яку вона займає, і змінному сполученні цієї камери з входом і виходом насосу.

Таким чином, динамічні насоси можна також назвати проточними, а об'ємні - герметичними. У зв'язку з цим для робочого процесу динамічних насосів характерні великі швидкості руху робочих органів і рідини, а робочий процес об'ємних насосів полягає в витісненні рідини з робочих камер рухомими органами. Великі швидкості робочих органів в об'ємних насосах в принципі не є обов'язковими, тому що основну роль у робочому процесі відіграє тиск рідини.

За видом сил, що діють на рідину, динамічні насоси ділять на лопатеві насоси та насоси тертя. Силами, які діють на рідину, є: в лопатевих насосах – ті, що виникають під час обтікання лопатей (лопаток) робочих коліс, а у насосах тертя – сили тертя.

За напрямком руху рідини в робочому колесі насосу лопатеві насоси ділять на відцентрові та осьові. У перших рідина переміщується через робоче колесо від центру до периферії, а у других – у напрямку осі обертання колеса.

За тією ж ознакою насоси тертя поділяють на:

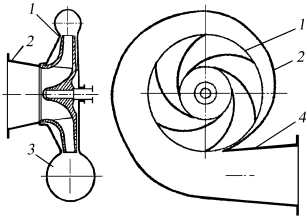
вихрові, в яких рідина переміщується периферією робочого колеса в окружному напрямку;

дискові, у яких рідина переміщується від центру робочого колеса, що не має лопаток, до периферії;

черв'ячні, в яких рідина переміщується гвинтовими каналами вздовж осі обертання гвинта.

Два останніх різновиди насосів застосовуються як масляні насоси систем змащення деяких двигунів та інших машин.

Оскільки близько 90 % динамічних насосів, які використовуються у різних галузях харчової промисловості, є відцентровими, розглянемо принцип їх дії. Проточна частина відцентрового насоса (рис. 5.5) складається з робочого колеса 1, спірального відводу 2 і вхідного патрубку 3. Робоче колесо зазвичай складається з двох дисків, один з яких насаджений на вал, а другий скріплений з першим лопатками та має вхідний отвір. У деяких конструкціях другий диск відсутній (відкрите колесо).



- 1 – робоче колесо;
- 2 – спіральний відвід;
- 3 – вхідний патрубок;
- 4 – дифузор

Рисунок 5.5 – Принципова схема відцентрового насосу

Принцип дії відцентрового насосу полягає в силі дії лопаток колеса, що обертається на рідину, що протікає через міжлопаткові канали. В результаті цього впливу рідина безперервно відкидається в спіральний відвід зі збільшеною швидкістю і підвищеним тиском. Спіральний відвід має равликopodobну форму і призначений для того, щоб вловити рідину, що йде з колеса, і частково перетворити її кінетичну енергію в енергію тиску. Подальше перетворення кінетичної енергії відбувається в дифузори 4, який часто встановлюють на виході з насосу.

Якщо за умови наповнених рідиною корпусу і всмоктувального трубопроводу привести в обертання робоче колесо, то рідина, що знаходиться в каналах робочого колеса (між його лопатками), під дією відцентрової сили відкидатиметься від центру колеса до периферії. В результаті цього в центральній частині колеса створюється розрідження, а на периферії – підвищений тиск. Під дією цього тиску

рідина з насоса надходить у напірний трубовід, одночасно через всмоктуючий трубовід під дією розрідження рідина надходить у насос. Таким чином здійснюється безперервна подача рідини відцентровим насосом.

Відцентрові насоси можуть бути не тільки одноступінчастими (з одним робочим колесом – рис. 5.6), але і багатоступінчастими (з декількома робочими колесами). Принцип їх дії в усіх випадках залишається одним і тим же: рідина переміщається під дією відцентрової сили, що розвивається робочим колесом, що обертається.

Для ущільнення валу насосу в корпусі з метою запобігання витоків рідини, що перекачується, встановлюється сальник 5, конструкція якого визначається тиском в насосі, частотою обертання валу робочого колеса насоса, видом рідини, що перекачується (агресивність, вміст твердих домішок, температура.).

Відцентрові насоси класифікують за низкою ознак. За кількістю коліс:

одноколісні насоси. Напір, який створюється таким насосом, залежить від частоти обертання колеса, яка обмежується його міцністю;

багатколісні (багатоступінчасті) насоси, що складаються з декількох робочих коліс, що обертаються на загальному валу в загальному корпусі. У цьому насосі рідина проходить послідовно через усі колеса. Подача багатколісного насоса така сама як одноступінчастого насоса з колесом таких же розмірів і тих же обертах. Але напір багатоступінчастого насоса дорівнює сумі напорів, що розвиваються кожним колесом окремо. Число коліс досягає іноді дванадцяти. Подальше збільшення їх числа небажане через значний прогин валу та биття під час обертання. Тепер є багатоступінчасті насоси, що створюють напір понад 4000 м.

По *створюваному напору*: низьконапірні, що розвивають напір до 20 м; середньонапірні, від 20 до 60 м; високонапірні, понад 60 м.

За *розташуванням входу в насос*: з боковим входом; з осьовим входом; з двостороннім входом – колесо такого насосу є як би складеними тильними сторонами двома колесами з боковим входом (рідина входить у колесо з двох сторін, завдяки чому збільшується подача насосу).

За *розташуванням осі обертання* робочих органів: горизонтальні (найпоширеніші); вертикальні.

По *виду роз'єму корпусу*: з осьовим роз'ємом (роз'єм корпусу відбувається у площині робочого колеса); з торцевим роз'ємом (роз'єм відбувається в площині перпендикулярній до осі робочого колеса).

За *способом з'єднання з двигуном*: приводні, з'єднані з двигуном ременною передачею або редуктором; з'єднані безпосередньо з двигуном за допомогою муфти; моноблок-насоси. Робоче колесо встановлено на одному валу з електродвигуном.

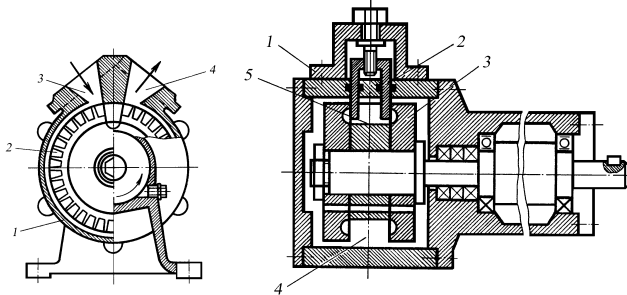
За *призначенням і родом рідини*, що перекачується: для чистої води; каналізаційні;

виробничо-технічні (для перекачування нафти, кислот, гарячої та шахтної води); землесоси та піскові насоси; шлакові та ін. Конструкції насосів відрізняються одна від одної залежно від призначення.

До вихрових відносяться насоси, в яких потік рідини створюється за рахунок тертя або сил інерції (рис. 5.7). Рідина захоплюється лопатками робочого колеса 2 біля вхідного патрубку 3 у кільцевий канал між робочим колесом і корпусом 1, потрапляє в міжлопаткову порожнину робочого колеса 2 і потім знову викидається в кільцевий канал.

Таким чином, під час проходження міжлопаткових порожнин колеса на шляху від входу 3 до виходу рідина 4 багаторазово отримує приріст енергії. В силу цього для того самого діаметру робочого колеса вихрові насоси розвивають напір у 2 – 4 рази більший, ніж відцентрові. Завдяки цьому вихрові насоси мають менші габаритні розміри та масу в порівнянні з відцентровими насосами тих самих робочих параметрів.

Важливою перевагою вихрових насосів є й те, що вони мають самовсмоктувальну здатність, що набагато спрощує їх експлуатацію. Одним із напрямків удосконалення вихрових насосів є також розробка заходів щодо регулювання параметрів їх роботи. Вихровий насос (рис. 5.8) містить корпус 1 з відсікачем 5 і робочим каналом 4, який перекривається регульованою заслінкою 2, що має П-подібну форму, і робоче лопаткове колесо 3, розташоване в корпусі. Заслінка встановлена з можливістю радіального переміщення. Під час роботи насосу робоче середовище переміщується робочим колесом по каналу від входу до виходу. За допомогою радіального переміщення заслінки частина робочого каналу вимикається з роботи, забезпечуючи більше або менше значення напору та подачі з відповідною зміною споживаної потужності.



1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – вхідний патрубок; 4 – вихідний патрубок

Рисунок 5.7 – Вихровий насос

1 – корпус; 2 – заслінка; 3 – робоче колесо; 4 – робочий канал; 5 – відсікач

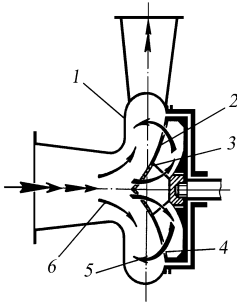
Рисунок 5.8 – Вихровий регулюючий насос

Для гідротранспортування середовищ із вмістом твердих та еластичних шматків матеріалу досить перспективне застосування вільно-вихрових насосів. Відмінною особливістю насосів цього типу є те, що напіввідкрите робоче колесо, що знаходиться в ніші задньої стінки корпусу, утворює з передньою внутрішньою поверхнею корпусу вільну камеру. В результаті під час обертання робочого колеса впливу лопатей піддається не весь потік, а тільки 15 – 20%. Ця частина потоку (циркуляційний потік) впливає на основний, який проходить через вільну камеру, за рахунок вихрового енергообміну та прояву сил в'язкого тертя. Основний потік рідини проходить через вільну камеру, минаючи робоче колесо, що обертається. Тому насос має малу засміченість, зручний для миття та стерилізації.

Ефективність роботи вільно-вихрового насосу покращується, якщо робоче колесо забезпечене запобіжним елементом, що відокремлює від нього потік. У цьому випадку рідке середовище потрапляє на робоче колесо, що обертається, відфільтрованим, в результаті чого виключається його поломка і зменшується абразивне зношування. Конструктивно запобіжні пристрої можуть бути ґратчастими, сітчастими, встановленими на робочому колесі або

нерухомо з'єднаними з корпусом.

Вільно-вихровий насос (рис. 5.9), з конічною запобіжною решіткою 2 забезпечує самоочищення ґрат і підвищує стійкість роботи насосу. Основний потік 6, що надходить у корпус 1 насоса ділиться на циркулюючий потік 5, що проходить через отвори 3 в решітці 2, і решту, що містить великі включення твердих тіл.



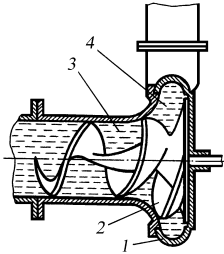
1 – корпус; 2 – конічні запобіжні ґрати; 3 – отвори; 4 – щілина; 5 – циркулюючий потік; 6 – основний потік

Рисунок 5.9 – Схема вільного вихрового насоса з конічною запобіжною решіткою

Внаслідок різниці діаметрів диска та колеса утворюється щілина 4, що служить каналом виходу рідини у вільну камеру. Великі включення твердих тіл, що містяться в рідині, затримуються на решітці та відкидаються відцентровими силами в основний потік.

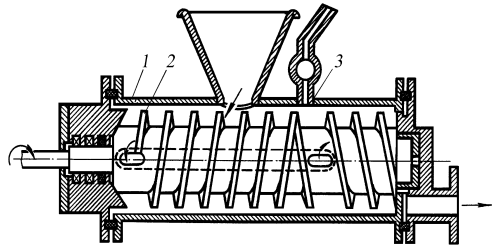
Для трубопровідного транспортування шматкових еластичних матеріалів можна використовувати динамічний насос тертя шнекового типу КРК (фірма АМАГ, Німеччина, рис. 5.10).

У насосах цього типу продукт з рідиною, що надійшов в камеру всмоктування 3, підхоплюється лопаттю, що обертається і має вигляд шнека (спіралі), яка звужується, за рахунок сили тертя рідке середовище ковзає по зовнішній поверхні лопаті і внутрішній поверхні корпусу 1, прямуючи в камеру нагнітання. Насос розвиває напір до 30 м. Для переміщення пастоподібних середовищ широко застосовуються шнекові витискувачі (рис. 5.11).



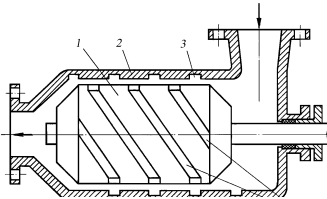
1 – корпус; 2 – лопата; 3 – камера всмоктування; 4 – камера нагнітання

Рисунок 5.10 – Схема динамічного насоса тертя КРК



1 – корпус; 2 – шнек; 3 – штуцер

Рисунок 5.11 – Одношнековий насос



1 – шнек (ротор); 2 – обойма корпусу (статор); 3 – гвинтові канали; 4 – канавки

Рисунок 5.12 – Схема лабіринтного насоса

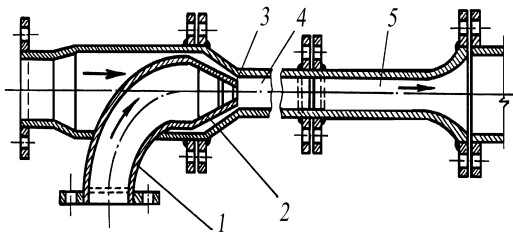
Лабіринтними називають насоси зі шнеком та обоймою, що мають нарізку (канали) протилежного напрямку (рис. 5.12). Основними деталями лабіринтних насосів є шнек (ротор) 1 та обойма (статор) 2 корпусу; шнек розташований відносно обойми з деяким зазором. Під час обертання шнека рідина отримує багаторазове підвищення кінетичної енергії в канавках 4 ротора і рухається по гвинтових каналах 3 обойми від всмоктуючого патрубку до нагнітального. Коефіцієнт корисної дії цих насосів невеликий – до 0,30 – 0,35. За малої подачі (2 – 4 м³/год) вони здатні розвивати значні напори (до 60 – 80 м). Деталі проточної частини лабіринтних насосів виготовляють із матеріалів, стійких до

хімічно активних рідин, тому вони знаходять застосування як у хімічній промисловості, так і в харчовій.

Струменеві насоси (гідроелеватори або ежектори) відносяться до групи насосів - апаратів, тобто насосів, що не мають частин, що рухаються. Вони діють за принципом передачі кінетичної енергії від потоку робочої рідини до потоку рідини, що перекачується, при цьому подача енергії від одного потоку до іншого відбувається безпосередньо без проміжних механізмів (рис. 5.13).

Струменевий насос складається з патрубка підведення робочої рідини 1, конуса вхідного 2, сопла 3, камери змішування 4 і дифузора 5. Принцип дії струминного насосу заснований на використанні рівняння Бернуллі, згідно з яким сума питомої потенційної та кінетичної енергії потоку у всіх його перерізах постійна. У соплі рідина набуває великої швидкості, кінетична енергія її зростає, а потенційна, отже, зменшується. Тиск знижується і за певної швидкості стає менше атмосферного, тобто у всмоктувальній камері виникає вакуум. Під дією вакууму вода з приймального резервуара по всмоктувальній трубі надходить у всмоктувальну камеру і далі камеру змішування. У камері змішування відбувається перемішування потоку робочої і рідини, що засмоктується, робоча рідина віддає частину енергії рідині, що надійшла з приймального резервуара. Пройшовши камеру змішування, потік надходить у дифузор, де його швидкість поступово зменшується, а статичний напір збільшується.

З класифікаційної схеми насосів (рис. 5.4) випливає, що об'ємні насоси діляться на поршневі та роторні. Залежно від конструкції, призначення та умов роботи поршневі насоси класифікуються так.



1 - підведення рідини; 2 - вхідний конус; 3 - сопло;
4 - камера змішування; 5 - дифузор

Рисунок 5.13 - Струменевий насос (гідроелеватор)

За кількістю циклів нагнітання та всмоктування за один подвійний вхід поршня:

односторонньої дії - рідке середовище витісняється із замкнутої камери під час руху поршня в один бік;

двосторонньої дії - рідке середовище витісняється із замкнутої камери під час руху поршня в обидві сторони;

диференційні, що працюють на всмоктувальній стороні - односторонньої дії, а на нагнітальній стороні двосторонньої дії.

По напрямку осі руху робочих органів: горизонтальні; вертикальні.

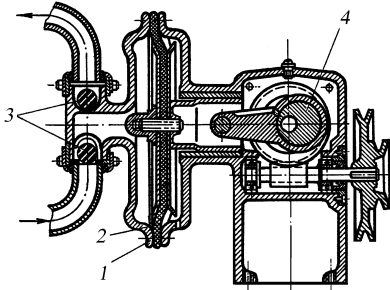
За кількістю поршнів: однопоршневі; двопоршневі; трипоршневі; багатопоршневі. Поршневі насоси можуть приводитися від двигуна через кривошипно-шатунний механізм.

За способом розподілу рідини всі об'ємні насоси поділяються на клапанні та безклапанні. Безклапанні насоси оборотні, тобто можуть бути гідродвигунами (гідравлічними машинами, що перетворюють енергію рідини, що протікає через них, у обертальний, зворотноповоротний або поступальний рух вихідної ланки машини). Насоси із клапанним розподілом не можуть бути гідродвигунами. Поршневі насоси є клапанними насосами.

До поршневих насосів відносяться діафрагмові насоси, що використовуються для перекачування в'язких продуктів, технологічних агресивних середовищ і з механічними абразивними включеннями. Принцип роботи діафрагмового насосу (рис. 5.14) подібний до поршневого з тією різницею, що поршень від продукту, що перекачується, відділений діафрагмою 2, виготовленою з гуми. В результаті коливань діафрагми, що приводиться в рух через поршень від кривошипно-шатунного механізму 4, в робочій камері створюється спочатку вакуум, а потім підвищений тиск. За відповідного ходу поршня відбуваються всмоктування та нагнітання.

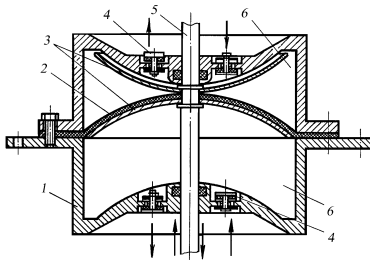
Впуск і випуск середовища, що перекачується, забезпечує кульова клапанна система 3. Корпус насоса 1 виготовляють із сталі.

Істотним недоліком діафрагмових насосів є зношування еластичної діафрагми внаслідок її розтягування. З метою підвищення довговічності насосу пропонується виконувати діафрагму у формі опорних шайб (рис. 5.15). У цьому випадку діафрагма 2 виготовляється з непружного матеріалу (прогумована тканина). Діафрагма міститься в корпусі 1 і в процесі руху по черзі прилягає до кожної з шайб 3. Так як форма діафрагми та шайби збігається, діафрагма не розтягується. Коливальний рух діафрагми забезпечується штоком 5, а поперемінне включення камер 6 на впуск і випуск середовища клапанами 4, що перекачується.



1 – корпус; 2 – діафрагма; 3 – кульова клапанна система; 4 – кривошипно-шатунний механізм
Рисунок 5.14 – Діафрагмовий насос. Схема та загальний вигляд

Роторний насос – це об'ємний насос, в якому витіснення рідини відбувається з робочих камер, що переміщуються в результаті обертального або обертально-поступального руху витіснювачів. Особливий характер процесу витіснення рідини в роторних насосах та перенесення робочих камер з рідиною з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання робить зайвими всмоктувальний та напірний клапани. Відсутність всмоктувальних та напірних клапанів у роторних насосах є основною їхньою конструктивною особливістю, яка відрізняє цей клас насосів від класу поршневих насосів.



1 – корпус; 2 – діафрагма; 3 – шайба; 4 – клапан; 5 – шток; 6 – камера
Рисунок 5.15 – Діафрагмовий насос із фігурними шайбами. Схема та загальний вигляд

Роторні насоси є оборотними. Зазвичай складаються з наступних основних частин: статора (нерухомого корпусу), ротора, жорстко пов'язаного з валом насосу, та витискувача (одного або кількох). Розглянемо класифікаційну схему роторних насосів (рис. 5.16). За характером руху витискувачів клас роторних насосів ділиться на два підкласи: роторно-обертальні та роторно-поступальні. Як показують назви, у першому підкласі витискувачі здійснюють лише обертальний рух, а у другому – одночасно з обертальним ще й зворотно-поступальний рух відносно ротора.

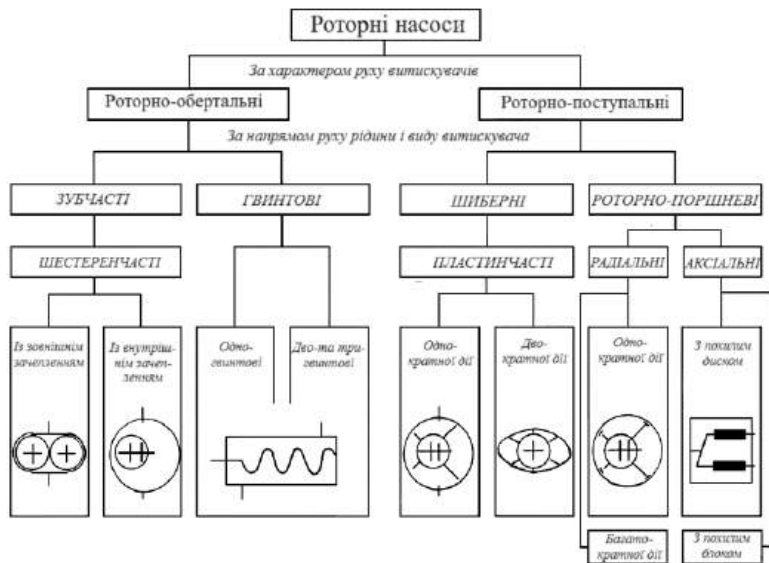


Рисунок 5.16 – Класифікаційна схема роторних насосів

Роторно-обертальні насоси діляться на зубчасті та гвинтові. У першому випадку ротор і витискувач мають форму зубчастих коліс, а рідина в насосі переміщується в площині обертання. У гвинтових насосах ротор має форму гвинта, а рідина в ньому переміщується вздовж осі обертання. Основним різновидом зубчастих насосів є шестеренчасті насоси.

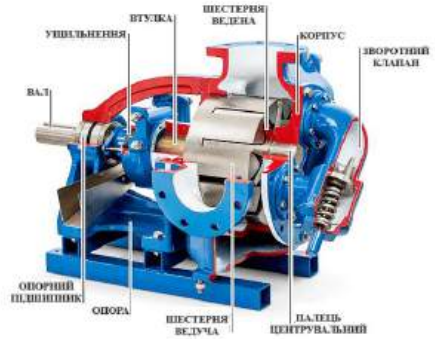
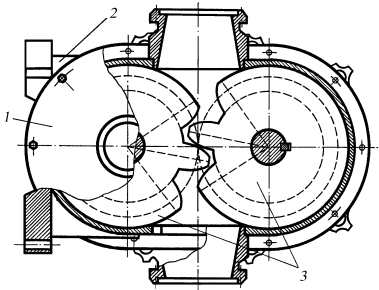
Роторно-поступальні насоси діляться на шиберні (переважно пластинчасті) і роторно-поршневі насоси. Відмінність між ними полягає не тільки у формі витискувача (пластин та поршнів) та характері руху рідини в насосі, але й у способі утворення робочих камер. Роторно-поршневі насоси за розташуванням робочих камер діляться на радіальні та аксіальні.

Шестеренчастий насос – це зубчастий насос із робочими органами у вигляді шестерень, що забезпечують передачу моменту з ведучої ланки на ведену. Розрізняють шестеренчасті насоси із зовнішнім та внутрішнім зчепленням. На рис. 5.17 зображено насос із зовнішнім зчепленням. За рахунок обертання шестерень 3 на стороні всмоктування створюється розрідження і рідина під атмосферним тиском заповнює западини між зубами шестерень, переміщуючись у бік нагнітання, де зуби однієї шестерні входять до западини іншої і витісняють рідину, що перекачується, в нагнітальний патрубок. Залежно від властивостей рідини, що перекачується, проточна частина корпусу 2 і шестеренчасті ротори можуть бути виготовлені з чавуну і сталі або з бронзи і сталі. З торців насос закривається кришками 1.

Насоси з малим модулем зубчастого зчеплення можуть добре працювати на малов'язких рідинах і погано перекачують густі та в'язкопластичні середовища. Істотним недоліком шестеренчастих насосів є нерівномірність подачі, яка залежить від кількості зубів

шестерень. До недоліків шестеренчастих насосів відносяться також підвищені значення витоків, пов'язаних зі зворотним перепуском середовища, що переміщується із зони нагнітання в зону всмоктування через зазори між шестернями і корпусом, шестернями і кришками.

Гвинтові насоси на відміну від інших об'ємних насосів мають ряд переваг: створюють високий тиск, мають значну висоту всмоктування і мале перемішування рідини, що

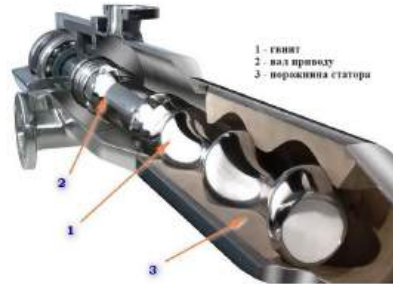
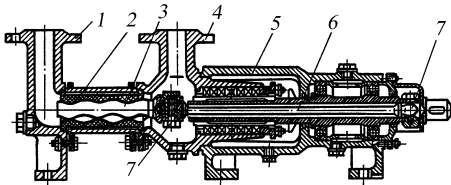


1 – кришка; 2 – корпус; 3 – шестерні

Рисунок 5.17 – Шестеренчастий насос. Схема та загальний вигляд у перерізі

переміщується, конструктивно прості, компактні, не мають клапанів і складних проходів, що обумовлює низькі втрати енергії в місцевих опорах, вони легші, у 5 – 10 разів.

Одногвинтовий насос (рис. 5.18) складається з корпусу, забезпеченого всмоктувальним 4 і нагнітальним 1 патрубками, гумовою статорою – обойми 2 і гвинтового ротора 3. Обертання ротору передається за допомогою карданного вала 6 з шарнірами 7, закріплених у шарнірах 5.



1 – нагнітальний патрубок; 2 – обойма; 3 – гвинтовий ротор; 4 – всмоктувальний патрубок;
5 – кронштейн; 6 – карданний вал; 7 – шарніри

Рисунок 5.18 – Одногвинтовий насос. Схема та загальний вигляд з перерізом

Насос працює за принципом замикання та подальшого витіснення об'ємів середовища з порожнин, утворених гвинтом ротора та обоймою. Профільована внутрішня поверхня обойми виконана у вигляді двозаходного гвинта з кроком, що вдвічі перевищує крок однозаходного гвинта – ротора. За наявності ексцентриситету між нерухомою обоймою і гвинтом-ротором, коли перша порожнина всмоктування збільшується об'ємом, тиск у ній знижується до величини, меншої тиску у приймальній частині насосу. За рахунок різниці тисків порожнина заповнюється рідиною, що переміщується. Подальше обертання гвинта забезпечує замикання порожнини, і середовище переміщується до нагнітальної частини обойми в результаті

витіснення її гвинтом (за один оберт гвинта переміщення дорівнює одному кроку обойми). За постійної частоти обертання гвинта подача насосу суворо незмінна.

Для перекачування в'язкопластичних технологічних середовищ широко застосовують пластинчасті (ексцентриколасний) насоси (5.19). Основними частинами найпростішого пластинчастого насосу одноразової дії є: ротор 2, що обертається, поміщений з ексцентриситетом в нерухомому кільці статора 3. Кільце статора запресовано в корпус 5 і має завантажувальну горловину 3. У пазах ротора знаходяться пластини 4, здатні до переміщення. Їхні зовнішні кінці ковзають по циліндричній поверхні статора. Пази для пластини мають нахил у бік обертання ротора для запобігання заклинювання пластин. Насоси такого типу використовуються для тиску 10 – 12 МПа.

Обмеженість тиску обумовлена контактними навантаженнями між пластинами та статором, а також одностороннім навантаженням ротора силами тиску з боку порожнини, що знаходиться під тиском. Повної врівноваженості ротора вдається досягти у пластинчастих насосах подвійної дії (рис. 5.20).



1 – корпус; 2 – ротор; 3 – загрузочная горловина; 4 – пластины; 5 – статор
Рисунок 5.19 – Пластинчастий насос. Схема та загальний вигляд з перерізом

Статорне кільце і ротор прикриті з обох боків кришками, в яких профрезеровані дугоподібні вікна А, В, С, D. У міру повороту ротора в зонах вікон В і D простір між двома сусідніми пластинами збільшується, утворюється вакуум і відбувається процес всмоктування.

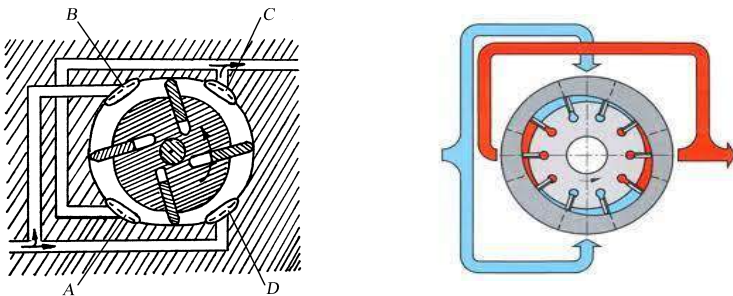


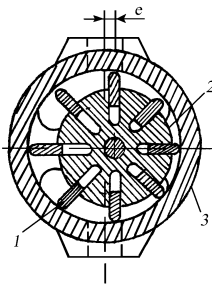
Рисунок 5.20 – Схема пластинчастого насосу подвійної дії

У зонах вікон А та С об'єм між пластинами зменшується та відбувається процес нагнітання. В результаті перехресного розміщення областей В і D низького тиску і областей А і С високого тиску ротор і підшипники розвантажені від дії радіальних сил.

У радіально-поршневому насосі (рис. 5.21) поршни 1, обертаючись разом з блоком циліндрів 2, беруть участь одночасно у зворотньо-поступальному русі в радіальному напрямку,

тому що вони спираються на кільцеву напрямну поверхню статора 3, розміщену з ексцентриситетом e відносно осі обертової частини насосу (ротора).

Осі поршнів перпендикулярні до осі обертання ротора або складають з нею кути більше 45° .



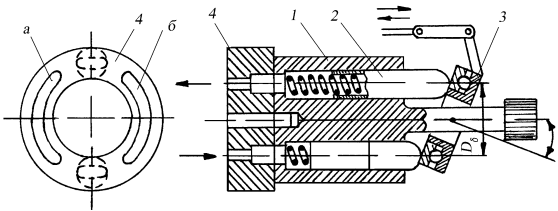
1 – поршні; 2 – блок циліндрів; 3 – статор

Рисунок 5.21 – Схема та загальний вигляд радіально-поршневого насосу

Поршні висуваються з циліндрів відцентровими силами і дією тиску рідини, що подається з напірної лінії насосу в тильну частину поршнів. Для зменшення напруг у місці контакту поршнів зі статором площу поверхні поршнів прагнуть зробити меншою, а їх число – більше. Одночасно це сприяє вирівнюванню подачі та зменшення радіальних габаритних розмірів.

Роторні аксіально-поршневі насоси – насоси, у яких робочі камери обертаються відносно осі ротора, а осі поршнів або плунжерів паралельні осі обертання або становлять з нею кут менше 45° . Насоси та гідродвигуни з аксіальним або близьким до аксіального розташування циліндрів є найбільш поширеними в гідравлічних системах. За кількістю різновидів конструктивного виконання вони у багато разів перевершують інші типи гідромашин. Вони мають найкращі габаритні і вагові характеристики, відрізняються компактністю, високим ККД, придатні для роботи за умов високих частот обертання і тиску, мають порівняно малу інерційність, а так само прості по конструкції.

На рис. 5.22 зображено схему аксіально-поршневого насосу з похилою шайбою. Осі циліндрів розташовані в ньому паралельно осі обертання блоку 2. Циліндри за допомогою пружин притискаються до похилої шайби (диску) 3.

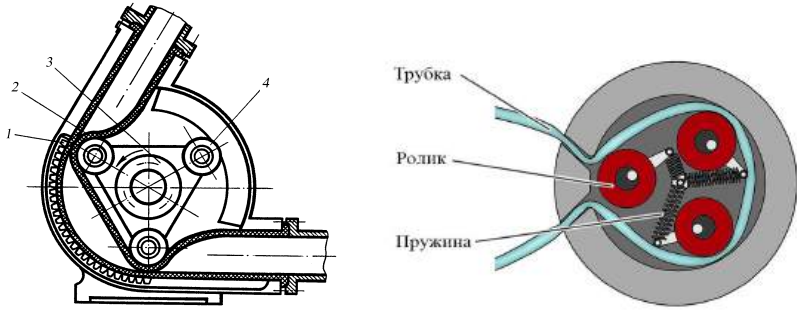


1 – циліндр; 2 – циліндровий блок; – шайба (диск); 4 – розподільний золотник; а і б – серпоподібні вікна

Рисунок 5.22 – Схема та загальний вигляд аксіально-поршневого насосу

Оскільки циліндровий блок 2 у розглянутого насосу обертається, спрощується розподіл рідини, яке зазвичай здійснюється через серпоподібні вікна *a* і *b* у розподільчому золотнику 4. Під час роботи насосу торець циліндрового блоку ковзає по поверхні розподільного золотника. Циліндри поперемінно з'єднуються з вікнами *a* і *b* золотника і через них – з зонами всмоктування та нагнітання.

До об'ємних насосів спеціального призначення можуть бути віднесені шлангові насоси та водокільцевий вакуум-насос.



1 – корпус; 2 – шланг; 3 – тримач; 4 – ролик
Рисунок 5.23 – Шланговий насос з роликами

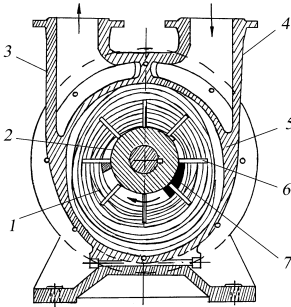
Робочим органом шлангового насосу (рис. 5.23) є встановлений на спеціальному профільованому корпусі 1 шланг з еластичного матеріалу (наприклад, гуми або пластмаси). Для надійної та безперервної подачі середовища по шлангу та попередження повернення витісненого середовища встановлено три ролики, закріплені у тримачі 3. Під час обертання обійми з роликами відбувається послідовне стиснення шланга та витіснення середовища роликами. За один оберт валу тримача витісняється три дози рідини. Кінці шланга закріплюються в корпусі або спеціальних затискачах, до яких приєднуються трубопроводи.

Щоб уникнути швидкого зношування, шланги і профільну поверхню корпусу змащують силіконовою оливою або безперервно змочують водою. Шланговий насос забезпечує імпульсну об'ємну подачу, яка залежить від частоти обертання валу з тримачами роликів і діаметра шланга, а також кількості шлангів, розташованих паралельно один одному в корпусі насосу.

Вакуумні насоси (вакуум-насоси) призначені для відкачування повітря з всмоктувальних ліній відцентрових насосів в процесі заливу їх водою перед пуском, а також тоді, коли потрібно видалити повітря із системи та створити вакуум. Найбільшого поширення набули водокільцеві вакуум-насоси (рис. 5.24). На валу насоса закріплено колесо з радіальними лопатками 6, розташоване ексцентрично по відношенню до циліндричної камери корпусу 5. Біля маточини колеса є два серпоподібних вирізи *a* і *b*, з'єднаних відповідно з напірним 3 і всмоктуючим 4 патрубками насосу.

Якщо перед пуском насосу в його корпус 5 залити воду, то під час обертання робочого колеса 6 утворюється водяне кільце 1, розташоване концентрично по відношенню до камери насоса і ексцентрично по відношенню до колеса 6. Між маточиною колеса, лопатками та внутрішньою гранню водяного кільця утворюються порожнини, об'єм яких за першу половину обороту колеса, тобто до вертикального діаметра, збільшується. Зі збільшенням об'єму водокільцевих порожнин в них виникає розрідження і через серпоподібний отвір (секторний отвір 7) починає надходити повітря. Після подальшого обертання колеса об'єм порожнини зменшується, повітря стискається і під дією надлишкового тиску виштовхується через напірний патрубок в атмосферу (або трубопровід). Якщо всмоктувальний патрубок вакуум-насосу з'єднати з герметичною порожниною, то в ній внаслідок постійного відсмоктування

повітря виникає вакуум.



1 – водяне кільце; 2 – нагнітальний отвір; 3 – напірний патрубок; 4 – всмоктувальний патрубок; 5 – корпус;
6 – робоче колесо; 7 – секторний отвір

Рисунок 5.24 – Схема та загальний вигляд водокільцевого насосу

З метою запобігання перегріву води у водяному кільці до вакуум-насосу підводять свіжу воду, яка, безперервно надходячи в насос, заміщає нагріту.

Величина створюваного насосом розрідження (вакууму) не може бути більше тиску насичених парів води, яка знаходиться у насосі, тому зниження температури води веде до підвищення величини розрідження.

Основні параметри роботи насосів та їх характеристики. Для вибору насосів необхідно, в першу чергу, керуватися умовами, що визначають роботу насосу на практиці – подачою, напором, потужністю, ККД, частотою обертання, висотою всмоктування, та враховувати взаємозв'язок цих параметрів – характеристики насосів.

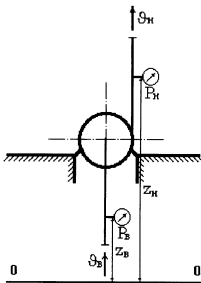


Рисунок 5.25 – Схема установки насоса

Напором H насосу називається збільшення механічної енергії, яку одержується кожною із ньютонівських рідин, що проходить через насос, тобто різниця питомих енергій рідини на виході з насосу і на вході до нього. Це збільшення відбувається за рахунок енергії, яка одержана насосом від електродвигуна. Напір вимірюється в (Н м/Н), або в м. Питома енергія рідини на виході з насосу (рис. 5.25).

$$E_n = \frac{P_n}{\rho g} + Z_n + \frac{v_n^2}{2g},$$

та питома енергія рідини на вході в насос

$$E_v = \frac{P_v}{\rho g} + Z_v + \frac{v_v^2}{2g},$$

$$H = E_n - E_v = \frac{P_n - P_v}{\rho g} + (Z_n - Z_v) + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g}, \quad (5.5)$$

де P_n , Z_n , v_n – тиск, відстань від площини порівняння 0-0 до місця встановлення манометра та швидкість на виході з насосу відповідно;

P_v , Z_v , v_v – те саме на вході в насос.

Так як діаметри всмоктувального і напірного трубопроводів відрізняються, як правило, незначно, то величина третього доданку в рівнянні (5.5) зазвичай невелика. Другий доданок

$(Z_n - Z_6)$ є відстанню по вертикалі між манометром на напірній лінії і вакуумметром на всмоктувальній лінії установки і зазвичай не перевищує 1 м. Отже, напір діючого насосу може бути оцінений за показаннями манометра P_n та вакуумметра P_6 . Повний напір насосу складається зі статичного $H_{ст}$ та динамічного $H_д$

$$H = H_{ст} + H_д. \quad (5.6)$$

Статичним напором насосу називається збільшення питомої потенційної енергії рідини в насосі

$$H_{ст} = \frac{P_n - P_6}{\rho g} + (Z_n - Z_6). \quad (5.7)$$

Динамічним напором насосу називається збільшення питомої кінетичної енергії рідини в насосі

$$H_д = \left(v_n^2 - v_6^2 \right) / 2g. \quad (5.8)$$

Для визначення теоретичного напору динамічного насосу розглянемо рух рідини в робочому колесі відцентрового насосу (рис. 5.26), що складається з двох дисків: переднього і заднього з розташованими між ними лопатями, що мають вигляд вигнутих циліндричних поверхонь або поверхонь подвійної кривизни. Лопаті робочого колеса утворюють канали, якими рухається рідина. Робоче колесо поміщене в спіральну камеру, яка служить для плавного відведення рідини, що надходить в напірний трубопровід.

Рідина підводиться до робочого колеса відцентрового насосу аксіально, тобто в напрямку осі валу, зі швидкістю c_0 . На вході в робоче колесо рідина змінює напрямок на радіальне та надходить у канали робочого колеса зі швидкістю c_1 . На зовнішньому периметрі робочого колеса швидкість зростає до c_2 . У каналах робочого колеса рідина здійснює складний рух. Проходячи через робоче колесо, рідина бере участь у обертанні разом з колесом з окружною швидкістю u і одночасно переміщається вздовж лопатей з відносною швидкістю w .

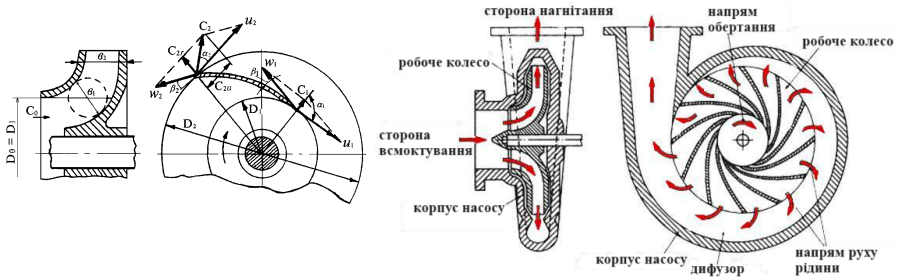


Рисунок 5.26 – Рух рідини в робочому колесі відцентрового насосу

Абсолютна швидкість руху рідини \vec{c} дорівнює геометричній сумі векторів окружної (переносної) швидкості \vec{u} та відносної швидкості: $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$. Вектор окружної швидкості w спрямований по дотичній до кола, на якій розташована точка, що розглядається, а вектор відносної швидкості \vec{w} спрямований по дотичній до поверхні лопаті в тій же точці.

Абсолютна швидкість може бути також розкладена на радіальну складову c_r (меридіональну швидкість) і окружну складову c_u . В той же час $c_r = c \cdot \sin \alpha$, $c_u = c \cdot \cos \alpha$, α – кут

між вектором абсолютної швидкості \vec{c} та дотичної до кола; β – кут між вектором відносної швидкості \vec{w} та дотичної до кола.

Індекс 1 прийнято для позначення швидкостей рідини на вході в робоче колесо, індекс 2 – на виході з нього.

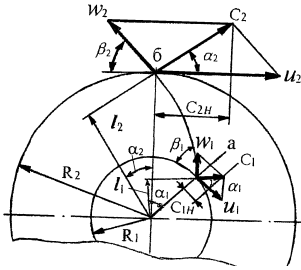


Рисунок 5.27 – До виведення основного рівняння динамічних машин Ейлера

Знаючи величини c_{2r} , u_2 та кут β_2 , можна побудувати паралелограм швидкостей на виході з робочого колеса. У такий же спосіб для відомих c_{1r} , u_1 , β_1 може бути побудований паралелограм швидкостей на вході в робоче колесо (рис. 5.26, 5.27).

Абсолютна швидкість c_1 на вході визначається способом підведення рідини до насоса. Більшість сучасних конструкцій відцентрових насосів мають підведення рідини у радіальному напрямку. Тоді $\alpha_1 = 90^\circ$ і $\cos \alpha_1 = 0$, отже, $c_{1r} = 0$. У цьому випадку усувається удар лопаті робочого колеса по потоку рідини, і тому зменшуються втрати енергії в робочому колесі.

Для визначення теоретичного напору насоса скористаємося теоремою про зміну моментів кількості руху: зміна моменту кількості руху рідини в одиницю часу відносно осі обертання робочого колеса відцентрового насоса дорівнює сумі моментів зовнішніх сил відносно тієї осі.

Потужність на валу насоса

$$N_1 = M\omega, \quad (5.9)$$

де M – момент зовнішніх сил;

ω – кутова швидкість обертання валу робочого колеса насоса.

Потужність, що передається робочим колесом потоку рідини,

$$N_2 = \rho g Q_m H_m, \quad (5.10)$$

де Q_m , H_m – теоретична подача та напір насоса.

За відсутності втрат у насосі $N_1 = N_2$ або, звідси теоретичний напір насоса

$$H_m = \frac{M\omega}{\rho g Q_m}. \quad (5.11)$$

Маса рідини, що протікає через робоче колесо насоса $m = \rho Q_m$, тоді момент кількості руху рідини щодо осі робочого колеса на вході рідини у робоче колесо

$$M_1 = m c_{1r} l_1 = \rho Q_m c_{1r} l_1, \quad (5.12)$$

і на виході з робочого колеса

$$M_2 = m c_{2r} l_2 = \rho Q_m c_{2r} l_2, \quad (5.13)$$

де l_1 та l_2 – відстані від осі колеса до вхідної та вихідної осі потоків (плечі відповідних моментів).

Відповідно до теореми про зміну моментів кількості руху

$$M = M_2 - M_1 = \rho Q_m (c_{2r} l_2 - c_{1r} l_1).$$

З рис. 5.27 слідує, що $l_1 = R_1 \cos \alpha_1$, а $l_2 = R_2 \cos \alpha_2$, отже

$$M = \rho Q m (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1) , \text{ а}$$

$$H_m = \frac{\rho Q_m (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1) \omega}{\rho g Q_m} , \quad (5.14)$$

де $R_1 = D_1 / 2$, $R_2 = D_2 / 2$ – радіуси вхідного отвору та робочого колеса відповідно, але $R_2 \omega = u_2$, $R_1 \omega = u_1$, отже,

$$H_m = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} . \quad (5.15)$$

Рівняння (5.15) називається *основним рівнянням динамічних машин Ейлера*.

З рис. 5.27 слід, що $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$, $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$, тоді рівняння (5.15) можна подати у вигляді

$$H_m = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) / g . \quad (5.16)$$

Якщо $\alpha_1 = 90^\circ$ (рис. 5.26), то $\cos \alpha_1 = 0$ і

$$H_m = u_2 c_{2u} / g . \quad (5.17)$$

Основне рівняння динамічних машин показує, що теоретичний напір, що розвивається насосом, тим більше, чим більше окружна швидкість на зовнішньому колі робочого колеса, тобто чим більше його діаметр D_2 , частота обертання n і кут β (рис. 5.27), тобто чим «крутіше» розташовані лопаті робочого колеса. Напір не залежить від роду рідини, що перекачується і, зокрема, від її густини. Напір, який створюється об'ємними насосами, визначається конструкцією насосу, його характеристиками міцності і потужністю електродвигуна, що приводить в рух робочі органи насосу і не залежить від габаритних розмірів і швидкості руху робочих органів насосу.

Подачею або продуктивністю насосу називається кількість рідини, що подається насосом в одиницю часу у напірний трубопровід. Залежно від характеру установки, що обслуговується насосом, подача визначається у об'ємних, вагових чи масових одиницях. Об'ємна подача Q вимірюється в $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{год}$, л/хв . Вагова подача G вимірюється в Н/с . Об'ємна, вагова та масова подачі пов'язані між собою співвідношеннями

$$Q = \frac{G}{\rho g}, \quad Q = \frac{M}{g} , \quad (5.18)$$

де ρ – густина рідини, що перекачується, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

Для визначення теоретичної подачі відцентрового насосу скористаємося рівнянням витрати

$$Q_m = F c_{2r} , \quad (5.19)$$

де F – площа поперечного перерізу потоку, м^2 ;

c_{2r} – середня швидкість рідини, нормальна до цього перерізу, $\text{м}/\text{с}$.

Площа живого перерізу потоку на виході з робочого колеса відцентрового насосу без урахування стиснення його лопатями визначимо як бокову поверхню циліндра з діаметром, рівним діаметру колеса D_2 , і висотою, що дорівнює ширині каналу колеса b_2 (рис. 5.26), тобто $F = \pi D_2 b_2$. Швидкість потоку, нормальна до цієї поверхні – меридіональна швидкість $c_{2r} = \sin \alpha_2$. Підставляючи отримані значення F і c_{2r} до рівняння витрати (5.19), отримуємо формулу для визначення теоретичної подачі насосу

$$Q_m = \pi D_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2. \quad (5.20)$$

З урахуванням стиснення потоку лопатями робочого колеса

$$Q_m = \pi D_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2 \psi, \quad (5.21)$$

де ψ – коефіцієнт стиснення.

Теоретична (ідеальна) подача об'ємного насосу

$$Q_m = V_0 n = V_k z k n, \quad (5.22)$$

де V_0 – робочий об'єм насосу, тобто подача насосу за один цикл (один оберт валу насосу);

n – частота робочих циклів насосу (для обертальних насосів частота обертання валу);

V_k – теоретична подача з кожної робочої камери за один цикл;

z – кількість робочих камер у насосі;

k – кратність дії насосу, тобто число подач з кожної камери за робочий цикл (один оборот валу).

Енергія, що отримується насосом від електродвигуна в одиницю часу, являє собою *потужність, що споживається насосом, або потужність на валу насосу*, яку позначимо через N_l . Частина цієї енергії втрачається в насосі. Якщо відняти від потужності N_l потужність всіх втрат ΔN у насосі, то отримуємо корисну потужність насосу $N_k = N_l - \Delta N$. Корисна потужність N_k являє собою збільшення енергії всієї рідини G в насосі в одиницю часу

$$N_k = G H = \rho g Q H, \quad (5.23)$$

де Q – подача насосу, м³/с;

H – напір рідини, що перекачується, м;

ρ – густина рідини, що перекачується, кг/м³.

Дійсні подача Q і напір H , що використовуються у формулі (5.23), відрізняються від теоретичних подачі Q_m і напору H_m , що розраховуються за формулами (5.20 – 5.22) та (5.15 – 5.17) відповідно. Дійсні подача і напір менше теоретичних внаслідок всіляких втрат у насосі. Втрати енергії в насосі характеризуються повним ККД насосу η_n , що є відношенням $\eta_n = N_k / N_l$. Звідси потужність, що споживається насосом (в кВт)

$$N_l = \frac{N_k}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_n}. \quad (5.24)$$

Повний ККД насосу дорівнює добутку об'ємного, гідравлічного та механічного ККД $\eta_n = \eta_o \eta_m$ і характеризує ступінь досконалості конструкції насосу. Повний ККД відцентрових насосів складає не більше 0,75 – 0,92. Призначення або вибір числа оборотів залежить від низки умов, з яких найбільш важливим є тип насосу і двигуна, допустима висота всмоктування, ступінь економічності, вагові та габаритні показники.

Всмоктування рідини насосом відбувається за рахунок різниці тисків на вільній поверхні рідини в джерелі $P_o / \rho g$ та біля входу в робоче колесо $P_1 / \rho g$ (рис. 5.28). Тиск у потоці біля входу в колесо залежить від розташування рівня поверхні рідини у джерелі

(резервуарі) та режиму роботи насосу. Ця різниця тисків дорівнює величині вакууму, або вакуумметричній висоті всмоктування $H_{\text{вас}}$, що вимірюється вакуумметром в метрах стовпа рідини, що перекачується $(P_o - P_1) / \rho g = H_{\text{вас}}$. Оскільки лопатеві насоси не є самоусмоктуючими, то для створення розрідження їх перед пуском необхідно залити рідиною, що перекачується (разом з всмоктуючим трубопроводом). Різниця відміток осі горизонтального насосу і рівня рідини в джерелі (приймальному резервуарі) називається геометричною висотою всмоктування насосу $h_{\text{вс}}$. Для визначення висоти всмоктування насосу складемо рівняння Бернуллі для двох перерізів 0-0 і 1-1, проведених по рівню вільної поверхні рідини в резервуарі

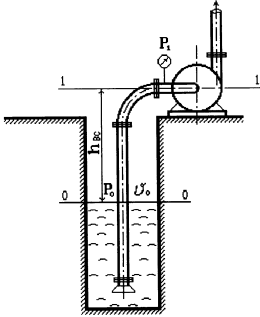


Рисунок 5.28 – Схема визначення висоти всмоктування насоса

та по осі робочого колеса насосу відповідно. Перетин 0-0 приймемо за площину порівняння. Тоді

$$\frac{P_o}{\rho g} + \frac{v_o^2}{2g} = h_{\text{вс}} + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{н.вс}} \quad (5.25)$$

Зважаючи на те, що швидкість у джерелі невелика v_o (так як об'єм рідини в ньому великий), величиною $v_o^2 / 2g$ можна знехтувати. Тоді геометрична висота всмоктування

$$h_{\text{вс}} = \frac{P_o - P_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{н.вс}} \quad (5.26)$$

де $h_{\text{н.вс}}$ – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі, м.

Як видно, висота всмоктування тим більша, чим менший тиск у насосі, швидкісний напір у всмоктувальному трубопроводі та втрати напору в ньому.

З рівняння (5.25)

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_o}{\rho g} - h_{\text{вс}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{н.вс}} \quad (5.27)$$

Таким чином, тиск біля входу в насос і, отже, в робочому колесі насосу тим менше, чим більша висота всмоктування, гідравлічний опір і швидкість у трубопроводі, що всмоктує, і чим менший тиск в приймальному резервуарі. Нормальна робота відцентрового насосу забезпечується в такому режимі, коли абсолютний тиск у всіх точках його внутрішньої порожнини більше тиску насиченої пари перекачуваної рідини за даної температури. Якщо такої умови не дотримується, то починається явище *кавітації*, що призводить до зменшення або навіть припинення подачі насосу. Виникнення і характер кавітаційних явищ визначаються кавітаційним запасом – перевищенням питомої енергії рідини на вході в насос над питомою енергією її насиченої пари

$$\Delta h = \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right) - \frac{P_n}{\rho g} \quad (5.28)$$

де P_1 , P_n – абсолютний тиск рідини на вході в насос і її насичених парів за даної температури; v – швидкість рідини на вході в насос.

Розглянуті вище параметри роботи насосів знаходяться між собою у взаємозв'язку, причому цей зв'язок може мати різний характер для різних насосів. Взаємозв'язок різних параметрів насосу називається характеристикою насосу. Розглянемо робочу характеристику

динамічних насосів (рис. 5.29), що має важливе значення для практичних розрахунків.

Робоча характеристика насосу – це графічна залежність основних параметрів H , N , η від подачі Q для постійної частоти обертання, в'язкості і густини рідини, що перекачується на вході в насос. Характеристика насосу дозволяє визначити подачу насосу для заданого корисного опору по кривій $Q-H$ і витрати енергії – по кривій $Q-N$. Крива $Q-\eta$ служить для оцінки економічності дії насосу і її легко побудувати з перших двох простим розрахунком.

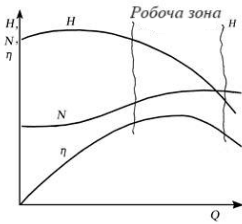


Рисунок 5.29 – Робоча характеристика насосу

Максимум кривої $Q-\eta$ відповідає оптимальному режиму. Значення подачі, напору, потужності та ККД, наведені в довідниках, зазвичай відносяться саме до цього режиму. Зона, в межах якої рекомендується експлуатація насосу, називається робочою частиною характеристики і визначається, як правило, зоною зниження ККД на 2 – 3% від максимального його значення. Потужність холостого ходу N_0 коли $Q = 0$ і вид кривої $N = f(Q)$ залежать від типу насосу. Корисна потужність для $Q = 0$ дорівнює нулю, тому ККД насосу дорівнює нулю.

Поле характеристик насосів (зведений графік полів насосів) будується в логарифмічних координатах і охоплює необхідний діапазон параметрів Q і H (рис. 5.30) для обраного типу насосів. Необхідний діапазон $Q-H$ прагнуть покрити мінімальним числом типорозмірів насосів. Основні параметри насосів (Q , H) беруть у відповідності з рядом кращих чисел: межі Q і H для кожного насосу передбачають його роботу в зоні оптимальних режимів по ККД, здатності всмоктування. Такі графіки додаються до каталогів насосів, що випускаються промисловістю, і полегшують вибір насосу (за заданими значеннями подачі та напору знаходять на зведеному графіку режимну точку і відповідну їй марку і частоту обертання насосу).

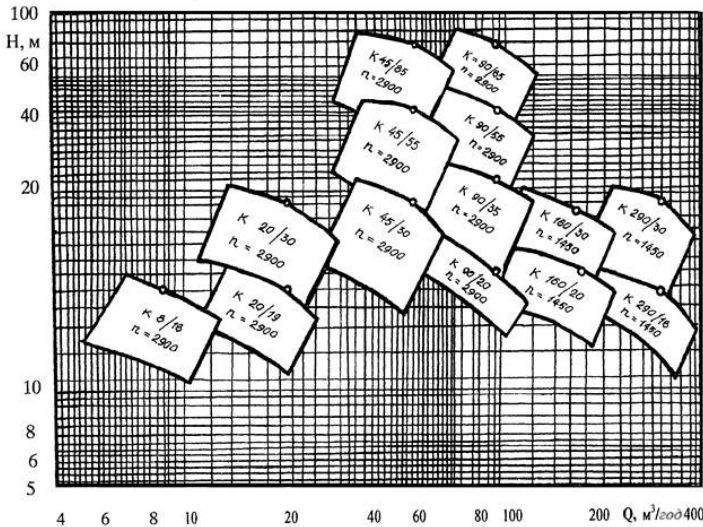
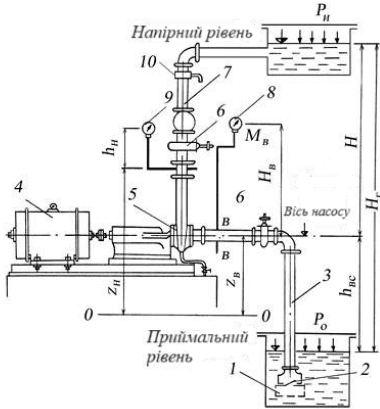


Рисунок 5.30 – Поле $Q-H$ насосів відцентрових консольних загального призначення для води

Вибір насосу, що працює на мережу. Робоча точка насосу. У відповідності зі своїм основним призначенням насос працює в сукупності з системою трубопроводів, що включають різні апарати, що утворює насосну установку (рис. 5.31). До насосу 5, що приводиться в дію

від електродвигуна 4, рідина надходить з приймального резервуара (джерела) по всмоктувальному трубопроводу 3, обладнаному фільтром 1 і зворотним клапаном 2. Насос нагнітає рідину в напірний бак (резервуар) по напірному трубопроводу 7. На напірному трубопроводі встановлюється засувка 6, за допомогою якої регулюється подача насосу. Робота насосу контролюється витратоміром 10, який вимірює подачу насосу по манометру 9 і мановакуумметру 8, що дають можливість визначити напір насосу.

Для того щоб переміщати рідину трубопроводами установки з приймального резервуара в напірний, необхідно витратити енергію на підйом рідини на висоту $H_f = H + h_{ec}$, подолання різниці тисків $P_n - P_o$ в резервуарах і подолання гідравлічних опорів Σh_{em} в трубопроводах, що з'єднують ці резервуари. Таким чином, енергія, необхідна для переміщення одиниці ваги рідини (H) з приймального резервуару в напірний трубопроводами установки, визначається за рівнянням



$$H_{mp} = (H + h_{ec}) + \frac{P_n - P_o}{\rho g} + \sum h_{em}, \quad (5.29)$$

де $H_{mp} = (H + h_{ec}) + (P_n - P_o) / \rho g$ – статичний напір насосної установки.

Оскільки статичний напір установки від витрати не залежить, а насосні установки, як правило, експлуатуються у турбулентному режимі, де втрати напору (опір) пропорційні квадрату швидкості, а отже, і подачі $\Sigma h_{em} = bQ^2$, то рівняння (5.23) може мати вигляд

$$H_{mp} = H_{cm} + bQ^2, \quad (5.30)$$

де b – коефіцієнт пропорційності, що залежить від умов експлуатації трубопроводів насосної установки

Рівняння (5.30) називається характеристикою насосної установки або характеристикою мережі. На рис. 5.32 праворуч зображена схема насосної установки, зліва – характеристика мережі CE , що

- 1 – фільтр; 2 – зворотний клапан;
- 3 – всмоктуючий трубопровід;
- 4 – електродвигун; 5 – насос; 6 – засувка;
- 7 – напірний трубопровід;
- 8 – моновакуумметр; 9 – манометр;
- 10 – витратомір

Рисунок 5.31 – Схема насосної установки

представляє собою гілку параболи $\Sigma h_{em} = bQ^2$ з вершиною в точці С, що відсікає на осі ординат відрізок $H_{cm} = (H + h_c) + (P_n - P_o) / \rho g$.

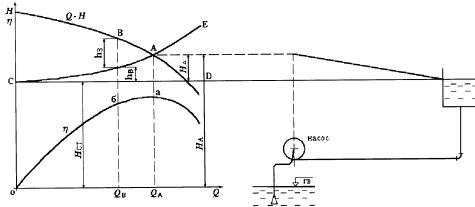


Рисунок 5.32 – Спільні характеристики насоса та мережі

Тут же зображено характеристику насоса $Q-H$, що працює на мережу. Точка А перетину характеристик мережі та насоса називається *робочою точкою насоса*. Подача Q_A , що відповідає робочій точці насоса, визначає кількість рідини, що подається насосом в напірний трубопровід. Якщо подача Q_A не дорівнює заданій (потрібній) подачі, наприклад, Q_B (рис. 5.32), необхідно відрегулювати роботу насоса на мережу.

Розглянемо роботу насосу на мережу. Для визначення режиму роботи насосу і мережі слід поєднати на одному кресленні в однаковому масштабі характеристики насосу 2 і мережі 3. Точка перетину характеристик – точка A (робоча точка) визначає режим роботи насосу: тиск P_A і подачу Q_A за умови роботи з даною мережею, характеристика якої $P_{вт}=P_{ст}+\Delta P_{Г}$ або $P_{вт}=P_{ст}+SQ^2$ (крива 3 рис. 5.33, а). Для зменшення подачі до Q_{A1} необхідно, щоб характеристика мережі пройшла через робочу точку A_1 (крива 3') з координатами Q_{A1} та P_{A1} . Це стане можливим, якщо збільшити опір мережі за допомогою дроселя на $\Delta P_{др}=P_{A1}-(P_{ст}+\Delta P_{Г})$. У мережу надійде лише частина подачі насосу $Q_H(Q_c=Q_{A1})$, решта $Q_{кл}$ повертається через клапан у бак, не виконавши корисну роботу. Потужність насосу залишається тією ж, що й до дроселювання. У разі регульованого насосу (рис. 5.33 б), зменшуючи робочі об'єми q_H , змінюємо характеристику насосу. Подача зменшується до необхідної величини без підвищення тиску ($P_{A1}<P_A<P_{HK}$), потужність насосу також зменшується.

Вибір насосу, що працює на мережу, здійснюється в наступній послідовності:

- залежно від параметрів, що передаються рідині насосом (подачі та напору), а також вимог щодо забезпечення їх стабільності вибирають вид насосу (динамічний або об'ємний). Слід пам'ятати, що динамічні насоси мають «м'яку» напірну характеристику, а об'ємні – «жорстку»;

- в залежності від роду рідини, що перекачується, і її фізико-хімічних властивостей вибирають тип насосу (в рамках обраного типу доцільне використання спеціального насосу, наприклад, для перекачування молока використовуються відцентрові насоси спеціальної конструкції – «молочні»);

- використовуючи задану подачу, виконують геометричний і гідравлічний розрахунки трубопроводів насосної установки;

- за геометричними характеристиками та параметрами роботи насосної установки, за формулою (5.29) визначають необхідний напір насосу;

- у разі, якщо задана не подача, а необхідний напір, то виконується гідравлічний розрахунок методом послідовних наближень, розраховується можлива подача насосу;

- по полю $Q-H$ насосів обраного типу за заданою подачею та розрахованим напором (або заданим напором і розрахованою подачею) вибирають марку насосу;

- будують робочі характеристики обраного насосу (за каталогом чи паспортом на насос) і його напірну характеристику $Q-H$ накладають характеристику мережі $Q-H_{mp}$, що описується рівнянням (5.30);

- визначають робочу точку насосу та відповідну їй подачу Q_A ;

- якщо подача Q_A , що відповідає робочій точці, не дорівнює заданій, необхідно відрегулювати роботу насосу на мережу. Важливо, щоб необхідна подача не виходила за межі робочої зони.

Основи та способи регулювання роботи насосу на мережу. В процесі експлуатації насосів, коли з'являється необхідність зміни режиму їх роботи, користуються законами пропорційності або подібності робочих коліс:

$$\frac{Q_m}{Q_n} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 = \frac{n}{n'}; \quad (5.31)$$

$$\frac{H_m}{H_n} = \left(\frac{D_2}{D_1} = \frac{n}{n'} \right)^2; \quad (5.32)$$

$$\frac{N_m}{N_n} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 = \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \quad (5.33)$$

Формули гідродинамічної подібності (5.31) – (5.33) мають дуже велике практичне значення, тому що дозволяють створити серії однотипних насосів, що відрізняються один від одного по подачі та напору, змінювати подачу та напір насосу шляхом зміни частоти обертання валу робочого колеса насосу, вивести критерій, названий критерієм швидкохідності, який дозволяє порівнювати різні типи коліс відцентрових і осьових насосів, що виконуються для різних подач і напорів.

Коефіцієнтом швидкохідності n_s називається частота обертання валу робочого колеса такого еталонного насосу, геометрично подібного даному, але з розмірами, що забезпечують подачу $Q_e = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ та напір $H_e = 1 \text{ м}$.

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (5.34)$$

де Q – подача насосу, $\text{м}^3/\text{с}$;

n – частота обертання валу робочого колеса насосу, $\text{об}/\text{хв}$;

H – напір насосу, м .

Коефіцієнт швидкохідності є дуже важливим універсальним показником, оскільки він одночасно враховує три технічні показники насосу: напір, подачу і частоту обертання. Завдяки цьому коефіцієнт швидкохідності досить повно характеризує тип насосу. Величина коефіцієнта швидкохідності n_s визначає форму робочого колеса. Великий напір, що розвивається тихохідним відцентровим насосом ($n_s = 60$), створюється за рахунок збільшення діаметра колеса на виході D_2 та малого діаметра на вході колеса D_0 (великого значення відношення D_2/D_0). Рух рідини відбувається в площині перпендикулярній до осі обертання колеса. Зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності відношення D_2/D_0 зменшується (лопатки коротшають), а відносна ширина колеса b_2/D_2 зростає. Рух рідини виходить із площини обертання (90°) і відхиляється до осі. За максимальних значень n_s отримуємо течію уздовж осі обертання колеса – осьове колесо. За коефіцієнтом швидкохідності n_s лопатеві насоси поділяються на такі різновиди: тихохідні ($n_s = 60$), нормальні ($n_s = 70 - 150$), швидкохідні ($n_s = 150 - 350$), діагональні ($n_s = 350 - 600$) та осьові ($n_s = 600 - 1200$). На рис. 5.34 наведено ескізи робочих коліс для зазначених вище різновидів.

Існує два основних підходи до регулювання роботи динамічних насосів – зміна характеристики мережі (дроселювання засувкою, перепуск частини рідини з напірного трубопроводу у всмоктувальний, байпасування) та зміна характеристики насосу (зміна частоти обертання валу робочого колеса, обточування робочого колеса насосу, зміна кута нахилу лопатей, впуск повітря у всмоктувальний патрубок насосу, використання спільної послідовної або паралельної роботи насосів на мережу).

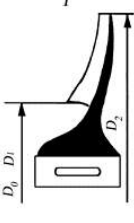
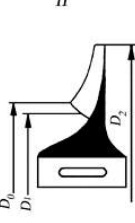


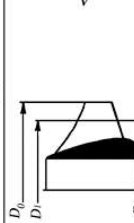
ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ			Діагональне колесо	Вісьове колесо
Тихохідне колесо	Нормальне колесо	Швидкохідне колесо		
I	II	III	IV	V
				
$n_s = 60$ $D_2/D_0 = 3$ $B_2 = 1$	$n_s = 70...150$ $D_2/D_0 = 2$ $B_2 = 1,39$	$n_s = 150...300$ $D_2/D_0 = 1,5...1,2$ $B_2 = 2,18$	$n_s = 350...600$ $D_2/D_0 = 1,1...1,2$ $B_2 = 2,21$	$n_s = 600...1200$ $D_2/D_0 = 0,8$

Рисунок 5.34 – Класифікація насосів залежно від їх коефіцієнта швидкохідності

Регулюють роботу насосу на мережу зміною характеристики мережі. Аналіз характеристики мережі (5.30) дозволяє зробити висновок, що для зміни положення характеристики мережі необхідно змінити величину статичного напору H_{cm} , або величину втрат напору в мережі $\Sigma h_{ам}$. – Зміна величини статичного напору (зміна геометричного напору насосу або тисків у приймальному та напірному резервуарах) призводить до зміни положення вершини параболи PC у точці C , а збільшення втрат напору в мережі – до збільшення крутості характеристики мережі та переміщення робочої точки насосу A за характеристикою насосу вліво, наприклад, у точці B (рис. 5.32).

Насправді найчастіше використовуються способи впливу на положення характеристики мережі зміною (збільшенням) опору мережі. Зазвичай домогтися зниження подачі насосу на мережу вдається за рахунок витрат деякої частини енергії насосу на подолання цих додаткових опорів. ККД насосної установки знижується, що визначає неекономічність цих методів регулювання.

Засувка для регулювання роботи насосу розміщується на напірному трубопроводі. Регулювання подачі насосної установки засувкою на лінії всмоктування не допускається внаслідок погіршення кавітаційних характеристик насосу. Запірна арматура на всмоктувальній лінії насосу використовується виключно для відключення насосу, наприклад для ремонту, і зазвичай встановлюється в тому випадку, якщо тиск у приймальному резервуарі відрізняється від атмосферного. Засувка на напірній лінії, крім здійснення регулювання роботи насосу, служить для відключення насосу від мережі в момент його запуску та зупинки насосу на ремонт.

Спосіб регулювання подачі засувкою на напірній лінії насосу заснований на збільшенні її опору. Розглянемо параметри регулювання (рис. 5.35). На цьому рисунку характеристика насосу $Q-H$, а крива CA – характеристика мережі (трубопроводу). Робочі точки A відповідає подача Q_A , а за технологічними умовами напірний трубопровід слід подавати рідину з витратою Q_B , меншою витрати Q_A

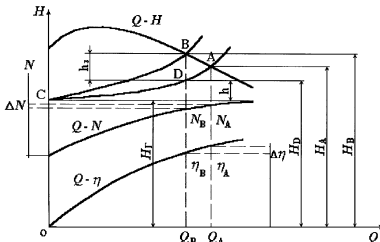


Рисунок 5.35 – Регулювання роботи відцентрового насоса засувкою

рівнянням (5.30) будують нове положення характеристики мережі CB . Чим вище ступінь закриття засувки, тим більше втрати напору (опір) у ній і тим крутіше буде розташована характеристика мережі. Необхідно мати на увазі, що ступінь закриття засувки i , отже, опір h_3 (втрати напору), що створюється нею, повинні відповідати втратам напору в мережі h для подачі насосу Q_B .

Якщо потрібно зменшити подачу рідини в напірний трубопровід, то частина її перепускається обвідним трубопроводом (байпасною лінією) у всмоктувальний трубопровід (рис. 5.36).

Для зменшення подачі рідини напірний трубопровід від Q_1 до Q_2 по перепускній лінії рідина з витратою q_n направляється з напірного трубопроводу у всмоктуючий. Регулювання перепуском здійснюється за допомогою засувок, встановлених на напірній та байпасній лініях. Загальна подача насосу (витрата точки a) збільшується до значення Q_a , а подача в мережу (від точки b) зменшується до величини Q_b . За рахунок зменшення витрати рідини в мережі її характеристика зміниться – стане легшою (крива C_2 в порівнянні з кривою C_1 на рис. 5.36).

Для зменшення подачі насосу закривають засувку на напірному трубопроводі. Щоб наочно уявити режим роботи насосу з прикритою засувкою, збудуємо нову характеристику мережі CB . Для цього з точки B проведемо пряму, паралельну до осі ординат. Вона перетне характеристику мережі в точці D і характеристику насосу в точці B . Різниця ординат цих точок h_3 є зайвим напором, який необхідно «погасити» опором засувки. Опір мережі стане рівним $\Sigma h_{ам} + h_3$.

Обчислюючи нове значення коефіцієнта пропорційності b з виразу $\Sigma h_{ам} + h_3 = bQ_2$, яке визначається новими умовами експлуатації, за

визначається новими умовами експлуатації, за

визначається новими умовами експлуатації, за

визначається новими умовами експлуатації, за

Напір, що розвивається насосом, зменшиться до величини H_2 , а потужність зменшиться з величини N_1 до N_2 .

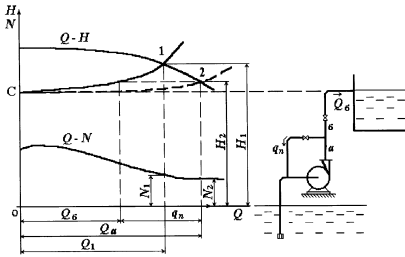


Рисунок 5.36 – Регулювання роботи насоса перепусканням рідини

Зазначений спосіб регулювання економічний для насосів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s > 300$ і для вихрових насосів, у яких зі збільшенням подачі потужність зменшується. У відцентрових насосах з меншим коефіцієнтом швидкохідності регулювання подачі перепуском приведе до збільшення потужності насоса і може викликати перевантаження електродвигуна. Крім того, з застосуванням цього способу регулювання, ускладнюється система, збільшується кількість арматури і габаритні розміри установки. Регулювання роботи насоса перепуском рідини з напірної у всмоктувальну лінію часто використовується в дослідницьких установках,

що є замкнутим контуром. На байпасній лінії може бути встановлений холодильник, що відводить теплоту дисипації механічної енергії та забезпечує підтримку заданого температурного режиму.

Регулювання роботи насоса на мережу зміною характеристики насоса. Способи регулювання роботи насоса зміною положення характеристики мережі дозволяють зменшити подачу рідини в напірний трубопровід. Однак на практиці часто виникає необхідність її збільшення, тобто зміщення робочої точки насоса вправо. Це може бути досягнуто зміною положення характеристики насоса. Крім того, спосіб регулювання роботи насоса на мережу зміною характеристикою насоса, є більш економічним, а також дозволяє також зменшувати подачу насоса.

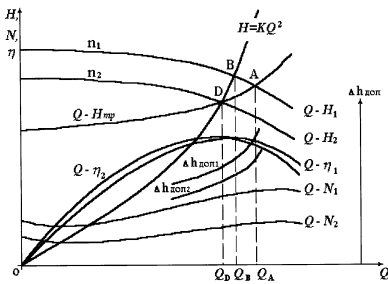


Рисунок 5.37 – Регулювання роботи насоса зміною частоти обертання валу робочого колеса

Для порівняння різних способів регулювання будемо припускати, що для частоти обертання валу робочого колеса насоса n_1 характеристика насоса $Q-H_1$ і трубопроводу $Q-H_{TP}$ перетинаються в точці A з подачею Q_A , а необхідна подача Q_D має бути меншою (тобто робочу точку насоса необхідно змішувати вліво (рис. 5.37).

За умови незмінного положення характеристики трубопроводу для зміщення робочої точки A за характеристикою трубопроводу $Q-H_{TP}$ вліво необхідно перемістити характеристику насоса $Q-H_1$ вниз, зменшивши частоту обертання валу насоса до n_2 . Зміна частоти обертання валу робочого колеса насоса призводить до зміни режиму роботи насоса. Оскільки геометрія робочого колеса залишається

незмінною, то режими роботи робочого колеса для частот обертання n_1 і n_2 подібні, а для розрахунку потрібної частоти обертання валу робочого колеса насоса n_2 та побудови характеристик насоса, що відповідають цій частоті, використовуються закони пропорційності

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_2}} = \frac{\sqrt[3]{N_1}}{\sqrt[3]{N_2}} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (5.35)$$

де індекс 1 відноситься до параметрів роботи насоса за частоти обертання валу робочого колеса n_1 ; індекс 2 – параметри роботи насоса за частоти обертання n_2 . По абсциси

QD , що відповідає заданій подачі, визначають точку D на характеристиці мережі $Q-H_{np}$. Очевидно, що через цю точку D повинна пройти нова напірна характеристика насосу $Q-H_2$ для нової частоти обертання валу робочого колеса n_2 . Для визначення n_2 будують криву подібних режимів, рівняння якої випливає з формули (5.35),

$$H = KQ^2, \quad (5.36)$$

де K – постійний коефіцієнт, що визначається з рівняння (5.36) за координатами точки D (Q – задана подача, H_D – необхідний напір насосу, який визначається гідравлічним розрахунком насосної установки). Крива подібних режимів (квадратична парабола) виходить із початку координат, проходить через точку D і перетинає характеристику насосу в точці B . Оскільки крива подібних режимів є геометричним місцем точок подібних режимів, то координати (абсциси) точок B і D використовуються для визначення необхідного числа обертів валу робочого колеса насосу (5.35)

$$n_2 = n_1 \frac{Q_D}{Q_B}. \quad (5.37)$$

Спосіб регулювання роботи насосу зміною частоти обертання валу робочого колеса є найбільш економічним. Таке регулювання здійснюється за допомогою гідромuft, електромагнітних муфт, електродвигунів із змінним числом оборотів (постійного струму, з включенням опору в ланцюг ротора асинхронного двигуна з фазовим ротором) та іншими способами.

У тому випадку, коли потрібно зменшити подачу насосу без зміни частоти обертання валу робочого колеса насосу або без використання засувки на напірній лінії (у зв'язку з різким зменшенням ККД установки) застосовують обточування робочого колеса по зовнішньому діаметру, не вдаючись до зміни інших розмірів насосу. Після обточування зовнішнього діаметра робочого колеса насосу (зменшення D_2) зменшуються окружна швидкість u_2 та площа живого перерізу потоку на виході з робочого колеса F , що веде до зменшення напору (формула 5.17) та подачі (формула 5.21) насосу. Після обточування робочого колеса його подача змінюється пропорційно до зовнішнього діаметра, а напір до квадрата зовнішнього діаметра, тобто.

$$\frac{Q}{Q_{об}} = \frac{D_2}{D_{2об}} \quad \text{або} \quad Q_{об} = Q \frac{D_{2об}}{D_2}; \quad (5.38)$$

$$\frac{H}{H_{об}} = \left(\frac{D_2}{D_{2об}} \right)^2 \quad \text{або} \quad H_{об} = H \left(\frac{D_{2об}}{D_2} \right)^2. \quad (5.39)$$

Отже, після обточування колеса крива характеристики насосу знижується і для деякого значення $D_{об}$ пройде через задану режимну точку. Дослідження показують також, що для режимів, що задовольняють рівняння (5.38) і (5.39), ККД насосу мало змінюється, якщо обточування колеса знаходиться в межах, зазначених нижче.

Коефіцієнт швидкохідності, n_s	60	120	200	300	350	>350
Ступінь обточування $0,5(D_2 - D_{2об})$	0,20	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00 обточування не допускається

Впуск повітря у всмоктувальний патрубок насосу погіршує кавітаційні характеристики насосу, тому використання цього способу можливо тоді, коли фактична висота всмоктування

для даного насосу значно менша допустимої, а впуск повітря не призводить до виникнення кавітації (рис 5.38).

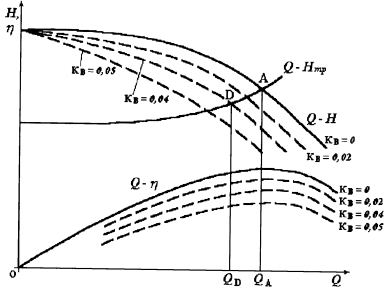


Рисунок 5.38 – Регулювання роботи насоса шляхом впуску повітря у всмоктувальний патрубок

Під час впуску повітря характеристика $Q-H$ насоса ніби зміщується вниз, і тому можна підібрати режим роботи насосу, що відповідає умовам подачі заданої витрати Q_D (крива $Q-H$, що проходить через режим D на рис. 5.38). В процесі впуску повітря ККД установки знижується тим більше, чим більше повітря випускається у насос, тобто чим більше число K_c – відношення об'єму повітря до об'єму води. Цей спосіб регулювання, як правило, економічніший, ніж регулювання напірної засувкою. Істотним недоліком регулювання шляхом впуску повітря є зниження терміну служби робочих коліс під дією кавітаційних явищ у насосі.

Послідовне включення в одну систему відцентрових насосів. Для побудови сумарної

характеристики послідовно працюючих насосів необхідно скласти ординати характеристик $Q-H$ цих насосів для однієї і тій же подачі, тому що напір, що розвивається послідовно працюючими насосами, дорівнює сумі напорів, що розвивається кожним з цих насосів. У разі послідовної роботи двох насосів з однаковими характеристиками (за даної подачі) напори подвоюються

На рис. 5.39 зображено сумарну характеристику двох однакових насосів за умови їх послідовної роботи для випадку, коли кожен з них не може підняти рілину, що перекачується, на задану висоту (оскільки $H_T > H_0$). Характеристика спільної роботи двох насосів (крива PC) отримана шляхом подвоєння ординат характеристики кожного насосу (крива DB), наприклад, ординати H_0 у точці b для подачі Q_0 . Робоча точка послідовно включених насосів (точка A на рис. 5.39) лежить на перетині кривої спільної роботи насосів PC з характеристикою системи $Q-H_{mp}$

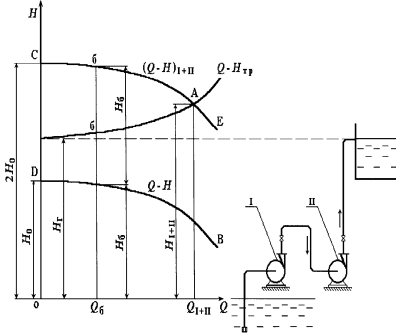


Рисунок 5.39 – Характеристика послідовної роботи двох однакових насосів коли $H_T > H_0$

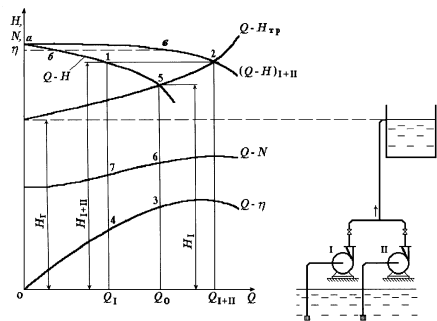


Рисунок 5.40 – Характеристика паралельної роботи двох однакових насосів

Паралельною називають одночасну роботу кількох насосів, приєднаних патрубками до загальної системи. Для того щоб побудувати сумарну характеристику двох насосів з однаковими характеристиками за умови їхньої паралельної роботи, необхідно подвоїти абсциси кривої $Q-H$ одного насосу для однакових ординат (напорів) (рис. 5.40).

Наприклад, знаходження точки a сумарної характеристики $(Q-H)_{I+II}$ необхідно подвоїти

відрізок ab . Отже, відрізок $av = 2ab$. Таким чином знаходять інші точки сумарної характеристики. Для визначення режиму спільної роботи насосів характеристику мережі $Q-H_{TP}$ необхідно побудувати так само, як під час роботи одного насосу. Робоча точка 2 у цьому випадку перебуватиме на перетині сумарної характеристики насосів з характеристикою системи.

Загальна подача у випадку паралельної роботи двох насосів характеризується абсцисою точки 2 і дорівнює Q_{I+II} , напір відповідає ординаті точки 2, що дорівнює H_{I+II} або H_I . Щоб встановити, в якому режимі працює кожен з насосів, необхідно провести з точки лінію 2 паралельну осі абсцис. Абсциса, що відповідає точці перетину цієї лінії з кривою $Q-H$ насосу (точка 7), визначить витрату, а ордината – напір H_I кожного з паралельно працюючих насосів. Отже, напір, що розвивається кожним насосом, дорівнює напору, що розвивається двома насосами за умови їхньої паралельної роботи, а подача кожного насосу дорівнює половині сумарної подачі двох насосів. Якби в цю систему рідину подавав лише один насос, то режим його роботи характеризувався б напором і подачею в точці 5, а його подача Q_0 була б більшою, ніж у випадку паралельної роботи з другим насосом.

Таким чином, сумарна подача насосів, що працюють паралельно в загальній системі, менша, ніж сума подачі цих насосів під час їхньої роздільної роботи. Це відбувається через те, що після збільшення загальної витрати рідини, що подається в систему, зростають втрати напору, а отже, збільшується і напір, необхідний для подачі даної витрати, що спричиняє зменшення подачі кожного насосу. ККД кожного з паралельно працюючих насосів характеризується його ККД у точці 4 на перетині кривої $Q-\eta$ з перпендикуляром, опущеним з точки 1. Як видно з рис. 5.40 ККД кожного з паралельно працюючих насосів також відрізняється від ККД насосу за умови роздільної роботи, який характеризується ККД у точці 3 на кривій $Q-\eta$. Потужність кожного з паралельно працюючих насосів характеризується потужністю в точці 7 на кривій $Q-N$, тоді як потужність насосу, що працює окремо, визначається потужністю в точці 6.

Регулювання роботи об'ємних насосів на мережу. Особливості роботи на мережу насосів об'ємного типу визначаються властивостями робочих характеристик. Для об'ємних насосів робоча характеристика є жорсткою, тобто подача не залежить (або мало залежить) від напору, що розвивається. Щодо об'ємних насосів робоча характеристика виражається залежністю $P = f(Q)$ або $(P-Q)$, де тиск насосу P пов'язаний з його напором співвідношенням

$$P = \rho g H . \quad (5.40)$$

Перетин характеристик насосу $P-Q$ та мережі P_m-Q визначає робочу точку насосу A , абсциса якої дорівнює подачі насосу на мережу Q_A (рис. 5.41). Регулювання подачі зміною характеристики мережі практично досягається дроселем у лінії напірної мережі. Як результат отримують сімейство характеристик P_m-Q та відповідні ним робочі точки $A1, A2...$

Через жорсткість напірної характеристики $P-Q$ насосу подача змінюється мало, а тиск – значно. Повне закриття дроселя на виході з об'ємного насосу може спричинити аварію, якщо не передбачити спеціальних запобіжних пристроїв. Зазвичай спосіб регулювання подачі об'ємних насосів дроселюванням (зміною характеристики мережі) не використовується. Подача об'ємних насосів різного типу виражається формулою

$$Q = q n \eta_0 , \quad (5.41)$$

де q – робочий об'єм насосу (сума змін об'ємів робочих камер насосу за оборот), m^3 ;
 n – частота обертання валу насосу (для колінчастого валу – число подвійних ходів поршня), s^{-1} ;
 η_0 – об'ємний ККД насосу.

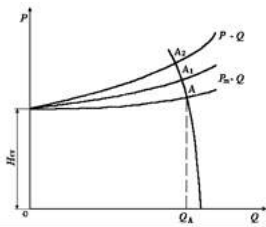


Рисунок 5.41 – Регулювання роботи об'ємного насоса зміною характеристики мережі

Регулювання подачі зміною характеристики насоса, яке впливає із рівняння (5.41), можливе зміною n , q та η_0 . Після зміни частоти обертання насоса його характеристика зміщується паралельно до основної, що відповідає паспортному значенню n . Зі зменшенням частоти обертання до n_1 характеристика насоса зміщується вліво, а після збільшення до n_2 – вправо (рис. 5.42). Перетин характеристики мережі (гідросистеми) з характеристикою насосу визначає робочу точку насоса A (A_1, A_2) з подачею Q (Q_1, Q_2).

Зміна об'ємного ККД η_0 досягається так званими регульованими витоками. Об'ємний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_0 = \frac{Q_m - \Delta Q_n - \Delta Q_p}{Q_m}, \quad (5.42)$$

де Q_m – теоретична подача насосу;

ΔQ_n – витік в насосі;

ΔQ_p – регульовані витоки.

Витік ΔQ_p змінюють дроселем, через що цей спосіб регулювання отримав назву дросельне регулювання. Дросельне регулювання (рис. 5.43) насосу здійснюють підключенням до його напірного патрубку зливної лінії 1, на якій встановлюють регульований дросель 2. Змінюючи дроселем витік ΔQ_p отримують сімейство напірних характеристик $P=f(Q)$ насосу і відповідні їм робочі точки A_1, A_2, A_3, \dots (рис. 5.43).

Спосіб регулювання подачі насосу перепуском внаслідок своєї простоти нерідко застосовують у насосах малої потужності, зокрема в підживлювальних насосах (рис. 5.44). Підживлювальним насосом 1 рідина подається в основний насос 3 через дросель 2. Переливним клапаном 4 регульовані витоки ΔQ_p скидаються в приймальний бак, а в основний насос подається рідина

$$Q_p = Q - \Delta Q_p, \quad (5.43)$$

де Q – подача підживлювального насосу.

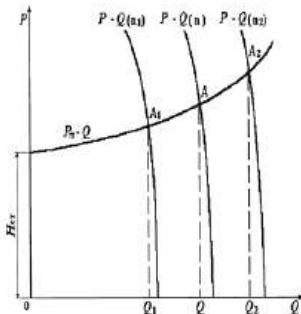


Рисунок 5.42 – Регулювання роботи об'ємного насоса зміною частоти обертання

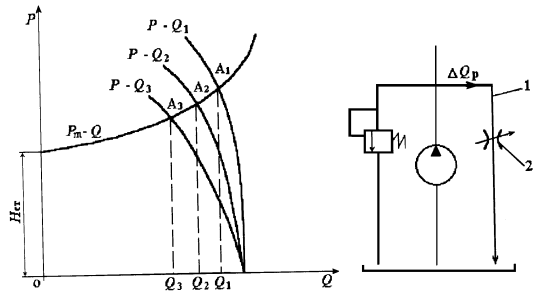
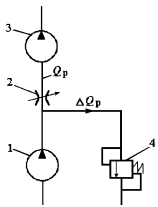


Рисунок 5.43 – Дросельне регулювання подачі об'ємного насосу (регулювання перепуском)

Якщо подача Q_p буде недостатня для повного заповнення робочих камер основного насоса, останній «голодує». Регулювання роботи об'ємних насосів «штучним голодуванням» використовується практично рідко, так як «голодування» сприяє виникненню кавітації.

Регулювання подачі об'ємного насоса зміною робочого об'єму q можна проводити

зміною числа рядів циліндрів у насосі, числа циліндрів в одному ряду, кратності дії, діаметра поршнів або ходу поршня. Однак на практиці виняткового поширення набув спосіб регулювання за рахунок зміни ходу поршня. У цьому випадку виходить плавне, безступінчасте регулювання подачі, але досягається ускладненням конструкції насосу



- 1 – підживлювальний насос; 2 – дросель;
- 3 – основний насос;
- 4 – клапан

Рисунок 5.44 – Регулювання роботи об'ємного насоса «штучним голодуванням»

У регульованих радіально-поршневих насосів хід поршня регулюється зміною ексцентриситету, а у аксіально-поршневих – зміною кута нахилу диска або циліндрового блоку (ротора). Змінюючи величину та знак ексцентриситету, можна змінювати подачу та напрямком потоку рідини. Ступінь зміни подачі характеризується параметром регулювання.

$$U_q = q / q_{max} , \quad (5.44)$$

де q_{max} – максимальний робочий об'єм насосу;
 q – робочий об'єм відрегульованого насосу.

На рис. 5.45 показані напірні характеристики за різних параметрів регулювання з робочими режимами A_1, A_2, A_3 . До основних переваг об'ємного регулювання відносяться широкий діапазон плавного регулювання та економічність.

Спільна робота об'ємного та відцентрового насосів.

Насправді трапляються випадки спільної роботи об'ємного і відцентрового насосів, включених паралельно. Цей випадок подано на рис. 5.46. Криві 1 та 2 є характеристиками об'ємного та відцентрового насосів, крива 3 – характеристикою трубопроводу.

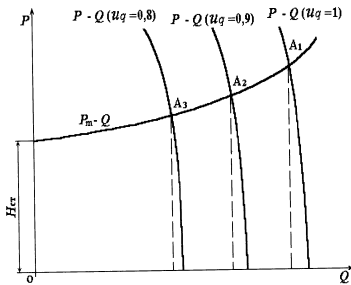


Рисунок 5.45 – Регулювання подачі об'ємного насосу зміною робочого об'єму

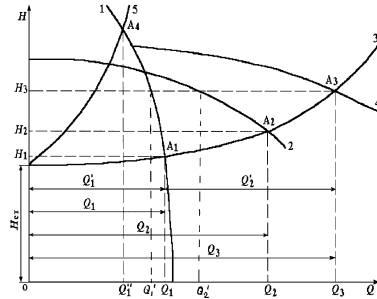


Рисунок 5.46 – Паралельна робота поршневого та відцентрового насосів

За умови індивідуальної роботи об'ємного насосу на трубопровід робочою точкою буде A_1 , а відцентрового – точка A_2 . Сумарна характеристика 4 паралельно працюючих насосів виходить додаванням відповідних абсцис характеристик 1 і 2. Робоча точка A_3 показує, що повна подача Q_3 обох насосів дорівнює сумі подач відцентрового та об'ємного насосів з напором H_3 .

Якщо характеристикою трубопроводу є крива 5, то паралельна робота обох насосів не можлива, тому що сумарна характеристика 4 не перетинається з характеристикою 5. У цьому випадку працюватиме тільки об'ємний насос (робоча точка A_4 на рис. 5.46) а відцентровий насос буде відключений від мережі зворотним клапаном та перейде на режим холостого ходу. Якщо вимкнути об'ємний насос, то робочою точкою відцентрового насосу для роботи на трубопровід з характеристикою 3 буде A_2 , а його подача Q_2 буде більшою.

Розгляд кривих на рис. 5.46 дозволяє зробити такі висновки:

1) підключення відцентрового насосу до магістралі паралельно до об'ємного насосу збільшує витрату;

2) чим крутіше піднімається характеристика трубопроводу, тим менше доповнення до витрати дає підключення відцентрового насосу, і навпаки.

Під час пуску об'ємних і відцентрових насосів у паралельну роботу рекомендується приєднувати відцентровий насос до об'ємного, що вже працює з поступовим відкриванням напірної засувки, оскільки приєднання об'ємного насосу до відцентрового викликає різку зміну подачі останнього, що призводить до гідравлічного удару.

5.2. Вентиляційні установки

Для переміщення потоків повітря та промислових газів за умови невеликого ступеня стиснення ($P/P_0 = 1,1$) у харчовій промисловості використовуються вентиляційні установки. Їх застосовують у системах вентиляції та кондиціонування повітря виробничих приміщень, вони є невід'ємною частиною багатьох технологічних процесів (вирощування мікроорганізмів, охолодження готової продукції, сушіння тощо), забезпечують оптимальне протікання процесів горіння.

До складу вентиляційної установки входять вентилятор з приводним двигуном та допоміжним комплектуючим обладнанням (шиберами на всмоктувальному та напірному патрубку, вимірювальною апаратурою, пусковими пристроями двигуна тощо) та повітропроводи. До складу вентиляційної установки іноді можуть бути віднесені і апарати, що вклучені в повітропроводи (фільтри, калорифери, циклони, скрубери і т.п.).

У системах вентиляції та кондиціонування повітря використовується велика кількість повітропроводів та фасонних частин з різних матеріалів. Залежно від матеріалів, з яких вони виготовляються, повітропроводи поділяються на металеві, металопластикові та неметалеві.

Металеві повітропроводи виготовляються з тонколистових (товщина листа 0,5 – 3,9 мм) матеріалів:

- покрівельна чорна, покрівельна оцинкована, декапірована сталь;
- листи з алюмінію та алюмінієвих сплавів;
- корозійностійка сталь нержавіюча марки 12Х18Н9Т;
- титан марки ВТ-00 чи ВТ1-0;
- металопласт (низьковуглецева сталь з одно або двостороннім покриттям з полівінілхлоридної плівки товщиною 0,3 мм).

За способом з'єднання листового матеріалу, з якого виготовляють металеві повітропроводи, вони діляться на фальцеві та зварні. Металопластикові повітропроводи виготовляються з листових панелей, що є шаром жорсткого спіненого пластику товщиною 20 мм, прокладеного між двома шарами термообробленого гофрованого алюмінію товщиною 80 мкм. Металопластикові повітропроводи мають високу міцність, мають невелику масу і гладку поверхню, не вимагають додаткової ізоляції. Для виготовлення повітропроводів та їх монтажу використовуються інші матеріали: вінілпласт поліетилен, склопластик, тканина зі скляного волокна.

За формою повітропроводи та фасонні частини (відводи на 90° та 45°, переходи з одного розміру на інший та з круглого перерізу на прямокутний, трійники, хрестовини та ін.) можуть бути як круглого, так і прямокутного перерізу. Круглі повітропроводи за однакової площі перерізу створюють менший аеродинамічний опір, ніж прямокутні, міцніші за прямокутні для однакової товщини стінки і однакової площі поперечного перерізу, вимагають для виготовлення на 18 – 20 % менше металу, менш трудомісткі у виготовленні. Перевага прямокутних повітропроводів полягає в тому, що в умовах відкритого прокладання вони краще вписуються в інтер'єр громадських будівель та простіше розміщуються у просторах з обмеженою висотою. Розміри сторін прямокутних повітропроводів регламентуються.

За конструкцією повітропроводи діляться на прямошовні і спіральні (спірально-замкові, спіральні-зварні) і можуть бути гнучкими, напівгнучкими, теплоізованими, а також виконують роль шумоглушника (звукопоглинаючими). Гнучкі повітропроводи круглого

перерізу легкі, не потребують спеціальних поворотів, в результаті чого повітропровід має менше з'єднань, що спрощує монтаж. Однак гнучкі повітропроводи створюють великий аеродинамічний опір, який може виявитися надмірним на протяжній мережі, тому їх часто застосовують як з'єднувальні патрубкі невеликої довжини.

Напівгнучкі гофровані повітропроводи поставляються ланками довжиною 3 м, для зручності транспортування стиснутими до 900 мм. Вони називаються напівгнучкими тому, що після розтягування не підлягають подальшому стисненню. Гофровані повітропроводи виготовляються з багат шарової алюмінієвої ламінованої фольги і плівки з полієфіру. Форму повітропроводів підтримує спіральний дротовий сталевий каркас. Така конструкція робить досить зручним транспортування цих повітропроводів, тому що вони складаються в «гармошку». У розкритому стані повітропроводи можуть монтуватися з поворотом з радіусом вигину, що дорівнює 0,54 – 0,58 діаметра повітропроводу. Вони легкі, досить термостійкі і у разі пожежі не виділяють токсичних речовин та газів.

Окремі деталі вентиляційних систем (труби, фасонні частини, мережове обладнання) повинні бути міцно і щільно з'єднані між собою у певній послідовності. За способом з'єднання повітропроводи діляться на фланцеві, безфланцеві та розтрубні. Фланці виконуються зі листової або кутової сталі. Під час з'єднання металевих фланців між ними прокладають ущільнювальний матеріал (листову гуму пористу, різного типу джгути), після чого їх стягують болтами. Широко використовуються безфланцеві бандажні з'єднання. Розтрубні (телескопічні) з'єднання застосовуються на трубопроводах діаметром до 500 мм і вимагають конусності на кінцях труб.

Класифікація повітряних комунікацій здійснюється також за швидкістю потоку повітря та робочого тиску. За швидкістю повітропроводи поділяють на малошвидкісні (зі швидкістю повітря в каналі, що не перевищує 13 м/с) та високошвидкісні канали (зі значеннями від 13 до 25 м/с). Повітропроводи можуть бути низького тиску зі значеннями до 900 Па; середнього тиску зі значеннями від 900 до 1700 Па та високого тиску зі значеннями від 1700 до 3000 Па.

Повітропроводи, як і трубопроводи, поділяються на прості і складні. Під час розрахунку складні повітропроводи розбивають на ділянки, розрахунок ведуть поетапно від ділянки до ділянки, вважаючи їх простими. Розрахунок мережі повітропроводів у загальному вигляді зводиться до визначення їх геометричних розмірів (перетинів) та втрат тиску.

Аеродинамічний розрахунок повітропроводів виконують за методом допустимих швидкостей, які приймають:

а) у громадських та допоміжних будинках (з умов допустимого рівня у приміщеннях)
– магістральні – до 8 м/с,
– відгалуження – до 5 м/с;

б) у виробничих будівлях (з техніко-економічних міркувань)
– магістральні – до 12 м/с,
– відгалуження – до 6 м/с;

в) у системах аспірації та пневмотранспорту (щоб не осідали механічні домішки)
– на вертикальних ділянках та на ділянках з кутом нахилу до горизонту понад 55° від 10 до 15 м/с,
– на горизонтальних ділянках та на ділянках з кутом нахилу до горизонту менше 55° – від 18 до 25 м/с.

За вибраною швидкістю, з рівняння витрати визначають необхідну площу живого перерізу повітропроводу

$$S = Q / g, \quad (5.45)$$

де Q – об'ємна витрата газу, що протікає по повітропроводу, м³/с;

g – середня швидкість газу, м / с.

З необхідної площі живого перерізу, розраховують діаметр або сторони прямокутника,

що утворюють переріз трубопроводу. Розрахунок втрат тиску (напору) виконують за методикою, викладеною в розділі 3. Абсолютну шорсткість стінок металевих повітропроводів слід приймати рівною 0,1 мм. Під час проектування вентиляційних установок та систем кондиціонування повітря слід пам'ятати, що схема з великими втратами напору не обов'язково найдовша. Коротша ділянка повітропроводу, але з великою кількістю поворотів і змін перерізу може мати суттєво більші втрати тиску, ніж довша, але з меншою кількістю поворотів.

Робочим середовищем, що транспортується по повітропроводах, зазвичай є повітря, яке характеризують такі параметри: густина ρ , кг/м³; температура t , °C; абсолютний тиск P , Па. Ці параметри пов'язані рівнянням стану

$$P = \rho g R T, \quad (5.46)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

R – постійна газова, м/К;

T – абсолютна температура, К.

Під час переміщення повітря та газів з механічними домішками їх густина збільшується залежно від масової концентрації твердих частинок у газовому потоці, яка визначається за виразом $\mu = M_m/M_g$,

де M_m – маса твердих частинок, що переміщуються потоком газу за секунду;

M_g – секундна маса чистого газу суміші.

Густину пилогазової суміші розраховують за формулою

$$\rho_{\text{сум}} = \rho(1 + \mu), \quad (5.47)$$

де ρ – густина чистого газу (повітря), що визначається з формули (5.46).

Класифікація, будова та принципи дії вентиляторів. Вентиляторами називаються машини для переміщення повітря та газів, а також їх сумішей з дрібними твердими частинками. Залежно від тиску вентилятори поділяють на вентилятори низького (до 1 кПа), середнього (від 1 до 3 кПа) і високого (від 3 до 12 кПа) тиску.

Вентилятори низького тиску мають робочі колеса з широкими листовими лопатками, їхня окружна швидкість не перевищує 50 м/с. Вони широко використовуються у вентиляційних санітарно-технічних схемах.

Вентилятори середнього тиску мають робочі колеса з лопатками, загнутими як у напрямку обертання колеса, так і проти цього напрямку, максимальна окружна швидкість робочих коліс досягає 80 м/с. Вони застосовуються у вентиляційних та технологічних установках різного призначення.

Вентилятори високого тиску мають робочі колеса з лопатками, загнутими назад, їхня окружна швидкість більше 80 м/с. Вони застосовуються в технологічних установках, що включають значну кількість апаратів (фільтри, калорифери, циклони, топки, сушильні камери), що мають довгі повітропроводи зі значною кількістю фасонних виробів.

Для створення тиску до 10 кПа і вище використовують вентилятори з вузькими робочими колесами, окружна швидкість обертання яких досягає 200 м/с. Такі вентилятори називають повітродувками та використовують у системах пневмотранспорту, у фільтроочисних установках та ін. До повітродувок відносять також двоступінчасті вентилятори або вентиляторні установки з двома-трьома послідовно працюючими вентиляторами.

Залежно від складу середовища та умов експлуатації вентилятори поділяються:

- на звичайні (загального призначення) для повітря (газів) із температурою до 80 °C;
- термостійкі – для повітря з температурою понад 80 °C;
- корозійностійкі – для корозійних середовищ;
- вибухобезпечні – для вибухонебезпечних середовищ;
- пилові – для запиленого повітря (тверді домішки у кількості понад 100 мг/м³).

Для переміщення повітря, що містить пари або частинки різних агресивних речовин (кислот, лугів), а також газів, що викликають швидку корозію, застосовують корозійностійкі вентилятори, виготовлені з нержавіючих хромованих сталей, сплавів титану, алюмінію, вініпласту або звичайної сталі зі спеціальним покриттям внутрішніх поверхонь або гумою (гумування), або тонким вініпластом.

Для переміщення вибухонебезпечних сумішей застосовують іскрозахищені вентилятори, виготовлені з таких матеріалів, які не утворюють іскри після удару стороннього предмета по робочому колесу вентилятора або випадковому зіткненні колеса, що обертається, з кожухом. Іскрозахищені вентилятори комплектуються вибухозахисними електродвигунами.

За місцем встановлення вентилятори діляться:

- на звичайні, що встановлюються на опори (рамі, фундаменти);
- каналні, що встановлюються безпосередньо у повітропроводі;
- дахові, розміщені на покрівлі.

По компонованні робочих коліс і формою корпусу вентилятори діляться на одноступінчасті, двоступінчні і двохступінчасті. *Одноступінчастий вентилятор* складається з одного робочого колеса та спірального корпусу. *Двосторонній вентилятор* складається з двох робочих коліс звичайного відцентрового вентилятора, що є дзеркальним відображенням одного з іншим, із загальним заднім диском, двох вхідних патрубків та спірального корпусу шириною вдвічі більше ширини одноступеневого вентилятора. Такий вентилятор фактично є двома паралельно працюючими односторонніми відцентровими вентиляторами. Номінальна продуктивність такого вентилятора та споживана потужність вдвічі перевищує відповідні параметри одностороннього вентилятора для того ж діаметра та частоти обертання робочого колеса.

Двоступінчастий вентилятор являє собою два послідовно працюючі відцентрові вентилятори, в яких перехід від першого до другого ступеня здійснений за допомогою радіальних лопаткових направляючих пристроїв. Для тих же габаритних розмірів та частоти обертання робочого колеса у двоступінчастому вентиляторі вдається забезпечити тиск майже вдвічі більше.

Залежно від напрямку обертання робочого колеса вентилятори поділяються на праві та ліві. Вентилятори, у яких колеса обертаються за годинниковою стрілкою, якщо спостерігати з боку приводу, називаються правими, а проти годинникової стрілки – лівими. Положення кожуха за нормальної роботи вентилятора прийнято позначати літерами. Якщо вихідний отвір спрямований вгору, то кожух позначається літерою В, вниз – літерою Н, вправо – П, вліво – Л, вниз вправо – НП, вгору вліво – ВЛ тощо. (рис. 5.47).

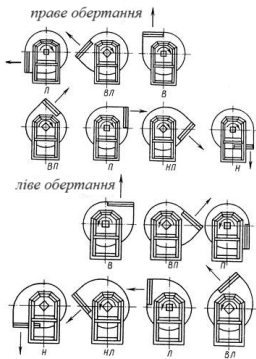


Рисунок 5.47 – Положення кожухів вентиляторів

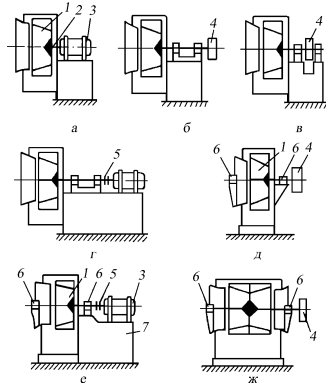


Рисунок 5.48 – Схеми з'єднання вентиляторів з двигунами

За способом приєднання вентилятора 1 до електродвигуна 3 розрізняють посадку колеса вентилятора безпосередньо на вал електродвигуна 2 (рис. 5.48, а), що забезпечує компактність і надійність, а також безшумну і економічну роботу вентилятора; посадку на окремий консольний вал з винесеним шківом 4 або зі шківом між підшипниками (рис. 5.48 б, в), закріпленими на станині, або муфтою 5 (рис. 5.48, з).

Вали вентиляторів найчастіше встановлюються на кульових підшипниках. Колеса на валах насаджені на шпонки та кріпляться стопорними гвинтами. За умови двостороннього всмоктування консольно розташовувати колесо на валу неможливо. В цьому випадку воно розташовується на валу між двома підшипниками 6 (рис. 5.48, д, е, ж), що забезпечує спокійнішу роботу вентилятора. Підшипники кріпляться на кронштейнах. Крім зазначених способів приєднання вентилятора до двигуна, застосовується клинопасова передача.

Для класифікації вентиляторів користуються формулою коефіцієнта швидкохідності

$$n_s = \frac{11,3 n \sqrt{Q}}{(P / \rho g)^{0,75}}, \quad (5.48)$$

де n – частота обертання робочого колеса, об / хв;

Q – подача, м³/с;

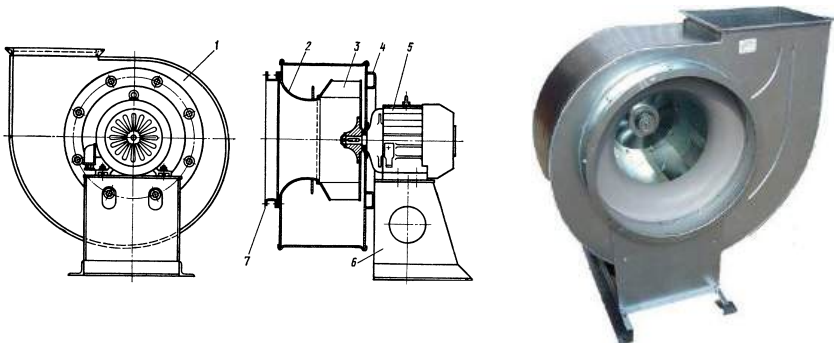
P – статичний тиск, Па;

ρ – густина повітря (газу), кг/м³.

Залежно від коефіцієнта швидкохідності вентилятори поділяються:

- на швидкохідні (осьові) $n_s > 1500$;
- середньої швидкохідності (відцентрові) $n_s = 800 - 1400$;
- тихохідні (відцентрові) $n_s = 500 - 700$;
- зверх тихохідні (відцентрові) $n_s < 500$.

За конструкцією та принципом дії вентилятори діляться на радіальні (відцентрові), осьові (аксіальні) та діаметральні (тангенціальні). За влаштуванням та принципом дії відцентровий вентилятор аналогічний відцентровому насосу (рис. 5.49). Він складається з робочого колеса 3, корпусу 1, колектора 2, електродвигуна 5, рами 6, фланця 7 і кільця 4. Робоче колесо має дванадцять плоских лопаток, приєднаних до переднього конусного диска трьома, а заднього диска чотирма заклепками.



1 – корпус; 2 – колектор; 3 – робоче колесо; 4 – кільце; 5 – електродвигун; 6 – рама; 7 – фланець

Рисунок 5.49 – Вентилятор типу Ц4-70

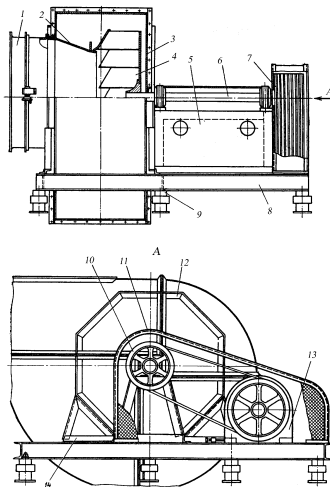
До заднього диска прикріплена на заклепках чавунна втулка, розміри якої вибираються в залежності від діаметра валу електродвигуна. Робоче колесо вентилятора встановлюється безпосередньо на вал електродвигуна. Електродвигуни необхідної потужності підбираються із такою частотою обертання, щоб окружна швидкість робочого колеса не перевищувала 45 м/с. Відцентрове колесо укладено в спіралеподібний корпус 1, який укріплений на рамі 6. Робоче колесо 1 насаджено на вал, що приводиться в обертання електродвигуном 5.

Вентилятори середнього тиску типу Ц4-76 відрізняються від вентиляторів типу Ц4-70 формою лопаток та величиною зазору між лопатками та вхідним колектором. Зміни, внесені до схеми вентилятора типу Ц4-76, дозволили підвищити ККД та покращити інші його параметри. Профільовані лопатки збільшують жорсткість робочих коліс за незначної зміни їхньої маси.

Вентилятор середнього тиску типу Ц4-76 (рис. 5.50) складається з спірального корпусу 3, вхідного колектора 2, робочого колеса 4 з дванадцятьма лопатками крилоподібного профілю, рами 8 зі стійкою 5, ходової частини 6 зі шківом 10, приводу з клинопасовою передачею 7, огорожею 11, регулюючого пристрою 1 віброізоляторів пружинного типу 9.

Вентилятори виготовляються правого та лівого обертання. По відношенню до спірального корпусу вентилятора можливе праве або ліве розташування електродвигуна 13. Регулювання продуктивності вентилятора здійснюється вхідним колектором, встановленим безпосередньо перед отвором. Конструктивною особливістю вентиляторів типу Ц4-76 є те, що установка вихідного отвору корпусу в необхідне положення досягається восьмигранником 12 і клинами 14. Робоче колесо 4 складається з заднього плоского і переднього конічного дисків, лопаток, литої маточини і стрілки, що показує напрям обертання.

Барабанна (рис. 5.51, а) та кільцева (рис. 5.51 б) форми властиві вентиляторам низького тиску з лопатками, загнутими вперед; форми (рис. 5.51, б, в, г) характерні для вентиляторів низького, середнього та високого тиску з лопатками, загнутими назад. Застосування відцентрових вентиляторів із лопатками, загнутими назад, дає економію електроенергії приблизно на 20%.



1 – регулюючий пристрій; 2 – вхідний колектор; 3 – спіральний корпус; 4 – робоче колесо;
5 – стійка; 6 – ходова частина; 7 – клинопасова передача; 8 – рама; 9 – віброізолятори; 10 – шків; 11 – огорожі;
12 – восьмигранник; 13 – електродвигун; 14 – клини

Рисунок 5.50 – Вентилятор типу Ц4-76

Форми конструкцій робочих коліс вентиляторів наведено на рис. 5.51.

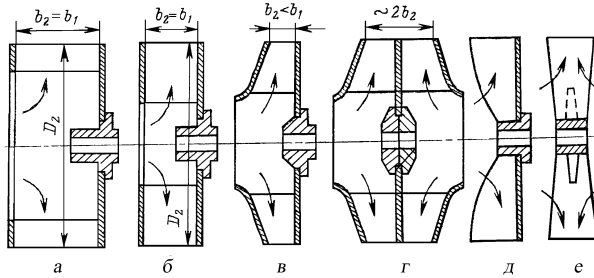


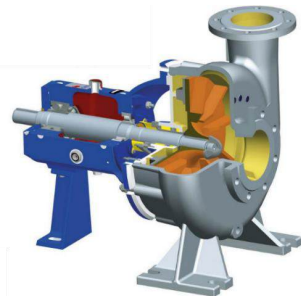
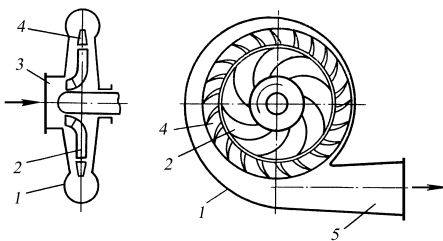
Рисунок 5.51 – Схеми конструкцій робочих коліс відцентрових вентиляторів

Інша вельми важлива перевага цих вентиляторів, полягає в тому, що вони відносно легко переносять перевантаження витрат повітря. Відцентрові вентилятори з лопатками, загнутими вперед, забезпечують одні і ті ж витратні та напірні характеристики, що і вентилятори з лопатками, загнутими назад, за меншого діаметра колеса та нижчої частоти обертання. Таким чином вони можуть досягти необхідного результату, займаючи менше місця і створюючи менший шум.

Найменшу міцність і жорсткість мають колеса барабанної форми (рис. 5.51, а), що допускають окружну швидкість на діаметрі D_2 не більше 40 м/с. Ширина таких коліс не змінюється і становить близько $0,5 D_2$. Колеса кільцевої форми (рис.5.51 б) більш міцні і жорсткі і допускають швидкість u_2 до 60 м/с. Конічний диск (рис. 5.51, в, г) обумовлює велику жорсткість колеса і допустимість високих окружних швидкостей до 80 м/с. Форма (рис 5.51, г) застосовується для коліс великої подачі та знаходить, зокрема, застосування у дутьових вентиляторах та димососах. Відкриті однодискові (рис 5.51, д) та бездискові (рис. 5.51, е) колеса застосовуються в пилових вентиляторах, що служать для переміщення сумішей газів з твердими частинками.

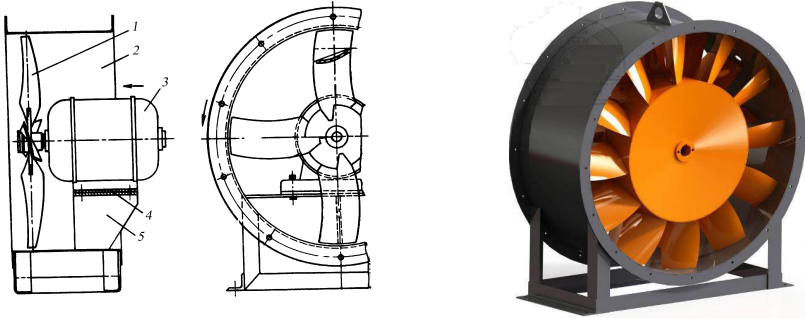
Для забезпечення широких меж продуктивності вентилятори проектують серіями, що складаються з декількох різних за розмірами, але подібних геометрично. Номер вентилятора найчастіше визначають зовнішнім діаметром колеса, вимірним дециметрами. Зовнішні діаметри лопаткових коліс (за зовнішніми кромками лопаток, D_2 , мм) рекомендуються наступні: 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 700, 0, 80, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2500, 2800, 3200, 3600, 4000, 4500, 5000.

Принципова відмінність газодувки (рис. 5.52) від вентилятора полягає в тому, що в ній є так званий напрямний апарат 4, в якому відбувається перетворення кінетичної енергії газу потенційну енергію тиску



1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – всмоктувальний патрубок; 4 – напрямний апарат; 5 – нагнітальний патрубок
Рисунок 5.52 – Схема та загальний вигляд газодувки

Осьовий вентилятор (рис. 5.53) складається із зварного робочого колеса 1 і корпусу 2, до якого приварені стійка та рама із встановленим на ній електродвигуном 3.



1 – робоче колесо; 2 – корпус; колектор; 3 – електродвигун; 4 – прокладка; 5 – рама
Рисунок 5.53 – Осьовий вентилятор

Робоче колесо насаджено на вал електродвигуна та зафіксовано від осьового зміщення гвинтом. Зазор між кінцями лопаток робочого колеса та корпусом регулюється прокладкою. Число лопатей осьових коліс вибирається з наступного ряду: 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 24, 32. Колесо з лопатями обертається в корпусі 2. Воно насажене на вал електродвигуна 3. Потік газу або повітря рухається в осьовому напрямку під впливом енергії, яка створюється в потоці лопатями робочого колеса, що обертаються.

Повітропровід може приєднуватися до корпусу вентилятора з обох боків. У випадку вільного входу повітря у вентилятор до корпусу приєднується гнучкий колектор.

Стельові вентилятори є різновидом осьових.

Діаметральний вентилятор складається з робочого колеса барабанного типу із загнутими вперед лопатками та корпусу, що має патрубков на вході та дифузор на виході. Для діаметральних вентиляторів ґрунтується на дворазовому поперечному проходженні повітря через робоче колесо. Діаметральні вентилятори створюють рівномірний плоский потік повітря великої ширини, їх ККД може досягати 0,7.

Аеродинамічні параметри роботи вентиляторів та їх характеристики. Робота вентиляторів характеризується аеродинамічними параметрами: напором (тиском), подачею, корисною та споживаною потужністю, ККД, частотою обертання робочого колеса, рівнем звукового тиску. Напір вентилятора визначається з урахування, що $z_M = z_0$, а $v_0 = 0$. Так як вентилятор забирає повітря з приміщення або атмосфери, де швидкість v_0 дорівнює нулю, то напір вентилятора

$$H = \frac{P_M - P_0}{\rho g} + \frac{g^2}{2g}, \quad (5.49)$$

де P_0, P_M – тиск всмоктування та нагнітання, Па;

g – швидкість повітря в напірному повітроводі, м/с;

ρ – густина повітря чи газу, кг/м³.

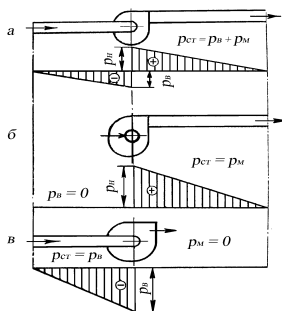
Після множення рівняння (5.49) на ρg , отримаємо (якщо $P_d < P_a$)

$$P = P_M + P_0 + \frac{\rho g^2}{2}, \quad (5.50)$$

де $P_{ст} = P_M + P_в$ – статичний тиск;

$P_{дин} = \rho g^2 / 2$ – динамічний тиск вентилятора.

Статичний тиск відповідає потенційній енергії газу, що переміщується, а динамічний – його кінетичній енергії. Залежно від способу включення вентилятора в повітропроводі можливі три способи використання статичного тиску вентилятора:



а – всмоктуючий та нагнітальний повітропровід;
б – нагнітальний вентилятор;
в – всмоктуючий вентилятор.

Рисунок 5.54 – Способи використання статичного тиску вентилятора

– за наявності всмоктувального та нагнітального повітропроводів (рис. 5.54, а);

– у нагнітальному вентиляторі (рис. 5.54, б);

– у всмоктувальному вентиляторі (рис. 5.54, в).

Максимальні ординати P_M та $P_в$ на рис. 5.54, б і рис. 5.54, дорівнюють сумарній ординаті $P_в + P_M$ на рис. 5.54 а.

Динамічний тиск може становити до 50% повного тиску вентилятора.

На підставі (5.50) вентилятори можна класифікувати за характером та місцем їх встановлення на групи:

– нагнітальні (відсутня всмоктувальна труба, вентилятор засмоктує повітря прямо з атмосфери, $P_в = 0$);

– всмоктувальні або витяжні (ексгаустери) (відсутня нагнітальна труба або дуже коротка порівняно з всмоктувальною трубою, $P_M = 0$);

– безнапірні (осьові) (відсутня всмоктувальна та напірна труба, $P_в = 0$, $P_M = 0$, тобто статичний тиск відсутній і вентилятор створює динамічний тиск, а потужність витрачається виключно на переміщення повітря).

Теоретичний напір відцентрового вентилятора визначається за рівнянням Ейлера. Вводчи коефіцієнт закручування потоку отримаємо наступне рівняння для теоретичного напору вентилятора:

$$H = \mu_2 u_2 / g , \quad (5.51)$$

де u_2 – окружна швидкість обертання кінця лопатей відцентрового колеса, м/с.

Коефіцієнт закрутки змінюється в межах $\mu_2 = 0,5 \dots 1,6$

Об'ємна кількість повітря, що всмоктується вентилятором в одиницю часу, називається подачею та виражається у $\text{м}^3/\text{с}$ ($\text{м}^3/\text{хв}$, $\text{м}^3/\text{год}$). Кількість повітря Q_d , що дійсно подається вентилятором, менше чим всмоктується на величину витоків через зазори і нещільності. Відношення $\eta = Q_o / Q$ називається коефіцієнтом подачі або об'ємним ККД.

Відцентрові вентилятори мають подачу до $6000 \text{ м}^3/\text{хв}$ та частоту обертання відцентрового колеса від 300 до 3000 об/хв. Осьові вентилятори здатні подавати до $10000 \text{ м}^3/\text{хв}$ газу або повітря та мають частоту обертання колеса від 750 до 10000 об/хв. Корисна потужність вентилятора визначається за формулою (5.23), а споживана – за (5.24).

Для відцентрових вентиляторів, у яких потужність різко зростає навіть під час незначного збільшення продуктивності, (5.24) вводиться коефіцієнт запасу потужності $K = 1,10 - 1,50$, для осьових вентиляторів, у яких потужність меншою мірою залежить від зміни подачі, $K = 1,05 - 1,20$.

Тоді

$$N_e = k \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_n} . \quad (5.52)$$

Повний ККД вентиляторів $\eta = 0,5 - 0,7$.

Більш точно корисна потужність N_k , що віддається вентилятором потоку, в припущенні ідеального ізоентропійного процесу, визначається за формулою

$$N_k = \frac{k}{k-1} P_B Q \left[\left(\frac{P_M}{P_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (5.53)$$

де k – показник адіабати (для повітря $k = 1,4$).

До параметрів роботи вентилятора відноситься і безрозмірний коефіцієнт швидкохідності n_s , який визначається за формулою (5.48). Для порівняння вентиляторів різного типу та вибору типу вентилятора, що забезпечує задані подачу та тиск, поряд з коефіцієнтом швидкохідності n_s , дуже зручний параметр габаритності:

$$D_s = D \frac{\sqrt[4]{P}}{\sqrt{Q}}, \quad (5.54)$$

де D – діаметр робочого колеса вентилятора, м;

P – повний тиск, створюваний вентилятором, кг/м²;

Q – подача, м³/с.

Сукупність залежностей повного P і статичного P_{cm} тисків, створюваних вентилятором, споживаної ним потужності, повного ККД вентилятора від подачі для певної частоти обертання та постійної густини повітря називають індивідуальною аеродинамічною характеристикою вентилятора, яка визначається в результаті аеродинамічних випробувань.

Режим роботи вентилятора, що відповідає максимальному значенню повного ККД η_{max} , називають номінальним. Робочою ділянкою (зоною) характеристики вентилятора називають ту її частину, на яку величина повного ККД $\eta \geq 0,9 \eta_{max}$.

У каталогах зазвичай наводять не всю характеристику даного типорозміру вентилятора, а лише її робочу ділянку, що відповідає ефективній роботі вентилятора. Кожен типорозмір вентилятора може бути використаний на різних частотах обертання робочого колеса, що досягається установкою різних двигунів за умови їх безпосереднього з'єднання з робочим колесом або використання шківів і редукторів. В каталогах дають серію характеристик вентиляторів за їх різної частоти обертання, а на осях координат використовують логарифмічний масштаб. Такі зведені діаграми дуже зручні для вибору розміру та частоти обертання вентилятора, що забезпечує задані значення продуктивності та повного тиску.

Робота вентиляторів завжди супроводжується шумом. Розрізняють шум двох категорій: аеродинамічний, що виникає внаслідок впливу окремих елементів вентилятора на повітря, що стикається з ним, і механічний, що виникає внаслідок вібрації двигуна і вентилятора.

Характеристика мережі. Робоча точка. Вибір вентиляторів. Вентилятори працюють зазвичай у системі повітропроводів різної протяжності, що називається мережею. Рівняння характеристики мережі, по якій транспортується газ за допомогою вентилятора, аналогічно такому ж рівнянню для відцентрового насоса (5.30) і виражає залежність між витратою газу, що проходить по повітропроводу, і втратою тиску в мережі

$$\Delta P = P_{cm} + \alpha Q^2, \quad (5.55)$$

де P_{cm} – гідростатичний тиск, обумовлений підйомною силою, що виникає внаслідок різниці густини газу і повітря, що перекачується $\Delta P_{nod} = (\rho_2 - \rho_e) z g$, і різниці тисків в об'ємах всмоктування і нагнітання $\Delta P_{oon} = p_2 - p_1$. У випадку перекачування атмосферного повітря $\Delta P_{oon} = 0$ та $\Delta P_{nod} = 0$.

Характеристика мережі набуває вигляду

$$\Delta P = bQ^2 \quad (5.56)$$

і має форму параболі.

Тиск, що розвивається вентилятором, витрачається виключно на подолання опорів мережі, крива характеристики мережі (5.56) проходимо через початок координат (рис. 5.55, а). Після накладання характеристики мережі 1 на побудовану в тому ж масштабі характеристику вентилятора 2 в перетині цих кривих (рис. 5.55 б) виходить робоча точка А. Вона визначає подачу повітря Q_A в повітропровід і тиск P_A , що розвивається, тобто визначає режим роботи вентилятора.

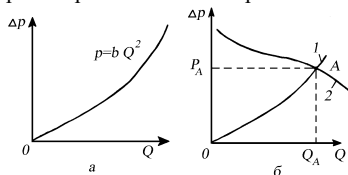


Рисунок 5.55 – Характеристика повітропроводу (а) та робоча точка вентилятора (б)

Параметри мережі – витрата Q_A , відповідний йому тиск P_A і густина газу, що переміщується – є вихідними даними для вибору вентилятора, який повинен працювати в цій мережі. Оскільки тиск P_A визначається гідравлічним розрахунком мережі, необхідно враховувати, що якщо величина втрат повного тиску в мережі не перевищує 2 % абсолютного повного тиску перед вентилятором, то під час вибору вентилятора немає необхідності розглядати всмоктувальний і нагнітальний ділянки мережі окремо. Достатньо знати сумарні втрати тиску у всій системі. Якщо втрати тиску в мережі перевищують зазначену вище величину, необхідно задавати втрати у всмоктувальному і нагнітальному ділянках мережі окремо.

Необхідно також враховувати, що поблизу вхідного та вихідного перерізів вентилятора на відстані приблизно в два калібри і менше не повинно бути будь-яких елементів, що порушують рівномірність заповнення вхідного та вихідного перерізів вентилятора (дифузори з великим кутом розкриття, поворотні ділянки у вигляді колін).

Якщо їхня установка необхідна, то для вибору вентилятора доцільно користуватися аеродинамічною характеристикою вентилятора зі з'єднаними елементами. Якщо таких характеристик немає, то приєднані елементи слід відносити до елементів мережі і у розрахунку сумарного опору мережі враховувати втрати тиску в них.

Крім параметрів Q_A та P_A , під час вибору вентилятора повинні бути задані компоновання вентилятора та тип приводу. У деяких випадках діють жорсткі обмеження габаритних розмірів, частоти обертання вентилятора та ККД.

Вибрати оптимальний вентилятор – означає визначити його тип (схему), розмір та частоту обертання, для яких виконувалися б усі вимоги технічного завдання. Як правило, вентилятор повинен мати найбільший можливий ККД, мінімально можливі габаритні розміри та масу. Для забезпечення області параметрів Q та P вентилятор повинен мати необхідні регульовальні характеристики.

Найбільш просто вибрати вентилятор за параметрами Q і P за каталогами, в яких наведено характеристики та сфери роботи серійних вентиляторів різних типорозмірів. Відкладаючи на координатних осях зведеного графіка значення Q і P (наведені до нормальних умов) і проводячи нормалі до осей, отримуємо точку перетину, що потрапляє в поле робочих параметрів, яка визначає їх необхідний типорозмір та частоту обертання вентилятора. Якщо вентилятор має безпосередній привід з електродвигуном, він забезпечує режими, відповідні його характеристиці для відомої частоти обертання електродвигуна. Для розширення діапазону робочих режимів вентилятора даного типорозміру використовують його модифікації з різними робочими колесами, діаметри яких більші або менші від номінального на 5 -10 %. Під час визначення розміру (номера) вентилятора слід прагнути, щоб заданим значенням тиску і продуктивності відповідало найбільше значення ККД (не нижче 0,9 від максимального).

Індивідуальні характеристики в каталогах фірм-виробників наводяться для нормальних умов чистого повітря, тому для підбору вентилятора та електродвигуна необхідно:

1) продуктивність вентилятора Q (з урахуванням витоків або підсмоктування повітря) приймати з поправочним коефіцієнтом на задану або розрахункову кількість повітря;

- для сталевих та пластмасових повітропроводів довжиною до 50 м – 1,10;
- в інших випадках – 1,15;

2) повний тиск P приймати:

- для нормальних умов $P = P_p$;
- для умов, що відрізняються від нормальних умов чистого повітря,

$$P = P_p \frac{273 + t}{273} \frac{1,013 \cdot 10^5}{B} \frac{\rho_g}{\rho_z}, \quad (5.57)$$

де P_p – розрахунковий тиск у мережі, Па;

ρ_z – густина газу (для $t = 20$ °С, $B = 1,013 - 105$ Па), кг/м³;

ρ_g – густина повітря для умов, що відрізняються від нормальних, кг/м³;

– для мереж пневмотранспорту

$$P = 1,1 P_p (1 + K\mu), \quad (5.58)$$

де K – дослідний коефіцієнт, що залежить від виду транспортованого матеріалу, розміру і форми частинок, швидкості та характеру руху, діаметра повітропроводу та інших факторів;

μ – масова концентрація суміші, що переміщається, рівна відношенню маси пилу до маси чистого повітря;

3) споживану потужність на валу електродвигуна визначаються такими формулами:

– в умовах переміщення чистого повітря за нормальних умов

$$N = \frac{QP_p}{1000\eta_g\eta_n}, \quad (5.59)$$

де η_g – ККД вентилятора, вибирається за характеристикою;

η_n – ККД передачі,

– для переміщення повітря з високою температурою

$$N = \frac{QP}{1000\eta_g\eta_n}, \quad (5.60)$$

– для переміщення повітря з механічними домішками

$$N = \frac{1,2QP}{1000\eta_g\eta_n}, \quad (5.61)$$

4) установну потужність електродвигуна визначати за формулою

$$N_y = K_3 N, \quad (5.62)$$

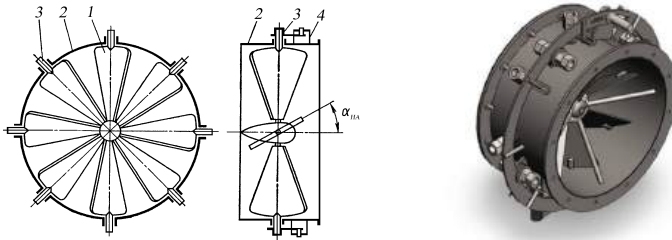
де K_3 – коефіцієнт запасу потужності ($K_3 = 1,05 - 1,20$ для осьових вентиляторів, $K_3 = 1,10 - 1,50$ для відцентрових вентиляторів).

Зміна режимів роботи вентиляторів. Змінювати режим роботи вентилятора можна різними способами:

- зміною частоти обертання валу вентилятора;
- дроселюванням на вході та виході вентилятора;
- напрямними апаратами різної конструкції;
- паралельною та послідовною роботою вентиляторів.

Перший спосіб вимагає застосування електродвигунів із регульованою частотою обертання. Закони подібності коліс вентиляторів описуються рівняннями (5.31) – (5.33), помноженими на відношення густини ρ/ρ_1 газу, що перекачується за початкових та змінених умов, а для розрахунку потрібної частоти обертання коліс вентилятора застосовують закони пропорційності (5.35). Оскільки характеристика мережі виходить із початку координат, вона є геометричним місцем точок, підпорядкованих (5.35), тобто параболою подібних режимів роботи вентиляторів.

Зміна подачі вентилятора дроселюванням здійснюється за допомогою шибера на всмоктувальній або напірній лінії, що встановлюється не ближче двох калібрів діаметра повітропроводу до вентилятора. Цей спосіб застосовується дуже широко через його конструктивну простоту. Напрямні апарати різних конструкцій використовуються для зміни режимів роботи вентиляторів з великою подачею (дутьові вентилятори, димососи).



1 – поворотні лопатки; 2 – циліндричний патрубок; 3 – осі повороту лопаток; 4 – механізм повороту
Рисунок 5.56 – Осьовий напрямний апарат

Відомі різні типи напрямних апаратів: осьовий (рис. 5.56), спрощений, радіальний, циліндричний, вбудований та ін.

Керуючий апарат встановлюється на вході у вентилятор. Повітря, проходячи через напрямний апарат, закручується лопатками тим сильніше, чим більший кут установки. Одночасно змінюються регульовальні характеристики.

На рис. 5.57 наведено регульовальні характеристики $Q-P$ відцентрового вентилятора, отримані для різних кутів установки лопаток направляючого апарату (НА) ($\alpha_{НА} = 20 - 60^\circ$). Збільшення кутів $\alpha_{НА}$ призводить до зменшення продуктивності, тиску, потужності та ККД вентилятора.

Закручування потоку проти напрямку обертання колеса ($\alpha_{НА} < 0$) нерационально, тому що відбувається збільшення потужності без істотного підвищення тиску, створюваного вентилятором. На регульовальних характеристиках зазвичай наводять лінії рівних значень ККД для оцінки способу економічного регулювання. На рис. 5.58 показано порівняння ефективності розглянутих способів регулювання роботи вентиляторів.

Вищерозглянуті способи регулювання роботи вентиляторів пов'язані, як правило, із зміною їхньої витрати. У діапазоні відношень мінімальної витрати вентилятора до розрахункової (глибини регулювання) від 1,0 до 0,95 допускається регулювати витрату вентилятора дроселем. За умови нижчих значень глибини регулювання користуватися дроселем неекономічно. Застосування осьового напрямного апарату доцільно для глибини регулювання від 1,0 до 0,5.

Кращі результати дає зміна частоти обертання валу робочого колеса вентилятора, що все частіше застосовується на практиці, як більш енергоекономічна за будь-якої глибини регулювання. Крім того, цей вид регулювання може повністю автоматизуватися.

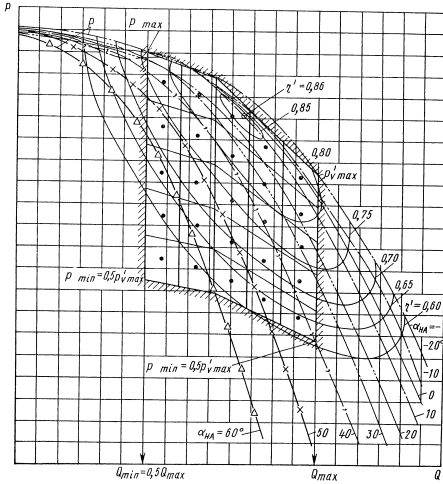
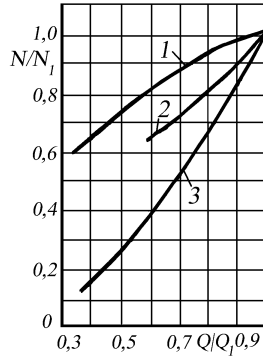


Рисунок 5.57 – Регулювальні характеристики відцентрового вентилятора

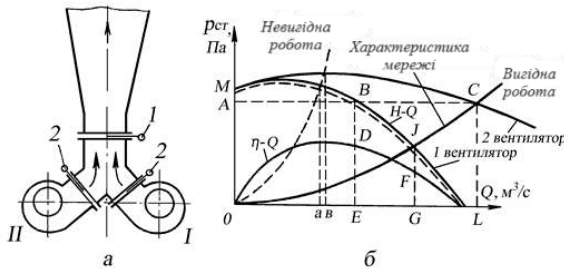


1 – дросельне; 2 – направляючим апаратом; 3 – зміною частоти обертання
Рисунок 5.58 – Зміна споживаної потужності для різних способів регулювання

Найбільш ефективно зміна частоти обертання валу робочого колеса вентилятора за допомогою частотного перетворювача за рахунок зміни частоти електричного струму. На практиці, завдяки простоті технічної реалізації, застосовується також параметричне регулювання частоти обертання валу робочого колеса вентилятора зміною напруги, що підводиться до електродвигуна. Однак цей метод застосовний лише на електродвигунах з високим опором ротора, тому що звичайні асинхронні електродвигуни не можуть регулюватися таким способом. Якщо вентилятор за продуктивністю та напором не задовольняє заданим умовам, то замість одного можна встановити два або кілька вентиляторів, з'єднаних або паралельно, або послідовно.

Паралельне з'єднання вентиляторів (рис. 5.59 а) застосовується в тому випадку, коли один з них не в змозі забезпечити необхідну продуктивність. Для паралельної роботи зазвичай використовуються машини однакових розмірів або геометрично подібні. Повітря з обох вентиляторів I, II подається в один повітропровід, або обидва вентилятори паралельно відсмоктують повітря з однієї і тієї ж ємності (середовища). Так, наприклад, паралельна робота вентиляторів здійснюється у котельних установках великої потужності. Вентилятор з двостороннім всмоктуванням представляє по суті паралельне з'єднання двох вентиляторів, у яких колеса поміщені в загальний кожух.

Кожен із паралельно працюючих вентиляторів (рис. 5.59 б) подає в мережу однакову кількість газу. Виходячи з цього і побудовано сумарну характеристику МС спільно працюючих вентиляторів. На діаграмі відрізок ОЕ характеризує продуктивність, а ED – ККД кожного з вентиляторів, що паралельно працюють. Якщо працює лише один вентилятор (інший відключений шибером 2, рис. 5.59, а), його продуктивність OG трохи більше, ніж OE в умовах паралельного з'єднання, але робота його буде менш економічною, так як ККД тепер відповідатиме ординаті FG. Тиск IG у цьому випадку також буде меншим, ніж BE – для паралельної роботи вентиляторів.

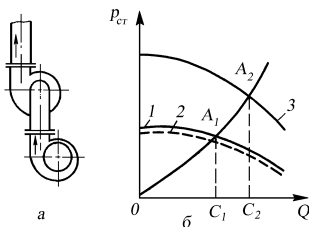


a – паралельне з'єднання вентиляторів; *б* – характеристика паралельно працюючих вентиляторів та мережі
Рисунок 5.59 – Паралельна робота вентиляторів

Як видно із рис. 5.59, *б*, паралельна робота вентиляторів ефективна для пологої характеристики мережі: продуктивність *OL* в умовах спільної роботи вентиляторів значно більша за продуктивність одного вентилятора *OG*. Для крутої характеристики мережі, що буває за значних опорів, підключення другого вентилятора неефективне: продуктивність *Q_б* вентиляторів, що спільно працюють, мало відрізняється від продуктивності *Q_а* під час роботи одного вентилятора.

Послідовне з'єднання вентиляторів (рис. 5.60 *а*) застосовують у тих випадках, коли один з них не в змозі подолати опір мережі. Для послідовної роботи двох вентиляторів слід нагнітальний патрубок одного з них з'єднати з патрубком, що всмоктує, іншого, який подає газ в мережу. В умовах послідовної роботи вентиляторів з характеристиками *1, 2* (рис. 5.60 *б*) виходить сумарна характеристика *3*. Витрата повітря через один вентилятор для ізолюваної роботи в мережі характеризується відрізком *OC₁*.

Загальна ж продуктивність вентиляторів в умовах спільної роботи характеризується відрізком *OC₂*. В такому випадку продуктивність кожного з них дорівнює *OC₂*, оскільки все повітря, яке подається першим вентилятором, проходить через другий вентилятор. На рис. 5.60 *б* видно, що продуктивність *OC₂* двох послідовно працюючих вентиляторів трохи більше продуктивності *OC₁* одного для його ізолюваної роботи. Загальний тиск, хоча й більший за тиск, створюваний тільки одним вентилятором, але менший за сумарний тиск для ізолюваної роботи вентиляторів: $A_2C_2 < 2A_1C_1$.



a – послідовне з'єднання вентиляторів;
б – характеристика послідовно працюючих вентиляторів
Рисунок 5.60 – Послідовна робота вентиляторів

Загальна ж продуктивність вентиляторів в умовах спільної роботи характеризується відрізком *OC₂*. В такому випадку продуктивність кожного з них дорівнює *OC₂*, оскільки все повітря, яке подається першим вентилятором, проходить через другий вентилятор. На рис. 5.60 *б* видно, що продуктивність *OC₂* двох послідовно працюючих вентиляторів трохи більше продуктивності *OC₁* одного для його ізолюваної роботи. Загальний тиск, хоча й більший за тиск, створюваний тільки одним вентилятором, але менший за сумарний тиск для ізолюваної роботи вентиляторів: $A_2C_2 < 2A_1C_1$.

Обидва вентилятори можуть з'єднуватися безпосередньо з одним електродвигуном, який у цьому випадку повинен мати два вільні кінці валу. Можлива також послідовна робота вентиляторів від різних двигунів.

5.3. Компресорні установки

Сучасне обладнання багатьох галузей харчової промисловості включає різні види розфасувально-пакувальних автоматів та інших машин, виконавчі механізми яких рухаються

за допомогою робочого газу під тиском. Джерелом енергії робочого газу є повітряний компресор, який перетворює механічну енергію двигуна, в енергію стисненого повітря. Потік стиснутого повітря передається трубопроводом (пневмолінія) від компресора до пневмодвигуна, в якому енергія стисненого повітря перетворюється на механічну енергію вихідної ланки пневмодвигуна, пов'язаного з виконавчим механізмом автомата або машини. У пневмолінії встановлюються різні пристрої, що підтримують заданий тиск і витрату робочого газу та надають йому необхідні якісні показники, призначені для утримання робочого газу з його подальшим використанням, а також засоби контролю та вимірювання параметрів робочого газу. Установки, що включають компресори, пневмолінії з включеними в них пристроями для надання робочому газу певних властивостей і параметрів контролю та вимірювання, а також його зберігання називають компресорними установками (пневмосистемами).

Застосування пневмосистем дозволяє:

- допускати великі швидкості потоків стисненого повітря (10 м/с і більше), завдяки малій в'язкості повітря;
- мати відносно невеликі втрати у пневмолініях, завдяки чому їх довжина може досягати сотень метрів і більше;
- використовувати їх в умовах з підвищеними вимогами пожежної безпеки, тому що стиснене повітря не утворює горючих та вибухонебезпечних сумішей;
- обходитися без зворотних пневмоліній, що забезпечує спрощення пневмосистем та зниження маси пневмомережі, тому що стиснене повітря не забруднює навколишнє середовище;
- надійно і довго працювати в запиленому та вологому середовищах.

Обладнання та розрахунок пневмоліній. Для виготовлення пневмоліній використовують сталеві водогазопровідні труби різних діаметрів. Під час транспортування трубами повітря забруднюється конденсатом, іржею та ін., тому доцільно використання оцинкованих труб і з корозійностійкої нержавіючої сталі. З'єднання труб між собою здійснюють зварюванням, а їх приєднання до обладнання – за допомогою різьбових з'єднань та фланців. Для приєднання пневмодвигунів та інших пристроїв пневмоприводу використовують гнучкі рукави.

Виконують геометричний, міцнісний та аеродинамічний розрахунки пневмоліній. У геометричному розрахунку визначають необхідний діаметр пневмолінії. Задаючись швидкістю повітря у пневмолінії (10 м/с і більше), визначають необхідний діаметр пневмолінії та вибирають трубу за сортаментом.

Розрахунок пневмоліній на міцність зводиться до перевірки товщини стін труби. Міцність тонкостінних труб (під тонкостінними розуміють труби, у яких відношення зовнішнього діаметра D до товщини її стінки δ задовольняє умову $D/\delta \geq 16$, або $D/d < 1,7$, де d – внутрішній діаметр перерізу труби), навантажених внутрішнім статичним тиском, коли можна знехтувати додатковим напруженням, що виникає внаслідок овальності (еліптичності) перерізу труби, може бути перевірена на поздовжній розрив за формулою

$$\sigma_p = \frac{P_{max} D}{2\delta} \leq [\sigma_p], \quad (5.63)$$

де $[\sigma_p]$ – допустима напруга на розриву матеріалу труби, яка зазвичай вибирається рівною 30 – 35% величини тимчасового опору, Па;

P_{max} – максимальний тиск повітря (приймається рівним тиску на виході з компресора), Па.

Для товстостінних труб ($D/\delta < 16$), у яких напруга змінюється від максимального значення на внутрішній стінці до мінімального на зовнішній стінці, застосовують формулу Ляме

$$\sigma_P = P_{max} \frac{D^2 + 2\delta + 2\delta^2}{2\delta(D - \delta)} \leq [\sigma_P]. \quad (5.64)$$

Допустиме напруження розриву матеріалу труби $[\sigma_P]$ визначають за формулою

$$[\sigma_P] = \sigma_\sigma / K_\delta, \quad (5.65)$$

де σ_σ – межа міцності матеріалу труби, Па;
 K_δ – коефіцієнт безпеки (запасу міцності).

Фірма Parker (США) рекомендує значення коефіцієнта безпеки $K_\delta = 2 - 8$:

для ділянок з плавномінімним тиском – $K_\delta \geq 2$,
 для ділянок з ненапруженим режимом роботи – $K_\delta \geq 3$,
 з пульсаціями та піками тиску – $K_\delta \geq 6$.

За прийнятим стандартним діаметром трубопроводу уточнюється швидкість руху робочого середовища на різних ділянках пневмолінії

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (5.66)$$

та режим її руху

$$Re = v d \nu, \quad (5.67)$$

де ν – кінематична в'язкість стисненого повітря, м²/с.

В аеродинамічному розрахунку визначають втрати тиску стисненого повітря у пневмолініях. У порівнянні з рухом крапельної рідини рух газів відрізняється низкою особливостей, зумовлених різницею їх фізичних властивостей (зокрема, залежністю густини газів від їх тиску та температури). Зміна питомої енергії газу на елементарній ділянці пневмолінії завдовжки dl можна виразити рівнянням

$$d(gz) + d\left(\frac{P}{\rho}\right) + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \lambda \frac{dl}{d} \frac{v^2}{2} = 0. \quad (5.68)$$

Нехтуючи в рівнянні (5.68) зміною питомої кінетичної та потенційної енергії положення, значення якої набагато менше від зміни питомої потенційної енергії стану (енергії тиску), і приймаючи для елементарної ділянки $\rho = const$, отримаємо

$$-dP = \lambda \frac{dl}{d} \rho \frac{v^2}{2}. \quad (5.69)$$

З рівняння суцільності течії для газів $v_1 \rho_1 f_1 = v f$ для пневмолінії постійного перерізу ($f_1 = f$) можна записати $v = v_1 \frac{\rho_1}{\rho}$, тоді

$$-dP = \lambda \frac{dl}{d} \frac{\rho_1^2}{\rho} \frac{v^2}{2}. \quad (5.70)$$

За відсутності теплової ізоляції пневмолінії та зміни швидкості газу за її довжиною не більше ніж у 2 рази температура газу по довжині пневмолінії залишається практично однаковою ($T = const$), і в пневмолінії має місце ізотермічний процес. Тоді з рівняння стану

газу можна записати залежність між тисками та густинами газу $\frac{P}{\rho} = \frac{P_1}{\rho_2}$, звідки $\rho = \frac{P\rho_1}{P_1}$.

Підставляючи значення ρ у рівняння (5.70), отримаємо

$$-PdP = \left(\frac{\lambda}{d} \rho_1 P_1 \frac{v_1^2}{2} \right) dl. \quad (5.71)$$

У загальному випадку коефіцієнт гідравлічного тертя λ залежить від режиму руху і шорсткості стінок пневмолінії, тобто $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta}{d}\right)$.

Приймаючи відносну шорсткість незмінною по всій довжині пневмолінії і враховуючи, що за ізотермічної течії газу його в'язкість залишиться постійною ($\nu = \text{const}$), для постійної витрати газу в пневмолінії значення критерію Рейнольдса також буде постійним, а отже, коефіцієнт гідравлічного тертя λ можна вважати незмінним по довжині пневмолінії. Тоді, інтегруючи рівняння (5.71) від 0 до l (праву частину) та від P_1 до P_2 (ліву частину), отримаємо

$$-\frac{P_2^2}{2} + \frac{P_1^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \rho_1 P_1 \frac{g_1^2}{2}$$

або

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2P_1} = \lambda \frac{l}{d} \rho_1 \frac{g_1^2}{2}. \quad (5.72)$$

Перетворимо ліву частину рівняння (5.72)

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2P_1} = \frac{(P_1 - P_2)(P_1 + P_2)}{2P_1} = \frac{P_1 - P_2}{2} \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{P_1 - P_2}{2} \left(1 + \frac{P_1 - \Delta P}{P_1}\right) = \frac{P_1 - P_2}{2} \left(2 + \frac{\Delta P}{P_1}\right).$$

Тоді падіння тиску в пневмолінії довжиною l і діаметром d дорівнюватиме

$$\Delta P_l = P_1 - P_2 = \frac{2}{2 - \frac{\Delta P_l}{P_1}} \lambda \frac{l}{d} \rho_1 \frac{g_1^2}{2}. \quad (5.73)$$

Неважко бачити, що отримане рівняння відрізняється від формули Дарсі-Вейсбаха лише множником $\frac{2}{2 - \frac{\Delta P_l}{P_1}}$.

За відносної зміни тиску (пневмолінії) $\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right) 100\% > 4..5\%$ стисливістю нехтувати не можна, і визначення падіння тиску слід проводити за формулою (5.73).

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначають за загальною методикою. Втрати тиску у місцевих опорах визначають за формулою Вейсбаха

$$\Delta P_{m.c.} = \sum \xi \rho_1 \frac{g_1^2}{2}, \quad (5.74)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів, які обираються з довідкової літератури.

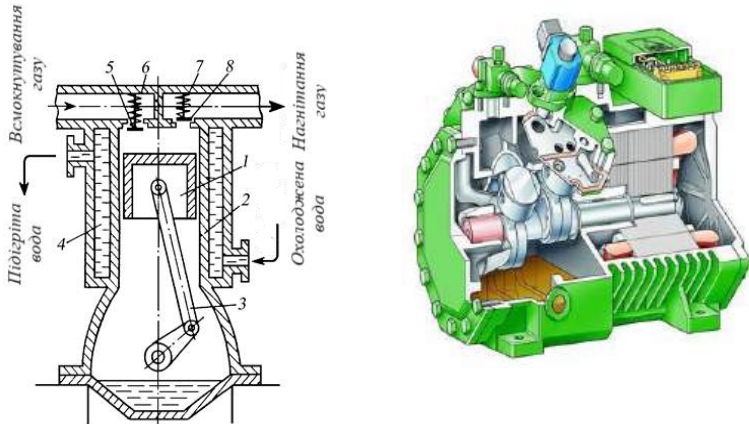
Поршневі та відцентрові компресори. Компресорами називають машини, призначені для стиснення газів від атмосферного (або вище) до тиску 3 10^5 Па і більше. За способом дії компресори поділяються на об'ємні та лопатеві. У свою чергу об'ємні компресори можна

поділити на поршневі та ротаційні, а лопатеві – на відцентрові та осьові.

Поршневі компресори поділяються на одно-і багатоступінчасті. В одноступінчастих компресорах стиснення здійснюється в одному циліндрі компресора. У багатоступінчастих компресорах стиснення газу проводиться послідовно в декількох ступенях, внаслідок чого вдається досягти великого підвищення тиску газу. .

Компресори використовуються в різних галузях харчової промисловості: на пивоварних та спиртових заводах – для виробництва рідкого діоксиду вуглецю та сухого льоду, на борошномельних та хлібопекарських заводах – для організації пневмотранспортування борошна, вони входять до складу холодильних установок, що використовуються в даний час не тільки на м'ясних та молочних комбінатах, а й на інших підприємствах (наприклад, на хлібозаводах для одержання охолодженої води, що використовується для отримання замісів у виробництві деяких сортів хліба), а також до складу пневмоприводу харчових машин та автоматів.

Розглянемо устрій та принцип дії одноступеневого поршневого компресора (рис. 5.61). Стиснення газу в поршковому компресорі здійснюється в циліндрі 2 за рахунок зворотного-поступального руху поршня 1 від кривошипно-шатунного механізму 3. Під час всмоктувального ходу поршня 1 зверху вниз газ розширюється і всмоктується в циліндр. Коли поршень рухається знизу вгору відбувається стиснення газу, а потім його нагнітання. Всмоктування здійснюється через всмоктуючий пружинний клапан 5, а нагнітання – через нагнітальний пружинний клапан 8, які встановлені в клапанних коробках 6 та 7. Під час стиснення газу відбувається зменшення об'єму газу та підвищення його тиску. Як впливає з рівняння Клапейрона-Менделєєва, зростає температура газу. Для відведення теплоти, що виділилася під час стиснення газу, служить водяна сорочка 4, яка оточує циліндр компресора 2. Водяна сорочка є порожнистим циліндром, в якому циркулює холодна вода. Таким чином, компресори працюють за принципом зміни стану газу: тиск у газі створюється за рахунок зменшення його об'єму, що супроводжується підвищенням температури.



1 – поршень; 2 – циліндр; 3 – кривошипно-шатунний механізм; 4 – водяна сорочка; 5, 8 – клапани; 6, 7 – клапанні коробки

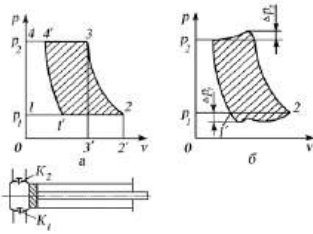
Рисунок 5.61 – Одноступінчастий поршковий компресор

Розглянемо процеси стиснення газу в одноступінчастому та багатоступінчастому поршневих компресорах. Побудуємо теоретичну індикаторну діаграму, якою називається графік залежності тиску газу від його питомого об'єму (рис. 5.62 а). Всмоктування газу в циліндр почнеться в точці 1 в момент відкриття всмоктувального клапана K_1 і відбуватиметься в умовах постійного тиску P_1 до точки 2. Об'єм газу, що всмоктується, дорівнює V_1 . У точці 2 почнеться зворотний нагнітальний хід поршня. Питомий об'єм газу зменшуватиметься, а тиск

зростатиме. У точці 3 закінчиться процес стиснення, відкриється нагнітальний клапан K_2 . Тиск у газі зросте до a об'єм зменшиться до V_2 , і газ виштовхуватиметься поршнем з циліндра.

У точці 4 процес нагнітання закінчиться, відкриється всмоктувальний клапан K_1 , і тиск у циліндрі знизиться до P_1 . Потім цикл роботи компресора повториться. Площа 12341 зобразить теоретичну роботу L_T , що здійснюється компресором за один оборот його валу, площа $03'340$ – роботу L_1 нагнітання газу, площа $3'2'233$ – роботу стиснення газу L_2 і площа $02'210$ – роботу всмоктування газу L_3 .

Площа 12341 дорівнює площі $03'340$ плюс площа $3'2'233$ мінус площа $02'210$ або $L_T = L_1 + L_2 - L_3$. Цей вираз визначає теоретичну роботу стиснення газу (Дж/кг) поршневим компресором.



а – дійсна; б – індикаторна

Рисунок 5.62 – Робочі діаграми поршневого компресора

Залежно від характеру стиснення газу в циліндрі поршневого компресора можливі ізотермічний, адіабатичний та політропічний процеси.

Ізотермічний процес стиснення – це процес, що відбувається за постійної температури. Він може бути здійснений тільки у разі інтенсивного охолодження циліндра компресора, коли вся теплота, що виділяється під час стиснення, відводиться від газу через стінки охолоджуючою водою циліндра. Практично ізотермічний процес стиснення нездійснений, проте він є ідеальним процесом для компресорів, що охолоджуються. Робота ізотермічного стиснення газу

$$L_{из} = p_1 v_1 \ln \varepsilon. \quad (5.75)$$

Політропний процес стиснення – це процес, що відбувається в процесі теплообміну газу з навколишнім середовищем. Він описується рівнянням Пуассона

$$PV^m = P_1 V_1^m = P_2 V_2^m = const, \quad (5.76)$$

де m – показник політропи стиснення.

Робота стиснення

$$L_{пол} = \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left(\varepsilon^{(m-1)/m} - 1 \right) = \frac{m}{m-1} R T_1 \left(\varepsilon^{(m-1)/m} - 1 \right). \quad (5.77)$$

Теоретична робота **адіабатичного стиснення** 1 кг газу в багатоступінчастому компресорі від початкового тиску P_1 до кінцевого P_2 визначається за формулою

$$L_{ад} = n P_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{(k-1)/k \cdot n} - 1 \right) = n R T_1 \frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{(k-1)/k \cdot n} - 1 \right), \quad (5.78)$$

де k – показник адіабати;

n – число ступенів стиснення.

Адіабатичний процес відбувається без теплообміну газу зі стінками циліндра, вся теплота стиснення йде на нагрівання газу. Він є ідеальним процесом для неохолоджуваних компресорів. Політропний процес стиснення може здійснюватися як з частковим відведенням теплоти (тоді $1 < m < k$), так і з підведенням теплоти ззовні до газу, що стискається (тоді $m > k$). Якщо порівняти роботи стиснення газу для всіх цих процесів, то найменша робота стиснення за однієї ступені підвищення тиску буде для ізотермічного процесу, більше буде робота для адіабатичного процесу, а найбільшою – для політропного процесу якщо $m > k$.

На відміну від теоретичної індикаторної діаграми дійсна робоча діаграма $1'234'1'$

(рис. 5.62 б), враховує наявність у реального компресора так званого «мертвого» простору в циліндрі, до якого відноситься простір між поршнем в крайньому «мертвому» положенні і кришкою циліндра. Стиснутий газ під тиском P_2 залишається в мертвому просторі і не виштовхується з циліндра компресора в нагнітальну трубу. Під час всмоктувального ходу поршня стиснутий газ розширюється по лінії $4' 1'$ і тільки в точці $1'$ відкривається всмоктуючий клапан. Тому процес всмоктування газу в циліндр зображується прямою лінією $1' 2$. Діаграма, зображена заштрихованою фігурою $1'234'1'$, називається дійсною робочою діаграмою поршневого компресора.

Справжня індикаторна діаграма поршневого компресора, що записується за допомогою спеціального приладу – індикатора, зображена на рис. 5.62 б (заштрихована фігура). Її відмінність (рис. 5.62, а) полягає в тому, що, по-перше, на лінії всмоктування $1' 2$ тиск всмоктування буде менше, тому що для відкриття пружинного всмоктувального клапана потрібно витратити додатковий тиск P_1 , по-друге, в процесі нагнітання стиснутого газу нагнітальний клапан відкривається не миттєво і для свого відкриття вимагає додаткової різниці тиску ΔP_2 .

Тиски, до яких стискаються гази, досягають великих значень. Однак в одному ступеню можна досягти підвищення тиску до певної межі. Межі стиснення газу в одному ступеню поршневого компресора обумовлюються температурною межею ступеня підвищення тиску, який визначається термостійкістю мастил, що служать для змащування циліндрів і поршневих кілець поршня компресора.

Температурна межа ступеня підвищення тиску $\varepsilon = 7$. Наявність «мертвого» простору також суттєво впливає на подачу компресора, оскільки стиснутий газ за умови великих ε може поміститися в «мертвому» просторі циліндра, а потім під час всмоктування розширитися і заповнити весь його об'єм. Граничний ступінь підвищення тиску через наявність «мертвого» простору $\varepsilon = 10$. Тому для стиснення газу до великих тисків застосовують багатоступеневий процес тобто стиснення газу здійснюють послідовно в кількох циліндрах компресорів. Схема триступеневого компресора наведено на рис. 5.63.

Газ послідовно стискається у трьох циліндрах – у трьох ступеннях $1 - 3$ компресора. Між 1 , 2 та 2 , 3 ступенями газ охолоджується в холодильниках 4 та 5 до початкової температури T_1 . Ступінь підвищення тиску в 1 ступені $\varepsilon_1 = p_2/p_{21}$ у 2 ступені $\varepsilon_2 = p_3/p_2$ та в 3 ступені $\varepsilon_3 = p_4/p_3$. Загальний рівень підвищення тиску в поршневому компресорі $\varepsilon = p_4/p_1$. Зазвичай проміжні тиски вибирають таким чином, щоб ступені підвищення тиску дорівнювали $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_p$, оскільки в цьому випадку забезпечується економічно найвигідніші режими роботи багатоступінчастого компресора. Очевидно, що якщо $\frac{P_4}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \frac{P_3}{P_2} \frac{P_2}{P_1} = \varepsilon_p^3$, то

ступінь розширення в одному ступені $\varepsilon_p = \sqrt[3]{P_4 / P_1}$.

У загальному випадку для n ступенів поршневого багатоступінчастого компресора

$$\varepsilon_p = k_n \sqrt[n]{(P_n + 1) / P_n}, \quad (5.79)$$

де $k_n = 1,10 - 1,15$ – коефіцієнт втрат тиску на переході газу між ступенями, ε_p приймається рівним $3 - 5$.

Після логарифмування (5.79), отримують вираз для числа ступенів стиснення

$$n = \frac{\ln(P_{n+1} / P_n)}{\ln(\varepsilon_p / k_n)}. \quad (5.80)$$

Зазвичай число ступенів стиснення в поршневих компресорах не перевищує 7.

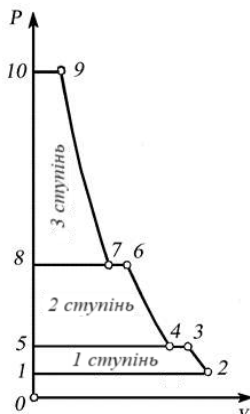


Рисунок 5.64 –
Теоретична індикаторна
діаграма
тріступінчастого
поршневого компресора

Теоретична індикаторна діаграма тріступеневого компресора складається з трьох діаграм ступенів стиснення газу (рис. 5.64). Лінії всмоктування у циліндрах будуть лініями 1 2, 5 4 та 5 7; політропи стиснення газу – криві 2 3, 4 6 і лінії нагнітання 3 5, 6 8, 9 10. Внаслідок охолодження газу в холодильниках між ступенями 1 і 2, 2 і 3 об'єм газу, що всмоктується в ступеннях 2 і 3 зменшується на величини 4 3 та 7 6. Подача багатоступінчастого компресора дорівнює подачі одного ступеня.

Відцентрові компресори називаються також турбокомпресорами та турбогазовудками. У відцентрових компресорах стисання газу здійснюється за рахунок роботи відцентрових сил, які призводять до підвищення тиску та температури стиснутого газу. У турбокомпресорах створюється тиск, більший, ніж 0,3 МПа, а в турбогазовудках – від 0,01 до 0,3 МПа. Основним робочим органом багатоступеневого відцентрового компресора є відцентрові колеса 1 з лопатями 7, вигнутими по спіралі (рис. 5.65). Колеса обертаються з великою швидкістю, і газ, надходить з всмоктувальної труби 3 у міжлопатний простір і під дією відцентрових сил з великою швидкістю викидається в напрямний апарат 4 з лопатями. Направляючий апарат 4 служить для перетворення швидкісного напору в тиск, так як канали між його лопатями мають більшу

площу перерізу, що поступово зростає, порівняно з вихідним перерізом відцентрового колеса. З напрямного апарату стиснутий газ по зворотному каналу 5 підводиться до другого відцентрового колеса 1. Після виходу з направляючого апарату останнього колеса стиснутий газ надходить у спіральну камеру 2, а потім нагнітальну трубу 6. Стиснутий газ в турбокомпресорі значно нагрівається, тому за умови великої кількості ступенів газ охолоджується в проміжних холодильниках. У турбокомпресорі здійснюється політропний процес стиснення газу. Ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі

$$\varepsilon = \left[1 + \frac{(m-1)z u_2^2 \eta_r}{2mRT_1} \right]^{\frac{m}{m-1}} = \left[1 + \frac{(m-1)z u_2^2 \eta_r}{2mP_1 V_1} \right]^{\frac{m}{m-1}}, \quad (5.81)$$

де z – число коліс в турбокомпресорі, шт.;

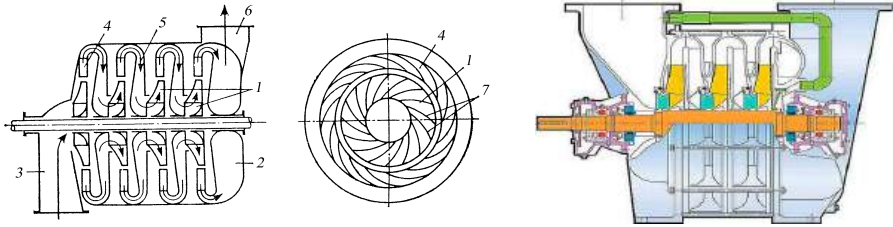
u_2 – окружна швидкість кромки відцентрового колеса турбокомпресора, м/с;

η_r – гідравлічний ККД

З рівняння (5.81) слідує, що ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі тим більше, чим більше число ступенів турбокомпресора, окружна швидкість обертання його ротора і менше температура газу, що всмоктується, ε зменшується зі збільшенням об'єму всмоктуваного газу. Основними параметрами роботи компресорів є подача, потужність та напір. Подачою компресора називається кількість повітря, що подається за одиницю часу в пневмолінію.

Розрізняють об'ємну Q (м³/с) та масову M (кг/с) подачу поршневих компресорів. Об'ємною подачею називається об'єм газу, що подається поршневим компресором в одиницю часу, перерахований на температуру та тиск всмоктування. Це необхідно тому, що газ сильно стискається, і об'єм, що нагнітається, буде значно менше всмоктуваного об'єму газу. Масова подача – це маса газу, що подається в одиницю часу:

$$M = \rho Q. \quad (5.82)$$



1 – колесо; 2 – камера; 3, 6 – труби; 4 – напрямний апарат; 5 – канал; 7 – лопаті
Рисунок 5.65 – Багатоступінчаста відцентрова газодувка

Густина газу або повітря, що всмоктується поршневим компресором, визначається із рівняння Клайперона-Менделєєва

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{P}{RT},$$

звідки масова подача

$$M = \frac{P}{RT} Q. \quad (5.83)$$

З рівняння (5.83) випливає, що масова подача залежить від тиску і температури газу, що всмоктується. Теоретична об'ємна подача ($\text{м}^3/\text{хв}$) одноступінчастого поршневого компресора

$$Q_m = F S n, \quad (5.84)$$

де F , S – площа та хід поршня, відповідно м^2 , м ;
 n – частота обертання валу компресора, хв^{-1} .

Дійсна об'ємна подача буде меншою за теоретичну об'ємну подачу $Q < Q_m$, тоді

$$Q = \lambda F S n = \lambda Q_m, \quad (5.85)$$

де λ – коефіцієнт подачі; $\lambda = (0,80 - 0,95) \lambda_0$;
 λ_0 – об'ємний ККД компресора, рівний

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon_0 \left(\varepsilon^{1/m} - 1 \right), \quad (5.86)$$

де $\varepsilon_0 = 0,03 - 0,08$ – відношення об'єму вхідного об'єму циліндра до об'єму, що описується поршнем;

$m = 1,20 - 1,35$ – показник політропи розширення стиснутого газу, що залишився у «мертвому» просторі.

Зменшення дійсної подачі проти теоретичної залежить від низки чинників. По-перше, поршень не виштовхує весь стиснутий газ із циліндра, тому що частина газу залишається в «мертвому» просторі циліндра. Ця частина газу розширюється під час всмоктувального ходу поршня і займає частину об'єму циліндра, внаслідок чого відбувається недонаповнення циліндра. По-друге, частина газу витікає через нещільності поршневих кілець, що служать для

уцілення поршня зі стінками циліндра, через клапани та сальники. І, нарешті, газ, що всмоктується, нагрівається від стінок циліндра і від змішування з нагрітим газом «мертвого» простору. Коефіцієнт подачі залежить від величини «мертвого» простору, ступеня підвищення тиску та інших чинників. Теоретичну чи індикаторну потужність поршневого компресора (кВт) розраховують за формулою

$$N_T = \frac{L_{пол} M}{100} = \frac{L_{пол} \rho Q}{1000}, \quad (5.87)$$

де $L_{пол}$ – політропічна робота стиснення l кг газу.

Так як показник політропи на різних стадіях стиснення газу є змінною величиною, то вводять поняття теплових *ККД* компресорів. Роботу стиснення газу в компресорах, що охолоджуються, характеризує ізотермічний *ККД*.

$$\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L_{пол}}, \quad (5.88)$$

де $\eta_{из} = 0,65 - 0,75$.

Роботу стиснення газу в неохолоджуваних компресорах характеризує адіабатичний *ККД*

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_{пол}}, \quad (5.89)$$

де $\eta_{ад} = 0,60 - 0,75$.

Теоретична потужність для компресорів, що охолоджуються.

$$N_T = \frac{L_{из} \rho Q}{1000 \eta_{из}} = \frac{P_1 V_1 \ln \varepsilon \rho Q}{1000 \eta_{из}}. \quad (5.90)$$

Для неохолоджуваних поршневих компресорів теоретична потужність дорівнюватиме

$$N_T = \frac{L_{ад} \rho Q}{1000 \eta_{ад}} = \frac{k P_1 V_1 \left(\varepsilon^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) \rho Q}{(k-1) \eta_{ад} 1000}. \quad (5.91)$$

Під напором розуміють величину енергії, що передається одиниці ваги повітря, що проходить через компресор. Справжній напір (в м) для ідеального газу і політропному стисканні в одному ступені розраховують за формулою

$$H = \frac{m}{m-1} \frac{RT_1}{g} \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (5.92)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Напір, що розвивається одним колесом турбокомпресора, визначається за формулою

$$H = \eta_c \frac{u_2^2}{g}, \quad (5.93)$$

де $\eta_c = 0,5$ – гідравлічний *ККД*;

u_2 – окружна швидкість на кромці відцентрового колеса, м/с.

Напір, що розвивається багатоступеневим турбокомпресором,

$$H = z \eta_c \frac{u_2^2}{g}, \quad (5.94)$$

де z – число коліс в турбокомпресорі, шт.

У багатоступінчастих турбокомпресорах (для великих ступенів стиснення) у зв'язку з істотною зміною об'єму газу у напрямку виходу робочі колеса роблять менших розмірів (меншого діаметра або меншої ширини). Характеристики відцентрових компресорів мають такий самий вигляд, як і характеристики відцентрових насосів та вентиляторів (рис. 5.29 та 5.55), а поршневих компресорів – як об'ємних насосів (рис. 5.41 – 5.43, 5.45). Положення робочої точки визначається на перетині характеристик мережі та компресора. Регулювання подачі поршневих компресорів можна здійснювати зміною частоти обертання колінчастого валу кривошипно-шатунного механізму чи іншими методами. На практиці для зміни подачі компресора використовують часткове перекриття всмоктуючої пневмолінії.

Контрольні питання

1. Що входить до складу насосної установки?
2. У чому полягає розрахунок трубопроводів?
3. Яка класифікація, принцип дії та облаштування насосів?
4. Які основні параметри роботи насосів та їх характеристики?
5. Що таке робоча характеристика насосу? Що називається робочою точкою насосу?
6. Як вибирають насос, що працює на мережу?
7. Які основи та способи регулювання роботи насосів на мережу?
8. Які основи підходи до регулювання роботи динамічних та об'ємних насосів?
9. У чому полягає суть способів регулювання роботи насосів на мережу зміною характеристики мережі та зміною характеристики насосу?
10. Що входить до складу вентиляційної установки?
11. Які конструкції повітропроводів та методики їх розрахунку?
12. Яка класифікація, будова та принцип дії вентиляторів?
13. Які аеродинамічні параметри роботи вентиляторів та їх характеристики?
14. Який порядок вибору вентиляторів?
15. Яким чином можна змінювати режим роботи вентилятора?
16. З якою метою використовується паралельна та послідовна робота вентиляторів?
17. У чому полягає відмінність компресорних установок від вентиляційних?
18. Які основні параметри стиснутого повітря?
19. У чому полягає суть ізотермічного, політропного та адіабатичного процесу стиснення газу?
20. Які основні параметри роботи поршневих та відцентрових компресорів?
21. У чому особливості розрахунку пневмоліній?

Розділ 6. ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ

Знання механізму розділення неоднорідних харчових середовищ дозволяє правильно вибрати спосіб їх поділу та враховувати фактори, що впливають на інтенсивність процесу. Кінетика поділу неоднорідних середовищ визначається режимом руху, формою і розмірами твердого тіла, густиною часток і рідини, в'язкістю рідини, ступенем стиснення та ін.

6.1. Неоднорідні системи і методи їх розділення

Неоднорідні або гетерогенні системи складаються з двох або декількох фаз. Будь-яка неоднорідна бінарна система складається з дисперсної (внутрішньої) фази та дисперсійного середовища (зовнішньої) фази, в якій розподілені частинки дисперсної фази. Залежно від фізичного стану фаз розрізняють суспензії, емульсії, піни, пили, дими та тумани.

Суспензії – неоднорідні системи, що складаються з рідини та зважених у ній твердих частинок. Залежно від розмірів твердих частинок суспензії умовно поділяють на грубі (з розміром частинок понад 100 мкм), тонкі (з розміром частинок 0,5 – 100 мкм) та колоїдні розчини (з розміром частинок менше 0,1 – 0,5 мкм).

Пили – системи, що складаються з газу і розподілених у ньому твердих частинок розмірами 3 – 70 мкм, вони утворюються зазвичай в процесі дроблення, змішування та транспортування твердих продуктів.

Дими – системи, що складаються з газу та розподілених у ньому твердих частинок розмірами 0,3 – 3,0 мкм, вони утворюються під час горіння.

Тумани – системи, що складаються з газу та розподілених у ньому крапель рідини розмірами 0,3 – 3,0 мкм, що утворилися у процесах конденсації.

Пили, дими та тумани це аерозолі.

Емульсії – системи, що складаються з рідини та розподілених у ній крапель іншої рідини, що не розчиняється у першій. Розмір частинок дисперсної фази може коливатися в широких межах. Під дією сили тяжіння емульсії розшаровуються, проте за незначних розмірів крапель (менше 0,4 – 0,5 мкм) або з додаванням стабілізаторів емульсії стають стійкими і не розшаровуються протягом тривалого часу.

Піни – системи, що складаються з рідини та розподілених у ній бульбашок газу. Ці газорідні системи за своїми властивостями близькі до емульсій.

Для емульсій і пін характерна можливість переходу дисперсної фази в дисперсійне середовище і навпаки цей перехід, можливий за умови певного масового співвідношення фаз, називають *інверсією фаз*.

У харчовій технології застосовують такі основні методи розділення: осадження, фільтрування, центрифугування та сепарування. Вибір методу поділу обумовлюється розмірами зважених частинок, різницею густини дисперсної та дисперсійної фаз, а також в'язкістю дисперсійної фази.

Осадження – процес поділу неоднорідних сумішей на фракції, коли зважені в рідині або газі тверді або рідкі частинки відокремлюються від суцільної фази під дією сили тяжіння, відцентрових або електростатичних сил. Осадження, що відбувається під впливом сили тяжіння, називається відстоюванням.

Фільтрування – процес поділу суспензій за допомогою пористих, фільтруючих перегородок, здатних пропускати рідину або газ, але затримувати зважені в середовищі тверді частинки (осад).

Центрифугування – процес поділу неоднорідних суспензій та емульсій на фракції у полі відцентрових сил. Розрізняють відстійне та фільтраційне центрифугування.

Відстійне центрифугування використовується для поділу суспензій з малою концентрацією, що погано фільтруються, а також для класифікації суспензій по крупності і питомій вазі частинок.

Фільтраційне центрифугування застосовується для поділу суспензій, що мають дисперсійну фазу кристалічної або зернистої структури, а також для зневоднення вологих матеріалів, пори яких повністю або частково заповнені рідиною.

Сепарування – процес поділу неоднорідних рідких сумішей на фракції, що різняться за густиною, у полі дії відцентрових сил.

Мокре розділення – процес уловлювання зважених у газі частинок будь-якою рідиною. Воно відбувається під дією сил тяжіння або сил інерції та застосовується для очищення газів та поділу суспензій.

Однією з характеристик процесу поділу в полі відцентрових сил є фактор розділення Φ_p , який є відношенням відцентрової сили до сили тяжіння:

$$\Phi_p = F_{ц.б} / P = \omega^2 R / g , \quad (6.1)$$

де ω – кутова швидкість, рад/с;

R – радіус, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Незважаючи на спільність принципів розділення рідких та газових систем, деякі методи їх поділу та обладнання, що застосовується, мають специфічні особливості. Процес поділу неоднорідних систем, газ – тверде тіло, буде розглянуто в розділі 7.

Матеріальний баланс гідромеханічних процесів. Нехай неоднорідна система, яка підлягає поділу складається з речовини a (дисперсійної фази) і зважених у ній частинок речовини b (дисперсної фази). Позначимо $G_{см}$, $G_{осв}$, $G_{ос}$ – маса вихідної суміші, освітленої рідини та одержуваного осаду, кг, $x_{см}$, $x_{осв}$, $x_{ос}$ – вміст речовини b у вихідній суміші, освітленій рідині та осаді, масові частки.

За відсутності втрат рівняння матеріального балансу мають вигляд:
за загальною кількістю речовин

$$G_{см} = G_{осв} + G_{ос} , \quad (6.2)$$

за дисперсною фазою (речовиною b):

$$G_{см}x_{см} = G_{осв}x_{осв} + G_{ос}x_{ос} . \quad (6.3)$$

Вирішивши спільно рівняння (6.2) і (6.3), визначаємо масу освітленої рідини і масу осаду:

$$G_{осв} = G_{см} \frac{x_{ос} - x_{см}}{x_{ос} - x_{осв}} , \quad (6.4)$$

$$G_{ос} = G_{см} \frac{x_{см} - x_{осв}}{x_{ос} - x_{осв}} . \quad (6.5)$$

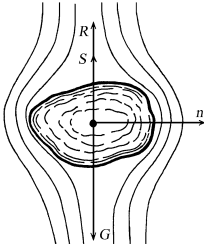
Вміст зважених частинок в освітленій рідині та в осаді вибирається в залежності від технологічних умов процесу поділу.

6.2. Кінетика осадження

Диференційне рівняння осадження частки під впливом сили тяжіння. Проведення низки процесів харчової технології (осадження твердих частинок із суспензій та пилу під дією сил тяжіння та відцентрових сил, механічне перемішування в рідких середовищах тощо) пов'язане з рухом твердих тіл у рідинах. В процесі руху тіла в рідині виникає опір, який залежить від режиму руху і форми тіла.

У процесах осадження зважена частка переміщується в рідині під впливом різних сил. Розглянемо рух частинки довільної форми під впливом сили тяжіння. Якщо густина частинки

ρ_m , а рідини ρ_p , то на частинку діють сила тяжіння G і підйомна (архімедова) сила S , спрямована в бік, зворотний напрямку сили тяжіння (рис. 6.1):



$$G = c_1 l^3 \rho_m g, \quad (6.6)$$

$$S = c_1 l^3 \rho_p g. \quad (6.7)$$

де l – найбільш характерний розмір частинки, м;
 c_1 – коефіцієнт, що залежить тільки від форми частки.

Під дією різниці цих сил частинка переміщується в рідині. На частинку з боку рідини діє сила тертя, яка визначається законом Ньютона, яка залежить від площі поверхні частинки

Рисунок 6.1 – Схема до виводу рівняння осадження частки під дією сили тяжіння

$$R = c_2 l^2 \mu \frac{\partial v}{\partial n}, \quad (6.8)$$

де c_2 – коефіцієнт, що враховує форму частки;

μ – коефіцієнт в'язкості рідини, Па с;

$\frac{\partial v}{\partial n}$ – зміна швидкості руху рідини у напрямку, нормальному до поверхні частки.

На підставі другого закону механіки для випадку, що розглядається, рівнодіюча сила дорівнює

$$c_1 l^3 (\rho_m - \rho_p) g - c_2 l^2 \mu \frac{\partial v}{\partial n} = c_1 l^3 \rho_m \frac{\partial v}{\partial \tau}. \quad (6.9)$$

Рівність (6.9) є диференціальним рівнянням осадження частки під дією сили тяжіння. Для його виведення не враховувалися інерційні сили, що допустимо для ламінарного руху, який встановився. Рівняння (6.9) не може бути вирішено у зазначеному вигляді, тому визначення швидкості осадження частинок під впливом сили тяжіння необхідно вдатися до теорії подібності. Для приведення рівняння (6.9) до безрозмірного виду поділимо всі його члени на $c_1 l^3 \rho_m \frac{\partial v}{\partial \tau}$. В результаті отримаємо

$$g \frac{d\tau}{dv} \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_m} - \frac{c_2 \mu \partial v / \partial \tau}{c_1 \rho_m l \partial n / \partial v} - 1 = 0. \quad (6.10)$$

Помножимо всі члени рівняння (6.10) на відношення ρ_m / ρ_p і отримаємо

$$g \frac{d\tau}{dv} \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_p} - \frac{c_2 \mu \partial v / \partial \tau}{c_1 \rho_m l \partial n / \partial v} \frac{\rho_m}{\rho_p} - \frac{\rho_m}{\rho_p} = 0. \quad (6.11)$$

Зі складових рівняння (6.11) можна отримати числа подібності для процесу осадження частки. Провівши ряд перетворень (викресливши у другому доданку символи диференціювання і замінивши n на лінійний розмір l), отримаємо

$$\frac{c_2}{c_1} \frac{\mu \tau}{\rho l^2 v} = \frac{c_2}{c_1} \frac{\mu}{\rho l v} = \frac{c_2}{c_1} \frac{1}{Re} \quad (6.12)$$

де $\psi = c_2 / c_1$ – коефіцієнт форми частки, залежить тільки від форми частки;

$Re = vl \rho / \mu$ – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса Re характеризує у разі осадження частки гідродинамічну подібність в умовах обтікання частки рідиною.

Аналогічним шляхом з першого доданку рівняння (6.11) отримаємо

$$g \frac{\tau}{v} \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_p} = \frac{gl}{v^2} \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_p} \quad (6.13)$$

Помножимо вираз (6.14) на Re^2 і отримаємо число Архімеда

$$Ar = \frac{v^2 l^2}{v^2} \frac{gl}{v^2} \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_p} = \frac{gl^3}{v^2} \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_p} \quad (6.14)$$

Число Архімеда характеризує відношення різниці сил тяжіння та підйомної (що діють на частинки) до підйомної сили. Третій доданок рівняння (6.11) являє собою параметричний критерій, що враховує співвідношення густини твердої частки та рідини. Оскільки співвідношення густини враховується числом Архімеда, до рівняння подібності, що описує процес осадження частки, цей параметричний критерій самостійно зазвичай не включають. Крім того, коефіцієнт форми частки поміщують біля числа Архімеда.

Таким чином, з диференційного рівняння (6.9) отримуємо рівняння подібності, що описує процес осадження частинок,

$$Re = a(\psi Ar)^n \quad (6.15)$$

Встановлено такі режими руху частки рідини в процесі осадження: ламінарний ($Re < 0,2$), перехідний ($0,2 < Re < 500$) і турбулентний ($Re > 500$). Для кожного режиму руху знайдено залежності:

для ламінарного режиму (в межах $Re < 1,85$ або $\psi Ar < 33$):

$$Re = \psi Ar / 18, \quad (6.16)$$

для перехідного режиму (в межах $1,85 < Re < 500$ або $33 < \psi Ar < 83000$):

$$Re = 0,152(\psi Ar)^{0,715}, \quad (6.17)$$

для турбулентного режиму (в межах $Re > 500$ або $\psi Ar > 83000$):

$$Re = 1,74(\psi Ar)^{0,5}. \quad (6.18)$$

Знаючи область осадження, можна за знайденим за допомогою рівнянь (6.16) – (6.18)

значенням числа Рейнольдса розраховують швидкість осадження частки в рідині під дією сили тяжіння:

$$v_o = Re \mu / (l \rho) . \quad (6.19)$$

Закон Стокса. Розглянемо процес осадження частки сферичної форми діаметром d в умовах ламінарного руху. Тоді швидкість осадження може бути визначена в такий спосіб. Зі співвідношення (6.16) маємо

$$\frac{v_o d \rho_p}{\mu} = \frac{1}{18} \frac{g d^3 (\rho_m - \rho_p)}{v^2 \rho_p} . \quad (6.20)$$

З рівняння (6.20), маючи на увазі, що $v = \mu / \rho_p$, знаходимо швидкість осадження:

$$v_o = \frac{1}{18} \frac{g d^2 (\rho_m - \rho_p)}{\mu} . \quad (6.21)$$

Рівняння (6.21) виражає закон Стокса: в умовах ламінарного руху швидкість осадження сферичних частинок пропорційна квадрату їх діаметра, різниці густини частинок і середовища і обернено пропорційна в'язкості середовища.

Швидкість осадження v_o частинок неправильної форми менша, ніж швидкість осадження сферичних частинок. Щоб її розрахувати, значення швидкості осадження v_o для сферичних частинок необхідно помножити на поправочний коефіцієнт ψ , названий коефіцієнтом форми,

$$v_o' = \psi v_o . \quad (6.22)$$

Значення коефіцієнта форми ψ визначають дослідним шляхом (для частинок округлої форми $\psi = 0,77$, для вуглуватих частинок $\psi = 0,66$, для довгастих частинок $\psi = 0,58$ і для пластинчастих частинок $\psi = 0,43$). Крім того, для розрахунку швидкості осадження частинок не сферичної форми у відповідні рівняння для визначення швидкості слід підставляти еквівалентний діаметр. Для розрахунків може бути використана і єдина інтерполяційна залежність, що зв'язує критерії Re та Ar для всіх режимів осадження,

$$Re = \frac{Ar}{18 + 0,575 \sqrt{Ar}} . \quad (6.23)$$

У випадку малих значеннях Ar другим доданком у знаменнику можна знехтувати, і рівняння (6.23) перетворюється на рівняння (6.16), що відповідає області дії закону Стокса; для великих значеннях Ar знехтувати можна вже першим доданком в знаменнику, і рівняння (6.23) перетворюється на рівняння (6.18), що відповідає турбулентній області.

Сила опору R (H) рідини частинці, що рухається в ній, може бути виражена рівнянням опору

$$R = \zeta S \rho v^2 / 2 , \quad (6.24)$$

де ζ – коефіцієнт опору рідини;

S – площа проекції частки на площину, перпендикулярну до напрямку її руху, м²;

ρ – густина рідини, кг/м³;

v – швидкість руху частки, м/с.

Відношення R/S являє собою перепад тисків Δp (H/M^2), що долається часткою, що рухається. Тому, вирішивши рівняння (6.24) щодо ζ , можна встановити, що коефіцієнт опору ζ , пропорційний критерію Ейлера $Eu = \Delta p / (\rho v^2)$ (ζ відрізняється від Eu лише множителем 2).

На рис. 6.2 представлена залежність ζ від критерію Рейнольдса Re для руху сферичних частинок діаметром d . Цей діаметр d є визначальним розміром у критерії Re . З нього видно, що існують три різні режими руху, кожному з яких відповідає певний характер залежності ζ від Re :

ламінарний режим (область дії закону Стокса) приблизно для $Re < 2$

$$\zeta = 24 / Re, \quad (6.25)$$

перехідний режим для $Re = 2 - 500$

$$\zeta = 18,5 / Re^{0,6}, \quad (6.26)$$

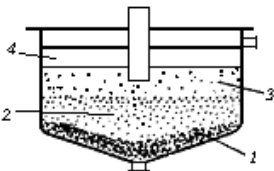
автомодельний режим (область дії квадратичного закону опору Ньютона) $\sim 2 \cdot 10^6$; $> Re > \sim 500$

$$\zeta = 44 = \text{const.} \quad (27)$$



Рисунок 6.2 – Залежність коефіцієнта опору ζ рідини від критерію Re для руху частинок сферичної форми в рідині

рух одна одної. За значної концентрації твердих частинок у рідині відбувається стиснене осадження, швидкість якого менша, ніж вільного, внаслідок тертя та зіткнень між частинками.



- 1 – шар шару осаду; 2 – зона згущеної суспензії; 3 – зона вільного осадження;
- 4 – освітлена рідина

Рисунок 6.3 – Схема процесу відстоювання

Підстановка рівняння (6.24) до кожного з наведених вище рівнянь для ζ показує, що у ламинарному режимі сила опору пропорційна швидкості в першому ступені, тобто $R \sim U$ для перехідного режиму $R \sim U^{1,4}$, а для автомодельного режиму $R \sim 2$.

Наведений розрахунок швидкості вільного осадження u_0 відноситься до режиму, коли частинки, що осаджуються, практично не впливають на взаємний рух. У харчовій промисловості процеси осадження дуже часто проводяться в умовах, коли частки, що осідають, можуть впливати на рух одна одної.

Розглянемо процес відстоювання неоднорідної системи, у якому спостерігається поступове збільшення концентрації частинок в апараті у напрямку зверху донизу (рис. 6.3). Як результат в апараті утворюються чотири зони: зона 1 – шар осаду; зона 2 – згущена суспензія; зона 3 – вільного осадження; зона 4 – освітлена рідина.

У зоні згущеної суспензії відбувається стиснене осадження частинок, що супроводжується тертям та взаємними зіткненнями. Дрібніші частинки гальмують рух більших, а частинки великих розмірів захоплюють дрібні частинки, прискорюючи їх рух. В результаті спостерігається тенденція до зближення швидкостей осадження часток різних розмірів; виникає колективне, або солідарне, осадження частинок із близькими швидкостями у кожному перерізі апарату. Зменшення швидкості частинок у міру наближення до днища апарату пояснюється гальмуючою дією рідини, що витісняється частинками, що осаджуються, і яка рухається у

зворотному напрямку. Висота окремих зон змінюється у часі до моменту повного розшарування неоднорідної системи на осад та освітлену рідину. Це є наслідком зміни швидкості відстоювання $v_{o,cm}$ у часі τ (рис. 6.4).

На початку відстоювання осаджуються переважно більші частинки, що викликають найбільш інтенсивний зворотний рух рідини. Однак у міру зменшення концентрації цих частинок вплив зворотного руху рідини гальмується і слабшає і швидкість відстоювання зростає (відірок *ab* на рис. 6.4) до моменту встановлення динамічної рівноваги між діючою силою і силою опору рідини. У наступний період спільне осадження частинок відбувається з постійною швидкістю (відірок *bc* на рис. 6.4). На завершальній стадії процесу відбувається ущільнення осаду, тобто частки розташовуються близько одна до одної і витіснення рідини стає ускладненою. Таким чином процес відстоювання протікає з швидкістю, що зменшується (відірок *cd* на рис. 6.4).

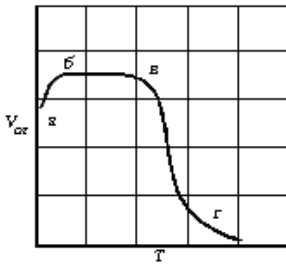


Рисунок 6.4 – Залежність швидкості відстоювання

осадження:

якщо $\varepsilon > 0,7$

якщо $\varepsilon \leq 0,7$

Швидкість обмеженого осадження менша швидкості вільного осадження. Це пояснюється тим, що у стисненому осадженні частинки відчують як більший опір рідини, так і додатковий опір, обумовлений тертям і взаємними ударами частинок. Інтерполяційне рівняння, яке застосовується для всіх областей осадження, має вигляд

$$Re_{o,cm} = \frac{Ar \varepsilon^{4,75}}{18 + 0,6\sqrt{Ar \varepsilon^{4,75}}} \quad (6.28)$$

Визначивши за рівнянням (6.28) критерій $Re_{o,cm}$, знаходять швидкість обмеженого осадження $v_{o,cm}$. Є інші емпіричні рівняння для обчислення швидкості стисненого

$$v_{o,cm} = v_{oc} \varepsilon^2 10^{-1,82(1-\varepsilon)}, \quad (6.29)$$

$$v_{o,cm} = v_{oc} \frac{0,123 \varepsilon^3}{1 - \varepsilon}, \quad (6.30)$$

де v_{oc} – швидкість частки, що вільно осаджується, яка визначається за рівняннями (6.16)–(6.18), м/с.

Рівняння (6.28), (6.29) і (6.30) дозволяють розраховувати швидкість стисненого осадження $v_{o,cm}$ (м/с) у нерухомому середовищі сферичних частинок однакового розміру відносно нерухомих стінок апарату. Під час виведення цих рівнянь не враховувався вплив розподілу частинок за їх розмірами та формою на швидкість осадження. Тому у випадку осадження частинок не сферичної форми величина $v_{o,cm}$ повинна бути помножена на коефіцієнт форми ψ .

Коагуляція частинок. Для прискорення відстоювання часто використовують коагуляцію частинок дисперсної фази. Коагуляція здійснюється шляхом додавання до неоднорідної системи речовин, що руйнують сольватні оболонки і зменшують дифузійну частину подвійного електричного шару біля поверхні зважених частинок. В результаті цього між частинками виникають сили зчеплення, що призводять до утворення агрегатів частинок, що мають більшу масу. Осадження агрегатів, що утворюються, відбувається відповідно з більшою швидкістю, і процес поділу істотно прискорюється.

6.3. Відстійники

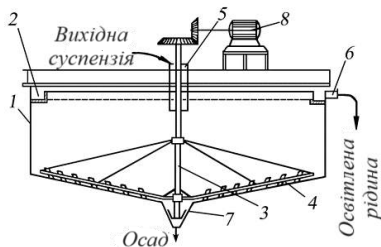
Відстоювання проводять в апаратах, які називаються відстійниками або згущувачами. Розрізняють апарати періодичної, безперервної та напівбезперервної дії, причому безперервно діючі відстійники, у свою чергу, діляться на одноярусні, двоярусні та багатоярусні.

Періодично діючі відстійники є не глибокими ємностями без пристроїв, що перемішують. Такий відстійник заповнюється суспензією, яка залишається у стані спокою протягом певного часу, необхідного для осідання твердих частинок на дно апарату. Після цього шар освітленої рідини зливають через сифонну трубку, розташовану вище за рівень осілого осаду. Останній, що зазвичай являє собою рухому текучу густу рідку масу, вивантажують вручну через верх апарату або видаляють через спусковий нижній кран.

Розміри та форма апаратів періодичної дії залежать від концентрації диспергованої фази та розмірів її частинок. Чим більші частинки і чим більша їх густина, тим менший діаметр має апарат. Швидкість відстоювання суттєво залежить від температури, зі зміною якої змінюється в'язкість рідини, причому швидкість осадження обернено пропорційна в'язкості, а остання зменшується зі збільшенням температури.

Для відстоювання невеликих кількостей рідини застосовують відстійники у вигляді вертикально встановлених циліндричних резервуарів з конічним дном, що мають кран або люк для розвантаження осаду і кілька кранів для зливу рідини, встановлених на корпусі на різній висоті. Одноярусний відстійник безперервної дії зі скребковою мішалкою (рис. 6.5) являє собою циліндричний резервуар 1 з конічним дном і внутрішнім кільцевим жолобом 2. У резервуарі встановлена мішалка 3 з похилими лопатями, на яких є скребки 4 для безперервного вивантаження матеріалу. Одночасно скребки злегка збовтують осад, сприяючи цим ефективніше його зневоднення.

Мішалка обертається повільно, щоб не порушувати процес осадження. Вихідна суспензія безперервно подається через трубу 5 у середину резервуара. Освітлена рідина переливається в кільцевий жолоб 2 і видаляється через штуцер 6. Осад видаляється з резервуара через розвантажувальний отвір 7. Вал мішалки приводиться в обертання від електродвигуна 8 через редуктор.



- 1 – корпус; 2 – кільцевий жолоб; 3 – мішалка; 4 – лопаті зі скребками; 5 – труба для подачі вихідної суспензії; 6 – штуцер для виведення освітленої рідини; 7 – розвантажувальний пристрій для осаду; 8 – електродвигун

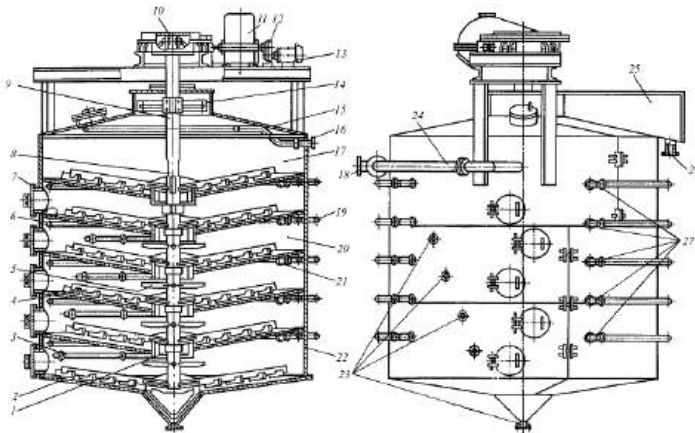
Рисунок 6.5 – Відстійник безперервної дії зі скребковою мішалкою

Одноярусні відстійники зі скребковими мішалками мають наступні переваги: в них досягається рівномірна щільність осаду, є можливість регулювати її змінюючи продуктивність, забезпечується більш ефективне зневоднення осаду внаслідок легкого збовтування його мішалкою. Роботу таких відстійників можна повністю автоматизувати. До недоліків цих апаратів слід віднести їхню громіздкість. У промисловості найбільшого поширення набули багатоярусні відстійники безперервної дії.

Гравітаційний відстійник (рис. 6.6) являє собою вертикальний циліндричний корпус 22 з конічним днищем 2 і кришкою 15. Усередині корпусу встановлені вертикальні перегородки 21, що розділяють відстійник на п'ять ізольованих робочих ярусів 20. Верхній шостий ярус 17 є підготовчим.

По вертикальній осі відстійника проходить трубовал 9, який обертається за допомогою приводу, що складається з черв'ячної пари 10, редуктора 11, передачі 12 і електродвигуна 13. п'яти ярусів, а також згрібаючі пристрої 4, які забезпечують подачу осаду до центру – в грязьові камери 1. Труби 3 служать для відведення осаду з грязьових камер відстійника, а колектори 6 з отворами в нижній частині – для відведення освітленого соку в зовнішні колектори.

Відстійник забезпечений люками 7 для огляду та очищення, а також патрубками 18 – для входу соку, 23 – для виходу згущеної суспензії та 27 – для виходу декантату. У верхньому ярусі відстійника розташований паровий барботер 16, що являє собою кільцеву трубу з отворами для проходу пари і призначений для гасіння піни, що утворилася. Короб 25 з патрубком 26 призначений для відведення надлишку піни. Нефільтрований сік через патрубок 18 та колектор 24 надходить у верхній підготовчий ярус 17 відстійника для відділення газу та повітря, а також відділення та гасіння піни.



1 – грязьові камери; 2 – днище; 3 – труба; 4 – пристрій, що згрібають; 5 – живильник;
6, 24 – колектори; 7 – люк; 8 – вікно; 9 – трубовал; 10 – черв'ячна передача; 11 – редуктор; 12 – ремінна передача; 13 – електродвигун; 14 – лопата; 15 – кришка; 16 – барботер; 17 – підготовчий ярус;
18, 23, 26, 27 – патрубки; 19 – зовнішній колектор; 20 – робочі яруси; 21 – перегородки; 22 – корпус; 25 – короб
Рисунок 6.6 – Гравітаційний відстійник

Відокремлена піна лопаттю 14 скидається в піновідвідний короб 25 і видаляється з відстійника через патрубок 26. Суспензія з підготовчого ярусу надходить через вікна 8 внутрішнього трубовалу 9 і, рухаючись вниз, розподіляється по ярусах відстійника через днище грязьової камери верхнього ярусу. Перебуваючи певний час у ярусах апарату, суспензія відстоюється. Освітлена рідина (декантат) відбирається з верхньої частини кожного ярусу за допомогою колекторів 6 і виводиться з відстійника через патрубки 27. Осівший на конічні перегородки 21 осад згрібається пристроями 4 у грязьові камери 1, з яких у вигляді згущеної суспензії через труби 3 і патрубки 23 виводиться в контрольний ящик.

У відстійнику з метою більш рівномірного розподілу осаду вал складається з труб різного перерізу: чим вищий ярус, тим менший переріз труби. Такий устрій розподільного валу дозволяє спрямовувати суспензію з підготовчого ярусу по всіх робочих ярусах з однією і тією ж концентрацією твердих частинок, що забезпечує однакову швидкість осадження у всіх

ярусах відстійника, а отже, і рівну їх продуктивність.

До переваг відстійників відносяться простота обслуговування та відсутність необхідності у фільтрувальній тканині. Недоліки гравітаційних відстійників – громіздкі та займають багато виробничої площі; суспензія перебуває у них тривалий час.

Розрахунок відстійників. Продуктивність відстійника по освітленій рідині ($\text{м}^3/\text{с}$),

$$G_{\text{відс}} = v_n b h, \quad (6.31)$$

де v_n – швидкість потоку рідини вздовж відстійника, $\text{м}/\text{с}$;

b – ширина відстійника прямокутного перерізу, м ;

h – висота шару освітленої рідини, м .

Час проходження τ (с) суспензією відстійника

$$\tau = l/v_n, \quad (6.32)$$

де l – довжина відстійника прямокутного перерізу, м .

За цей же час частинки, що осаджуються зі швидкістю v_{oc} , ($\text{м}/\text{с}$), повинні пройти найбільший шлях h (м). Отже, час відстоювання дорівнює

$$\tau = h/v_{oc}. \quad (6.33)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (6.32) і (6.33) і підставляючи замість v_n його значення із рівняння (6.31), отримаємо

$$h/v_{oc} = l/v_n = l b h/G_{\text{відс}}, \quad (6.34)$$

звідки продуктивність відстійника по освітленій рідині складе

$$G_{\text{відс}} = v_{oc} b l = v_{oc} F, \quad (6.35)$$

де F – поверхня відстійника у плані, м^2 .

Рівняння (6.35) показує, що продуктивність відстійника не залежить від його висоти (глибини), а залежить від швидкості та поверхні осадження. Тому відстійники мають значну поверхню осадження, яка зазвичай не перевищує 1,8– 4,5 м^2 , з невеликою висотою, а для відстійників великих діаметрів – не більше 7 м^2 .

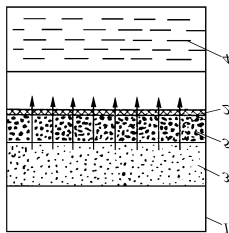
Необхідну поверхню осадження F (м^2) знаходимо з виразу

$$F = G_{\text{відс}}/v_{oc}. \quad (6.36)$$

В інженерних розрахунках поверхню відстійника, визначену за рівнянням (6.38), збільшують на 30 – 35 %, тому що допускають, що у відстійнику відсутні застійні зони і не відбувається вихроутворення рідини, спричиненого нерівномірністю осадження частинок. Крім того, під час руху суспензії швидкість відстоювання поступово зменшується у зв'язку із збільшенням вмісту завислих частинок у ній. Під час розрахунку багатоярусних відстійників загальну розрахункову поверхню осадження поділяють порівну між ярусами.

6.4. Фільтрування

Процес фільтрації заснований на затриманні твердих зважених частинок фільтруючими перегородками, здатними пропускати тільки рідини і затримувати частинки твердої фази. В процесі проходження суспензії через пористу перегородку за рахунок різниці тисків до і після перегородки рідка фаза проходить через пори перегородки і збирається у вигляді звільненого від твердих домішок фільтрату, а тверді частинки затримуються на поверхні фільтруючої перегородки, утворюючи шар осаду (рис. 6.7).



- 1 – фільтр;
- 2 – фільтрувальна перегородка;
- 3 – суспензія;
- 4 – фільтрат; 5 – осад

Рисунок 6.7 – Схема процесу фільтрування

Рухийною силою фільтрації є різниця тисків на вході у фільтр, що складається з фільтруючої перегородки та шару осаду, і на виході з нього. Різниця тисків по обидві сторони фільтрувальної перегородки створюють різними способами, в результаті чого розрізняють процес фільтрування за постійної різниці тисків і процес фільтрування за постійної швидкості.

Процес фільтрування за постійної різниці тисків відбувається, якщо простір над суспензією з'єднаний з джерелом стиснутого газу або простір під фільтрувальною перегородкою приєднують до джерела вакууму так, що тиск підтримується постійним. В цьому випадку швидкість процесу фільтрування

зменшується у зв'язку із збільшенням опору шару осаду зростаючої товщини.

Процес фільтрування за постійної швидкості здійснюється за умови подачі суспензії на фільтр поршневим насосом, продуктивність якого постійна. У цьому випадку різниця тиску збільшується за рахунок підвищення опору шару осаду зростаючої товщини.

Розрізняють також *процес фільтрування за умови змінних різниці тисків і швидкості*, коли суспензію транспортують на фільтр відцентровим насосом, продуктивність якого для даного числа оборотів електродвигуна зменшується зі зростанням опору осаду, що зумовлює підвищення різниці тисків.

У процесі фільтрування тверді частинки можуть відкладатися на фільтрувальній перегородці у вигляді осаду – цей процес розділення суспензії називають *фільтруванням з утворенням осаду*. Процес, коли тверді частинки проникають у пори фільтрувальної перегородки і затримуються там, не утворюючи осаду, називають *фільтруванням із закупорюванням пор*.

Можливий також проміжний вид фільтрування, коли тверді частки проникають у пори фільтрувальної перегородки і одночасно утворюють на ній шар осаду. Частки, що застрягли, будуть зменшувати ефективний переріз пори, і ймовірність затримування в ній наступних твердих частинок збільшиться. Можливий випадок, коли окрема частка повністю закупорює пору і робить її непрохідною для інших частинок. Нарешті, невелика порівняно з порами тверда частка може, незважаючи на це, не увійти в пору і залишитися на поверхні фільтруючої перегородки.

Найбільш бажаним є фільтрування з утворенням осаду, коли не відбувається закупорювання пор фільтрувальної перегородки твердими частинками з відповідним збільшенням її опору. Небажаним буде фільтрування із закупорюванням пор фільтрувальної перегородки, тому що регенерація її в даному випадку сильно ускладнюється, а іноді стає неможливою внаслідок труднощів із вилученням твердих частинок із пор.

Для зменшення гідравлічного опору осаду необхідно періодично видаляти його з фільтруючої перегородки. Характер і товщина шару осаду, що відкладається на поверхні фільтруючої перегородки, є важливими параметрами, що визначають ефективність фільтрації.

Осади, що отримуються на фільтрувальній перегородці в процесі розділення суспензій, поділяють:

– на нестисливі, які утворюються з недеформованих (кристалічних) частинок; у яких пористість, тобто відношення об'єму пор до об'єму осаду, не зменшується зі збільшенням

різниці тисків. Швидкість фільтрування суспензій, що утворюють нестисливі осади, зростає зі збільшенням тиску на рідину, а для того самого тиску залежить тільки від товщини шару осаду.

– стисливі, які одержують з деформованих (аморфних) частинок. Пористість стисливих осадів зменшується, а їх гідралічний опір потоку рідкої фази зростає із збільшенням різниці тисків.

З підвищенням тиску осад стискається, пори його зменшуються і швидкість фільтрації знижується. Отже, в цьому випадку швидкість фільтрації зростає непропорційно різниці тисків, а має деяке відставання. Більше того, швидкість фільтрації за певної різниці тиску не тільки не збільшується, а навпаки, зменшується внаслідок стиснення осаду.

Рівняння фільтрування. Зважаючи на невеликий розмір пор в шарі осаду і фільтрувальній перегородці, а також малу швидкість руху рідкої фази в порах вважають, що фільтрування протікає в ламінарній області. За такої умови швидкість фільтрування в кожен даний момент прямо пропорційна різниці тисків, але обернено пропорційна в'язкості рідини фази і загальному гідралічному опору шару осаду і фільтрувальній перегородки.

Основне диференціальне рівняння фільтрування має вигляд

$$-\frac{dV}{S d\tau} = \frac{\Delta p}{\mu(R_{oc} + R_{\phi n})}, \quad (6.37)$$

де V – об'єм фільтрату, м³;

S – поверхня фільтрування, м²;

τ – тривалість фільтрування, с;

Δp – різниця тисків, Па;

μ – в'язкість рідкої фази суспензії, Па с;

R_{oc} – опір шару осаду;

$R_{\phi n}$ – опір фільтрувальній перегородки.

У рівнянні (6.37) різниця тисків Δp являє собою рушійну силу, а загальний опір складається з опорів осаду (μR_{oc}) і фільтрувальній перегородки ($\mu R_{\phi n}$). Опір осаду R_{oc} тим більший, чим менша пористість осаду і більша питома поверхня твердих частинок, що його складають; на величину R_{oc} впливають також розмір та форма частинок. Опір фільтрувальній перегородки $R_{\phi n}$ можна вважати величиною постійною, нехтуючи його збільшенням внаслідок закупорювання пор перегородки твердими частинками.

Позначимо відношення об'єму осаду до об'єму фільтрату через x_o . Тоді об'єм осаду дорівнюватиме $x_o V$. Разом з тим об'єм осаду може бути виражений добутком $h_{oc} S$, де h_{oc} – висота шару осаду, м. Отже $x_o V = h_{oc} S$, звідси товщина шару осаду на фільтрувальній перегородці складе $h_{oc} = x_o V / S$.

Опір шару осаду

$$R_{oc} = r_o h_{oc} = r_o x_o V / S, \quad (6.38)$$

де r_o – питомий об'ємний опір шару осаду, м².

Підставивши значення R_{oc} з рівності (6.38) до рівняння (6.37), отримаємо

$$-\frac{dV}{S d\tau} = \frac{\Delta p}{\mu \left(r_o x_o \frac{V}{S} + R_{\phi n} \right)}. \quad (6.39)$$

Рівняння фільтрування за постійної різниці тисків. Прийmemo, що процес фільтрування протікає за постійної різниці тисків ($\Delta p = \text{const}$) і постійної температури

($t = \text{const}$). Тоді всі величини, що входять у рівняння (6.39), крім V і τ , постійні. Інтегруючи це рівняння в межах від 0 до V і від 0 до τ , отримаємо:

$$\int_0^V \mu \left(r_o x_o \frac{V}{S} + R_{\phi n} \right) dV = \int_0^{\tau} \Delta p S d\tau \quad (6.40)$$

або

$$\mu r_o x_o \frac{V^2}{2S} + \mu R_{\phi n} V = \Delta p S \tau, \quad (6.41)$$

де r_o – питомий об'ємний опір шару осаду, м^2 ;

x_o – відношення об'єму осаду до об'єму фільтрату.

Розділивши обидві частини рівняння (6.41) на $\mu r_o x_o / 2S$, отримаємо

$$V^2 + 2 \frac{R_{\phi n} S}{r_o x_o} V = 2 \frac{\Delta p S^2}{\mu r_o x_o} \tau. \quad (6.42)$$

Рівняння (6.42) показує залежність тривалості фільтрування від об'єму фільтрату. Вирішуючи його відносно V , отримаємо залежність об'єму фільтрату від тривалості фільтрування. Це рівняння застосовується до нестисливих і стисливих осадів, оскільки за умови $\Delta p = \text{const}$ величини r_o і x_o також постійні. З рівняння (6.39) випливає, що коли $\Delta p = \text{const}$ у міру збільшення об'єму фільтрату, а отже, і тривалості фільтрування швидкість фільтрування зменшується.

Рівняння фільтрування за постійної швидкості процесу. Для фільтрування за умови постійної швидкості похідну $dV/d\tau$ можна замінити відношенням кінцевих величин V/τ . Вирішуючи рівняння (6.39) щодо Δp , знаходимо

$$\Delta p = \mu r_o x_o \frac{V^2}{S^2 \tau} + \mu R_{\phi n} \frac{V}{S \tau}. \quad (6.43)$$

Помноживши та розділивши перший доданок правої частини цього рівняння на τ і взявши до уваги, що постійна швидкість фільтрування дорівнює $W = V/S\tau$, отримаємо

$$\Delta p = \mu r_o x_o W^2 \tau + \mu R_{\phi n} W. \quad (6.44)$$

Рівняння (6.44) показує, що за постійної швидкості фільтрування ($W = \text{const}$) різниця тисків зростає зі збільшенням тривалості фільтрування. Це рівняння застосовується до нестисливих осадів; а для використання його для осадів, що стискаються, слід враховувати залежність питомого опору осаду від різниці тисків.

Рівняння фільтрування за постійної різниці тиску і швидкості. Такий вид фільтрування можна здійснити, якщо чиста рідина фільтрується крізь шар осаду незмінної товщини за постійної різниці тисків. Промивання осаду на фільтрі способом витіснення, коли над осадом знаходиться шар промивної рідини, можна розглядати як фільтрування промивної рідини крізь шар осаду незмінної товщини за постійної різниці тиску і швидкості.

Прийнявши в рівнянні (6.39) замість $x_o V / S$ еквівалентну цьому виразу товщину шару осаду на фільтрі h_{oc} та замінивши в ньому $dV/d\tau$ на постійне значення V/τ , коли $\Delta p = \text{const}$ знайдемо

$$\Delta p = \mu r_o x_o \frac{V^2}{S^2 \tau} + \mu R_{fn} \frac{V}{S \tau}. \quad (6.45)$$

Це рівняння дає залежність об'єму фільтрату від тривалості фільтрування чистої рідини, зокрема промивної рідини. Оскільки в розглянутому випадку $\Delta p = \text{const}$, рівняння (6.45) застосовується для осадів, що не стискаються і стискаються.

З основного рівняння фільтрування (6.39) випливає, що за інших рівних умов швидкість фільтрування тим більша і продуктивність фільтра тим вища, чим менше об'єм отриманого фільтрату або пропорційна цьому об'єму товщина шару осаду на фільтрувальній перегородці. Тому для підвищення продуктивності фільтра необхідно прагнути до можливо швидшого видалення осаду з фільтрувальної перегородки.

Фільтрувальні перегородки. Фільтрувальна перегородка є основною частиною фільтра. Від правильного вибору її залежать продуктивність фільтра і чистота фільтрату. Вибір перегородки ґрунтується на зіставленні властивостей суспензії, що розділяється, і характеристик різних перегородок. Фільтрувальна перегородка повинна мати мінімальний гідравлічний опір і забезпечувати хорошу здатність до затримання твердих частинок і отримання чистого фільтрату.

Фільтрувальні перегородки класифікуються на такі групи:

- за принципом дії розрізняють поверхневі та глибинні фільтрувальні перегородки;
- за матеріалами, з яких вони виготовлені, – бавовняні, вовняні, синтетичні, скляні, керамічні та металеві;

- за структурою фільтрувальні перегородки поділяються на гнучкі та негнучкі.

Поверхневі перегородки відрізняються тим, що тверді частинки суспензії під час її поділу переважно затримуються на їх поверхні, не проникаючи в пори.

Глибинні перегородки, які використовуються переважно для освітлення рідин, що містять тверді частинки в невеликій концентрації, характеризуються тим, що частинки суспензії в процесі її поділу проникають у пори і затримуються там.

Гнучкі перегородки можуть бути металевими або неметалевими, негнучкі перегородки – жорсткими, які складаються зі зв'язаних твердих частинок, або нежорсткі, що складаються з незв'язаних твердих частинок.

Гнучкі металеві перегородки використовуються для роботи з агресивними рідинами, за підвищеної температури та значної механічної напруги. Вони виготовляються у вигляді перфорованих листів, сіток та тканин зі сталі, алюмінію, нікелю, срібла та різних сплавів.

Гнучкі неметалеві перегородки виготовляються у вигляді тканин або шарів незв'язаних волокон (неткані перегородки), рідше – у формі перфорованих листів. Використовують азбестові, скляні, бавовняні та вовняні тканини, а також тканини із синтетичних волокон.

Негнучкі жорсткі перегородки виконують у вигляді дисків, плиток, патронів. Вони складаються з частинок твердого матеріалу (металеві, керамічні, скляні, вугільні порошки, а також діатомітні), жорстко пов'язаних між собою шляхом безпосереднього спікання або спікання у присутності сполучної речовини так, що ці частинки утворюють пори проникні для рідини.

Негнучкі і нежорсткі перегородки складаються з незв'язаних твердих частинок, наприклад кам'яного, деревного і тваринного вугілля, піску, деяких неорганічних солей.

Класифікація фільтрів Фільтри поділяють на фільтри періодичної та безперервної дії. На перших здійснюють будь-який режим фільтрування, на других практично лише режим фільтрування за постійної різниці тисків. Для проведення процесів фільтрування із закупорюванням пор використовують фільтри періодичної дії.

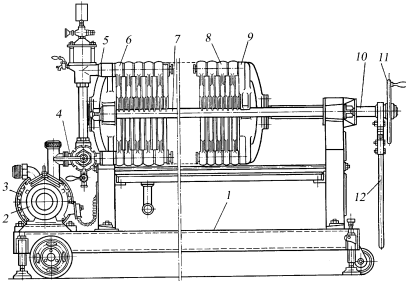
За способом створення різниці тисків фільтрувальне обладнання може бути поділено на фільтри, що працюють під вакуумом, під тиском і комбіновані фільтри. По взаємному напрямку сили тяжіння та руху фільтрату, фільтри можуть бути з протилежними, такими, що співпадають та перпендикулярними напрямками сили тяжіння та руху фільтрату.

Фільтр-прес з вертикальними рамами (плитково-рамний фільтр-прес), є фільтром

періодичної дії, що працює під тиском, у ньому напрями сили тяжіння та руху фільтрату взаємно перпендикулярні. Фільтр-прес (рис. 6.8) складається з станини 1, на якій змонтовані задня упорна плита 5, передня натискна плита 9 і плити 6, 8, встановлені на два горизонтальні стрижні 7.

Насос 2, що нагнітає суспензію в канал 4, наводиться в рух електродвигуном 3. Натискна плита 9 переміщається гвинтом 10 за допомогою маховика 11. Ущільнення плит 8 здійснюється гвинтом 10 за допомогою важеля 12 або механічним приводом.

Зібрані в пакет плити з розміщеними між ними фільтруючими пластинами щільно стискаються. Фільтруючі пластини ділять зазор між двома плитами на дві частини, що досягається завдяки ребристій поверхні плит. Тому розрізняють парні та непарні відсіки. Якщо вихідна суспензія надходить у парний відсік, освітлений сік виходитиме з непарного відсіку.



1 – станина; 2 – насос; 3 – електродвигун; 4 – канал; 5 – натискна плита; 6, 8 – плити; 7 – горизонтальний стрижень; 9 – передня натискна плита; 10 – гвинт; 11 – маховик; 12 – важіль

Рисунок 6.8 – Фільтр-прес

Кожна плита має по два фасонних припливи з отворами. Ці припливи розташовані у двох кутах парних плит з одного боку, у непарних плитах – з протилежного боку. Таким чином, в результаті збору плит у пакет створюються два канали в парних і два канали в непарних плитах, з'єднаних з порожнинами, утвореними кожною парою плит з розділюючою їх фільтруючою пластиною.

Під час роботи фільтра суспензія, що фільтрується, нагнітається в канали парних плит, потім через отвори в них надходить у відсіки для вихідної суспензії і під тиском проходить через фільтруючі пластини (рис. 6.9), частинки суспензії затримуються, а освітлена рідина потрапляє у відсіки, по двох каналах непарних пластин і потім виходить із фільтра.

Фільтр-прес використовується в промисловості для поділу суспензій з невеликою концентрацією твердих частинок, коли трудомісткі операції розбирання, розвантаження та збирання проводяться відносно рідко. До переваг фільтр-пресів відноситься велика поверхня

фільтрування на одиницю займаної ними площі приміщення і відсутність частин, що рухаються в процесі експлуатації. До недоліків відноситься необхідність у ручному обслуговуванні, недосконале промивання осаду та швидке зношування фільтрувальної тканини.

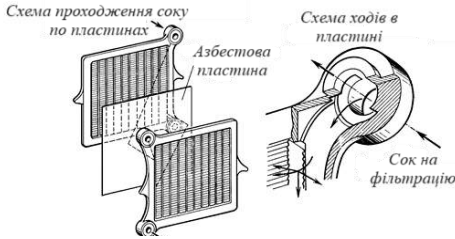


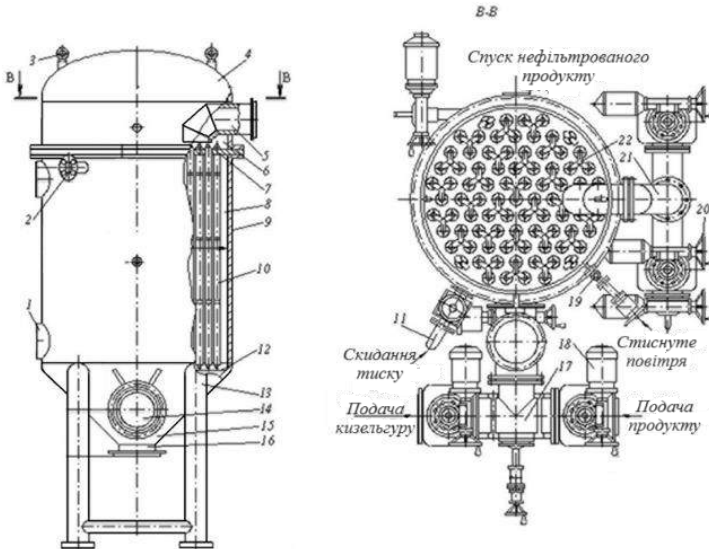
Рисунок 6.9 – Схема проходження суспензії у фільтр-пресі

Патронні фільтри відносять до працюючих під тиском апаратів періодичної дії, в яких напрями сили тяжіння та руху фільтрату перпендикулярні. Вони застосовуються для контрольної фільтрації соку I сатурації, фільтрації соку II сатурації, фільтрації сиропу з клеруванням у цукровій промисловості.

Відомі конструкції патронних фільтрів з тканинною, дротяною опорною поверхнею елементів, що фільтрують. Принцип дії патронних фільтрів однаковий. Відрізняються вони один від одного конструкцією патронів, що фільтрують, і

установкою їх у корпусі фільтра.

Патронний фільтр (рис. 6.10) складається з циліндричного корпусу 9, конічного днища 15, опуклої кришки 4, на якій встановлені римболти 3, і плити 7, в якій закріплюються патрони 10 притисками 22. У нижній частині патрони встановлюються в отвори 2.



1 – оглядове скло; 2, 5, 14, 16 – патрубки; 3 – римболт; 4 – кришка; 6, 8 – камери; 7 – плита; 9 – корпус; 10 – патрон; 11 – труба; 12 – ґрати; 13 – каркас; 15 – днище; 17 – колектор; 18 – електродвигун; 19 – вентиль; 20 – маховик; 21 – колектор; 22 – притжим

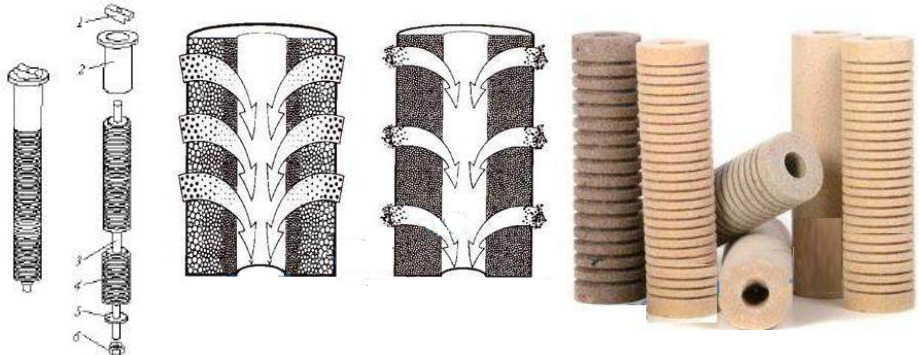
Рисунок 6.10 – Патронний фільтр

Плита встановлюється за допомогою ущільнень між фланцями циліндричного корпусу та опуклої кришки та утворює дві камери фільтра. У нижню камеру 8 за допомогою колектора 17, приєднаного до патрубку 14, підводяться кизельгурна суспензія, продукт, що фільтрується, і промивна вода. З камери 6 через колектор 21, приєднаний до патрубку 5, відводяться рідка фаза кизельгурної суспензії, фільтрат і промой. Крім того, для підведення повітря у верхню

камеру встановлений вентиль 19, а в нижню – патрубок 2. Скидання повітря з нижньої камери здійснюється через трубу 11. Для спостереження за станом внутрішньої частини нижньої камери встановлено оглядове скло 1. Видалення промитого осаду здійснюється через патрубок 16. Фільтр встановлений на трубчастому каркасі 13. Для управління процесом фільтрації є засувки з електродвигунами 18 і маховиками 20.

Повний цикл роботи фільтрів включає наступні стадії: намів кизельгуру, повернення перших каламутних порцій фільтрованого продукту, фільтрація, витіснення нефільтрованого продукту, промивання осаду і видалення осаду. Патрон (рис. 6.11) складається з трьох фільтруючих елементів 4 і опорного патрубку 2, які за допомогою стяжки 3, шайби 5, планки 1 і гайок 6 скріплюються жорстко. Щоб патрони не відхилилися від вертикальної осі, нижня частина стяжки кожного патрона встановлюється в отвір дротяного каркаса, розташованого внизу циліндричного корпусу фільтра. У процесі поділу суспензії фільтрат послідовно проходить через шар вже утвореного осаду, стінки елементів, що фільтрують, після чого по вертикальному каналу йде з патрона в колектор і видаляється з фільтра.

Патрони з дротяною опорною поверхнею прості за устроєм, але мають істотні недоліки. Так як щілини, утворені суміжними витками дроту, спочатку мають розширення, а потім до центру дротів звужуються, то не виключена можливість застрягання дрібних частинок кизельгуру та осаду в щілинах. Це призводить до зменшення живого перерізу опорного шару та швидкості фільтрації.

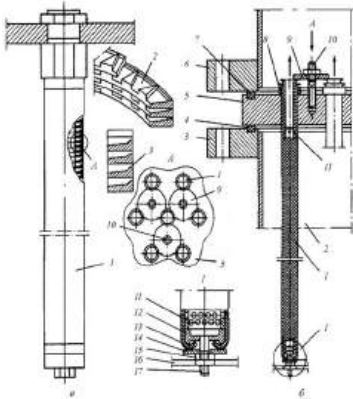


1 – планка; 2 – патрубок; 3 – стяжка; 4 – фільтруючий елемент; 5 – шайба; 6 – гайка

Рисунок 6.11 – Патрон із дротяною опорною поверхнею

Деякі зарубіжні фірми випускають фільтри, патрони яких набрані з окремих штампованих пластин (рис. 6.12, а). Після з'єднання пластин 2 утворюються щілини 3. Такі патрони називаються саморегенеруючими. Дрібні частки осаду, потрапляючи в звужену частину щілини, що має похилу стінку, виносяться фільтратом. Такі патрони працюють краще за патрони з дротяною опорною поверхнею, але вони складні у виготовленні.

Патрон фільтра з опорною тканиною зображений на рис. 6.12, б. Він являє собою перфорований корпус 11, до нижньої частини якого приварено денце 12 з хвостовиком 17, що має різьблення. На корпус патрона надівається тканинний рукав 1, який знизу має загин 13 і закріплюється за допомогою шайби 14 і гайки 15. Перед установкою патронів в отвори плити 5 на них надягають гумові кільця ущільнювачі 8. До плити патрони притискаються шайбами шпильки 10. Для збереження паралельності та вертикальності труб хвостовики 17 патронів встановлюються в отвори решітки 16, виготовленої з нержавіючої дроту. Грати кріпляться до хвостовиків патронів за допомогою додаткових гайок. Плита затискається між фланцями 3 і 6 корпусу 2 фільтра і кришки за допомогою болтів. Ущільнення між верхньою і нижньою частиною фільтра створюється прокладками 4 і 7.



а – виготовлений з окремих пластин;
 б – з тканинної опорною поверхнею;
 1 – рукав; 2 – корпус; 3, 6 – фланці;
 4, 7 – прокладки; 5 – плита; 8 – кільце;
 9, 14 – шайба;
 10 – шпилька; 11 – перфорований корпус;
 12 – денце; 13 – загин; 15 – гайка;
 16 – решітка; 17 – хвостовик
 Рисунок 6.12 – Патрони фільтрів

Сік, що фільтрується, направляється всередину патрона і виходить з його верхньої частини

Для виготовлення патрона можуть бути використані різні пористі матеріали (пористе скло, кераміка, спресований діатоміт, вугілля тощо). Застосовуються також патрони у вигляді перфорованого металевого циліндра, обтягнутого фільтрувальною тканиною. Патронні фільтри мають значні недоліки: вимагають постійного тиску в період нанесення допоміжного фільтруючого шару, застосування стисненого повітря для підтримки осаду в період спуску нефільтрованого соку перед промиванням осаду, подачі повітря всередину фільтруючих елементів для видалення осаду.

Дискові фільтри є фільтрами періодичної дії, де фільтрація проводиться під тиском.

Дисковий фільтр складається з декількох вертикальних дисків, насаджених по центру на деякій відстані один від одного на порожнистий горизонтальний вал, що обертається. Кожен диск має з обох боків рифлену поверхню і з обох боків покритий фільтрувальною тканиною. Під дисками знаходиться резервуар з суспензією, що

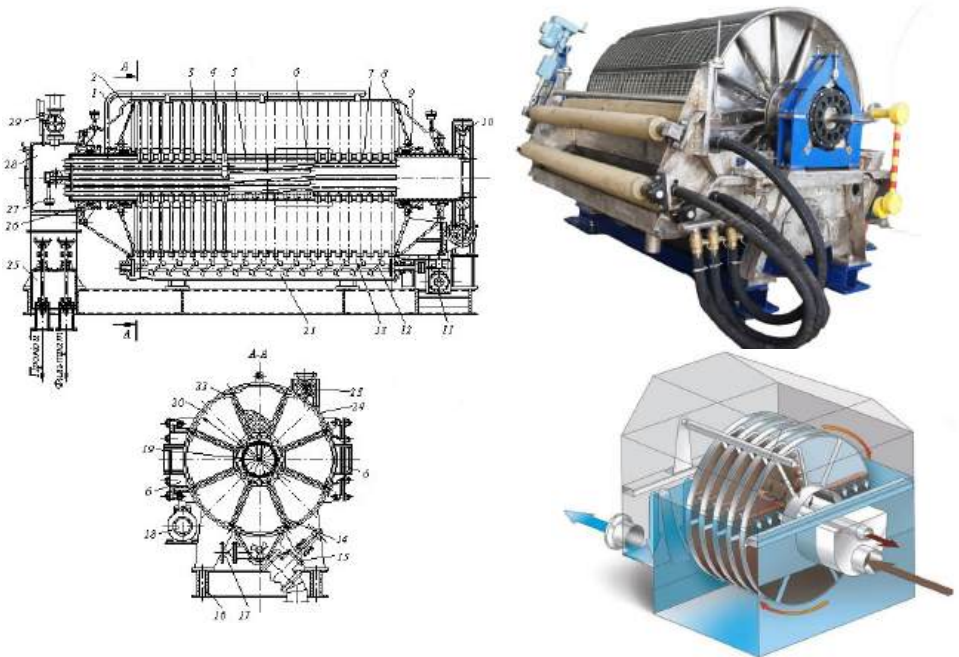
розділяється, в яку майже до половини занурені диски. Під час обертання дисків фільтрат під дією вакууму проходить через тканину і по жолобках на рифленій поверхні надходить у порожнину валу, на одному з кінців якого є розподільний пристрій. Осад, що утворився на поверхні тканини, видаляється з неї ножами. У порівнянні з фільтр-пресами вони мають такі переваги: полегшують умови праці, скорочують витрати робочої сили, зменшують витрату фільтрувальної тканини і забезпечують отримання чистого фільтрату, що не вимагає контрольної фільтрації.

Дисковий фільтр (рис. 6.13) складається з наступних основних вузлів: корпусу фільтра 24, трубовалу 7, фільтруючих елементів, приймача соку 28, соплового пристрою 23, лопатевого вала 12 для видалення осаду, приводу 11 трубовалу і приводу 18 лопатного вала, кронштейну кінцевого 2, відвідної труби з контрольного елемента 4, трубки колекторної 5, люків 6, днища 8, сальникових ущільнень 9, черв'ячної передачі 10, вирізів 13, стійки 14, рами 16, штуцера 17, труби центральної 19, 21, затискача 22, збірника 25, опори 26, відвідної трубки 27, труби витяжної 29.

На корпусі фільтра у верхній частині розташована труба 1 для рециркуляції нефільтрованого соку, на якій встановлений запобіжний вентиль 15. По цій трубці підводиться також стиснене повітря всередину фільтра для витіснення соку перед промиванням осаду. Цикл фільтрації на даному фільтрі складається з наступних операцій: фільтрації соку через елементи дисків 3 з відкладенням осаду на поверхні елементів, знецукровування осаду з отриманням промю, видалення осаду з фільтра за допомогою струменів води

Фільтруючий елемент дискового фільтра (рис. 6.14) складається з жолобчастого каркаса 5, тришарової сітки 4, що є опорною основою для полотна 11. У нижній частині каркаса вварений штуцер 7, який встановлюється в конусному отворі втулки. Таким чином, внутрішня порожнина фільтруючого елемента 3 з'єднується з колекторною трубою 10 для відведення фільтрату. Штуцер має ущільнення 8. Елемент закріплюється на трубовалі 9 за допомогою радіально розташованих шпильок 1. Шпильки закріплені одним кінцем у приварені майданчики до трубовалу, а іншим кінцем з'єднані з дугоподібними жолобчастими накладками 2, які за допомогою гайок притискають елементи до вала. На елементи надягається

фільтрувальна тканина в один шар. В якості тканини застосовується паперове полотно типу бельтинг або тонка капронова тканина.



1 – труба; 2 – кронштейн; 3 – диск; 4 – контрольний елемент; 5 – колекторна трубка; 6 – люк; 7 – трубовал; 8 – днище; 9 – сальникове ущільнення; 10 – черв'ячна передача; 11 – привід трубовала; 12 – лопатевий вал; 13 – вирізі; 14 – стійка; 15 – запобіжний вентиль; 16 – рама; 17 – штуцер; 18 – привід лопатевого валу; 19 – центральна труба; 20 – елемент; 21 – жолоб; 22 – затискач; 23 – сопло; 24 – корпус; 25 – збірка; 26 – опора; 27 – відвідна труба; 28 – приймач соку; 29 – витяжна труба

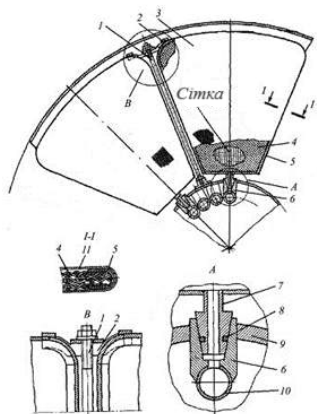
Рисунок 6.13 – Дісковий фільтр

Вакуум-фільтри. Застосовуються вакуум-фільтри камерного типу та безкамерні. Камерний вакуум-фільтр є апаратом безперервної дії, що працює під вакуумом і характеризується в основному протилежними напрямками сили тяжіння і руху фільтрату (рис. 6.15).

Камерний вакуум-фільтр має горизонтальний перфорований циліндричний барабан 2, покритий зовні фільтрувальною тканиною. Барабан обертається навколо своєї осі та на 0,3 – 0,4 своєї поверхні занурений у суспензію у резервуарі. Поверхня барабана розділена перегородками 3 на окремі секції, ізольовані одна від одної. Секції під час руху по колу приєднуються у певній послідовності до джерел вакууму та стиснутого повітря.

Кожна секція 5 трубками з'єднана з рухомою головкою 6 фільтра. Головка має отвори, кількість яких відповідає кількості секцій барабана. Секції покриваються опорною поверхнею, на яку накладається полотно. Кожна секція проходить послідовно зони фільтрації, першого зневоднення (підсушування), промивання, другого зневоднення (підсушування), видалення осаду та регенерації тканини.

У корпус 1 подається згущена суспензія, у яку занурений обертовий барабан 2. У зоні фільтрації секція стикається з суспензією, що знаходиться в резервуарі, і з'єднується трубкою з рухомою головкою 6 фільтра, яка з'єднана з джерелом вакууму. Фільтрат через трубку і порожнину йде до збірки, а на фільтруючій поверхні секції утворюється осад. Зверху над барабаном вакуум-фільтра розташовані форсунки 7 для промивання осаду 4.



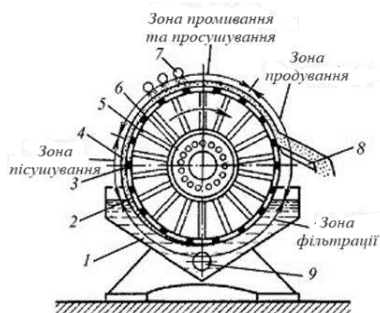
- 1 – шпилька; 2 – жолобчасті накладки;
 3 – фільтруючий елемент; 4 – сітка;
 5 – каркас; 6 – втулка; 7 – штуцер;
 8 – ущільнення; 9 – трубовал;
 10 – колекторна труба

Рисунок 6.14 – Фільтруючий елемент дискового фільтра

Для видалення осаду з барабана вакуум-фільтра встановлений ніж 8. У корпусі фільтра є мішалка 9 для збовтування осаду. Для відведення фільтрованого соку, промивання та підведення стисненого повітря, для віддування осаду від полотна до рухомої головки притискається нерухома головка.

Безкамерний вакуум-фільтр за конструкцією простіше камерного фільтра, тому що барабан його не має окремих камер, відсутні також розподільні головки (рис. 6.16). Перфорований барабан фільтра 3 закритий бічними кришками, і поверхня його за допомогою гумового ущільнення 19 ділиться на дві зони: зону 5, що знаходиться під розрідженням, і зону 7, в якій діє тиск. У зоні розрідження відбуваються фільтрація суспензії, промивання та підсушування осаду. Промой відводиться зі збірки, утвореної стінками 8. У зоні тиску здійснюються віддування осаду за допомогою повітря, що надходить трубою 12, і регенерація тканини за допомогою пари або рідини, що надходить по трубі 13.

Барабан фільтра встановлюється на нерухомій порожнистій осі 14 за допомогою підшипників у корпусі 1. Порожниста вісь 14 з'єднана трубою 15 з нижньою частиною барабана фільтра, куди по пристрою 16 подається сік. Для відведення продуктів фільтрації, а також підведення повітря для віддування осаду 2 та рідини для регенерації тканини 22 порожниста вісь ділиться на секції. У деяких конструкціях фільтрів для цієї мети у порожнистій осі встановлюються спеціальні труби. По верхній секції



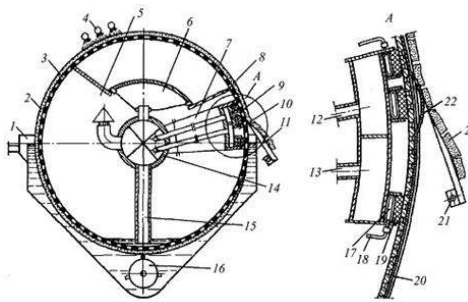
- 1 – корпус; 2 – барабан; 3 – перегородки; 4 – осад; 5 – трубки; 6 – головка фільтра;
 7 – форсунка; 8 – ніж; 9 – мішалка

Рисунок 6.15 – Камерний вакуум-фільтр



порожнистій осі відводиться промой, який збирається у збірнику 6. Ліва секція з'єднана з вакуум-ресивером, через нижню секцію відводиться відфільтрований сік. Через праву секцію порожнистій осі підводять повітря для віддування осаду і пара або рідина для регенерації тканини.

Барабан обтягується фільтрувальною тканиною, яка закріплюється дротом 20. Обертання барабана здійснюється від приводу через шестерню, прикріплену до передньої кришки барабана. Поверхня барабана фільтра занурена в суспензію на 50 – 60%.



1 – корпус; 2 – осад; 3 – барабан; 4 – форсунка; 5 – зона розріднення; 6 – збірка; 7 – зона тиску; 8 – стінка; 9, 10 – щілина; 11 – ніж; 12, 13, 15 – труби; 14 – порожниста вісь; 16 – пристрій для подачі соку; 17 – гумова подушка; 18 – шланг; 19 – гумове ущільнення; 20 – дрiт; 21 – цапфа; 22 – тканина

Рисунок 6.16 – Безкамерний вакуум-фільтр

Осад промивається за допомогою форсунок 4, обдувається повітрям, що надходить через щілину 9, і видаляється ножом 11, що має цапфу 21 для установки. Через щілину 10 здійснюється регенерація тканини паром або рідиною.

Гумові ущільнення притискаються до внутрішньої поверхні барабана за допомогою порожнистих гумових подушок 17, у які підводиться вода по гнучких шлангах 18. Тиск води повинен становити 0,5 – 0,6 МПа.

Так як гумові ущільнення постійно притискаються до внутрішньої поверхні барабана і працюють на стирання, барабан всередині повинен бути гладким. Практика експлуатації вакуум-фільтрів цього типу показує, що ущільнення швидко зношуються. Застосування ротацийних пристроїв ущільнювачів з синтетичних матеріалів, може усунути цей недолік.

Інтенсифікація роботи фільтрів. Підвищити продуктивність фільтрів можна за рахунок збільшення поверхні та швидкості фільтрування.

Оптимізації процесу фільтрування можна досягти трьома способами:

- конструкційним – реалізується у реверсивному (для малої товщини осаду), динамічному (у процесі безперервного змивання осаду), неодномірному (у випадку утворення осаду на циліндричній поверхні з малим радіусом кривизни) та вібраційному фільтруванні;

- технологічним – спрямований вибір оптимальної товщини осаду, різниці тисків, концентрації суспензії;

- фізико-хімічним – зводиться до таких впливів на суспензію, які зумовлюють значне зменшення питомого опору осаду. Цього можна досягти шляхом вибору належних умов утворення суспензії (температура, концентрація), що дозволить збільшити розмір твердих частинок, отримати кристалічні частинки замість аморфних.

Розрахунок фільтрів. Для розрахунку фільтрів приймають такі припущення: відсутність осадження твердих частинок під впливом сили тяжіння; відсутність зміни опору фільтрувальної перегородки у процесі роботи; відсутність зміни питомого опору осаду. Продуктивність фільтр-преса залежить від швидкості фільтрації, яка визначається режимом фільтрації, характером фільтруючої перегородки та фізико-хімічними властивостями осаду.

Продуктивність Π ($\text{м}^3/\text{с}$) фільтрів та фільтр-пресів

$$\Pi = qF / (\tau_{\phi} + \tau_{np} + \tau_p), \quad (6.46)$$

де q – навантаження на поверхню, що фільтрує, $\text{м}^3/\text{м}^2$;

F – площа фільтруючої поверхні, м^2 ;

τ_{np} , τ_{ϕ} , τ_p – відповідно, тривалість промивання осаду, фільтрації, розвантаження та підготовки фільтр-пресу до наступного циклу, с.

Під час вибору насосу, що подає вихідний продукт у фільтр-прес, необхідно

враховувати опір перегородки, яка розраховується за формулою

$$R = 1,5R_0\mu, \quad (6.47)$$

де R_0 – коефіцієнт опору (для металевого сита густого плетіння $R_0 = (0,7 - 1,2) 10^{10}$; для тканой перегородки $R_0 = (0,6 - 3) 10^{10}$;

μ – динамічна в'язкість фільтруючого продукту, Па·с.

Тривалість фільтрації τ_ϕ (с)

$$\tau_\phi = M_\phi \delta \rho_{oc} / 2M_{oc} v_o \rho_c, \quad (6.48)$$

де M_ϕ – маса відфільтрованого соку за один цикл роботи фільтр-преса, кг;

M_{oc} – маса вологого осаду, що утворюється за цикл роботи фільтр-преса, кг;

δ – товщина фільтруючої рами, м;

ρ_{oc}, ρ_c – відповідно, густина відфільтрованого соку та вологого осаду, кг/м³;

v_o – об'ємна швидкість фільтрації соку, м³/(м²·с).

Продуктивність патронних фільтрів Π (т/добу),

$$\Pi = 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot F c \rho / (10P), \quad (6.49)$$

де F – площа поверхні фільтрації фільтрів, м²;

c – швидкість фільтрації продукту, м³/(м²·с);

P – кількість фільтрованого соку або сиропу, %, наприклад до маси переробленого буряка (приймається з продуктового розрахунку);

ρ – густина продукту, кг/м³.

Необхідна площа фільтрації патронних фільтрів F (м²),

$$F = 10\Pi P / (24 \cdot 60 \cdot 60 c \rho). \quad (6.50)$$

Кількість фільтрів визначається з виразу

$$m = (F / F_1) + 1, \quad (6.51)$$

де F_1 – площа фільтрації одного фільтра м².

Продуктивність дискових фільтрів Π (т/добу)

$$\Pi = 24 \cdot 60 \cdot 60 F c \rho \tau_1 / [24 \cdot 60 P (\tau_1 + \tau_2)]. \quad (6.52)$$

Поверхня фільтрації фільтрів F (м²),

$$F = 10\Pi P (\tau_1 + \tau_2) / (24 \cdot 60 \cdot 60 c \rho \tau_1), \quad (6.53)$$

де P – кількість фільтрованого соку без урахування промюю, %;

τ_1 – активний час фільтрації соку за один цикл без урахування отримання промюю, с;

τ_2 – час допоміжних робіт за цикл, с;

c – середня швидкість фільтрації соку, м³/(м²·с);

ρ – густина соку, кг/м³.

Активний час фільтрації τ_1 (с) визначається за формулою

$$\tau_1 = \delta \rho_{oc} P / (2c \rho P_{oc}), \quad (6.54)$$

де δ – товщина осаду на елементах м;
 ρ, ρ_{oc} – відповідно густина соку та осаду, кг/м³;
 P, P_{oc} – відповідно кількість фільтрованого соку та осаду, %;
 c – середня швидкість фільтрації соку, м³/(м²с).
 Продуктивність вакуум-фільтрів Π (т/добу)

$$\Pi = 864 \cdot 10^3 F K c \rho / [P_c (100 - \mu_c)], \quad (6.55)$$

де F – загальна площа поверхні фільтрації вакуум-фільтрів, м²;
 K – коефіцієнт використання поверхні фільтрації, що виражається відношенням кута зони фільтрації до 360°;
 c – швидкість фільтрації, м³/(м² с);
 ρ – густина фільтрованого соку, кг/м³;
 P_c – кількість рідкої частини нефільтрованого соку %;
 μ_c – кількість соку, відфільтрованого на дискових згущувачах, % до загальної кількості рідкої частини нефільтрованого соку.
 Необхідна площа фільтрації вакуум-фільтрів F (м²)

$$F = \Pi P_c (100 - \mu_c) / (864 \cdot 10^3 K c \rho). \quad (6.56)$$

6.5. Центрифугування

Під *центрифугуванням* розуміють процес поділу рідких неоднорідних систем у полі відцентрових сил з використанням суцільних або проникних для рідини перегородок. Розрізняють відцентрове осадження та відцентрове фільтрування. У першому випадку центрифугування виконують у роторах із суцільними стінками, у другому – з перфорованими. Суспензії можна розділяти як у суцільних роторах, так і в перфорованих, а емульсії – тільки в роторах, що мають суцільну стінку.

Для центрифугування призначені машини, які називають центрифугами і рідинними відцентровими сепараторами. Поділ суспензій методом відцентрового осадження поділяють на відцентрове освітлення, відцентрове згущення та осаджувальне центрифугування.

Відцентрове освітлення – виділення твердої фази із малокоцентрованих суспензій. Для цього процесу використовують шнекові центрифуги, трубчасті центрифуги і рідинні сепаратори з тарілчастими вставками.

Відцентрове згущення – процес, коли виділені частинки дисперсної фази концентруються у відносно невеликому об'ємі дисперсійного середовища. Для цього призначені сепаратори-згущувачі, з роторів яких безперервно відводиться осад у вигляді концентрату.

Осаджувальне центрифугування – поділ середньо- та висококоцентрованих суспензій. Для проведення цього процесу використовують зазвичай зневоднюючі та осаджувальні шнекові центрифуги, а також центрифуги періодичної дії з ручним або механізованим вивантаженням осаду.

Відцентрове фільтрування – поділ суспензій центрифугуванням у перфорованих роторах центрифуг періодичної та безперервної дії.

Класифікація центрифуг та сепараторів. У силу сформованих традицій центрифуги та сепаратори мають самостійні системи класифікації. Розглядаються тільки ті типи машин, які знайшли застосування в харчовій промисловості. За характером перебігу процесу центрифуги поділяють на машини періодичної та безперервної дії.

За *основною конструктивною ознакою* центрифуги поділяють на центрифуги з горизонтальним розташуванням валу (ротор може бути розташований між опорами або консолю з одного боку); вертикальним розташуванням валу; похилим розташуванням валу; підвісній з верхнім приводом та вертикальним розташуванням валу, підвішеним на верхній шарнірній пружній опорі; підвісній з вертикальним розташуванням валу, ротор у яких

закріпленений на нижньому кінці валу; підвісні з нижнім приводом (маятникові на колонках) та вертикальним розташуванням валу; опори валу поміщені в загальний жорсткий корпус, що підвішений на колонках з пружними шарнірними опорами; ротор закріпленений верхньому кінці валу.

За способом вивантаження осадку з ротора розрізняють центрифуги з ручним, ножовим, шнековим, інерційним, механіко-пневматичним вивантаженням і пульсуючим вивантаженням осадку. Ножове вивантаження осадку за допомогою ножа або скребка застосовують у механізованих центрифугах періодичної дії. Комбінацію ножового та пневматичного вивантаження осадку називають механіко-пневматичною.

Вивантаження пульсуючим поршнем застосовують лише у фільтруючих центрифугах. Завантаження цих центрифуг безперервне, а вивантаження осадку – циклічне, окремими порціями під час зворотньо-поступального руху поршня.

Шнекове вивантаження осадку забезпечує різна частота обертання ротора і шнека, що обертаються в ту саму сторону. Внаслідок цього шнек транспортує осадок вздовж ротора до вивантажувальних вікон. Цей спосіб вивантаження використовується в осаджувальних та фільтруючих центрифугах безперервної дії.

Інерційне вивантаження осадку зустрічається тільки у фільтруючих центрифугах. Переміщення осадку вздовж ротора до розвантажувальної кромки відбувається під дією відцентрової сили.

Залежно від величини фактора поділу K_p центрифуги діляться на нормальні ($K_p < 3500$) та надцентрифуги ($K_p > 3500$). Нормальні центрифуги можуть бути осаджувальними (відстійними) та фільтруючими. Надцентрифуги є відстійними та поділяються на трубчасті центрифуги, що використовуються для поділу тонкодисперсних суспензій, та рідинні сепаратори, призначені для поділу емульсій (молока, соків, тощо).

За розташуванням осі обертання розрізняють вертикальні, похилі та горизонтальні центрифуги. Вал ротора вертикальної центрифуги має опору знизу або підвішується зверху.

Центрифуга є вертикальним або горизонтальним циліндричним ротором з суцільними або перфорованими бічними стінками. Ротор обертається електродвигуном і поміщається в співвісний циліндричний нерухомий кожух, що закривається з'ємною кришкою. На внутрішній поверхні ротора з перфорованими стінками знаходиться фільтрувальна тканина або тонка металева сітка. У фільтруючій центрифугі суспензія, що розділяється, відкидається під дією відцентрових сил до стінок ротора і фази розділяються. Рідка фаза проходить крізь фільтрувальну перегородку в кожух і відводиться з нього, а тверда фаза у вигляді осадку затримується на внутрішній стороні перегородки, а потім видаляється з ротора. У фільтруючих центрифугах з проникними стінками для розділення суспензій замість різниці тисків використовується відцентрова сила.

У відстійній центрифугі суспензія, що розділяється, або емульсія відкидається відцентровою силою до стінок ротора, причому фаза з більшою густиною розташовується ближче до стінок ротора, а фаза з меншою густиною розміщується ближче до його осі; осадок утворює шар біля стінок ротора, а фугат переливається через поріг ротора (рис. 6.17). У відстійних центрифугах із суцільними стінками для поділу емульсій та суспензій дія сили тяжіння замінюється дією відцентрової сили.

Розділення емульсій у відстійних центрифугах зазвичай називають сепарацією (наприклад, відокремлення вершків від молока), а пристрої, в яких здійснюється цей процес, сепараторами. В процесі поділу суспензій у відстійних центрифугах розрізняють процеси відцентрового освітлення та відцентрового відстоювання. Під час освітлення з рідини видаляються тверді домішки, що містяться в ній у незначній кількості, наприклад, освітлення соків, пива. В умовах відстоювання розділяється суспензія, яка у великій кількості містить тверду фазу, зокрема кристали цукру в утфелі.

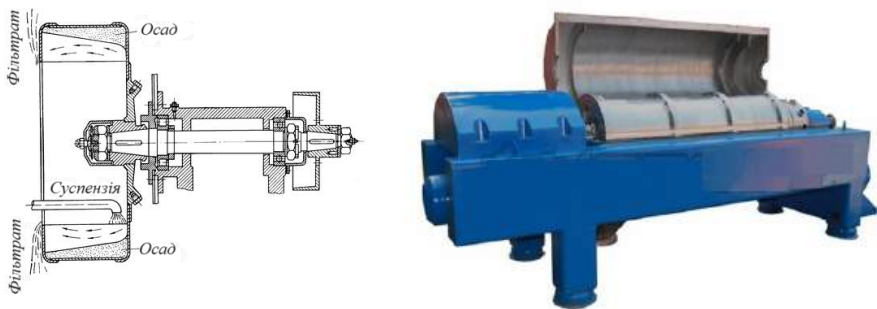


Рисунок 6.17 – Відстійна центрифуга з безперервним підведенням суспензії та відведенням фільтрату

Процеси у відстійних центрифугах. Поділ суспензій у відстійних центрифугах складається зі стадій осадження твердих частинок на стінках ротора і ущільнення осаду, що утворився. Роздільна здатність відстійних центрифуг характеризується індексом продуктивності Σ

$$\Sigma = F K_p, \quad (6.57)$$

де F – площі циліндричної поверхні осадження в роторі, м²;

K_p – фактор поділу.

Індекс продуктивності Σ відображає вплив усіх конструктивних особливостей осадової центрифуги, що визначають її роздільну здатність. Рівняння (6.57) застосовується для ламінарного режиму осадження твердих частинок суспензії. В умовах перехідного та турбулентного режимів індекс продуктивності виражається таким чином:

у перехідному режимі

$$\Sigma = F K_p^{0,715}, \quad (6.58)$$

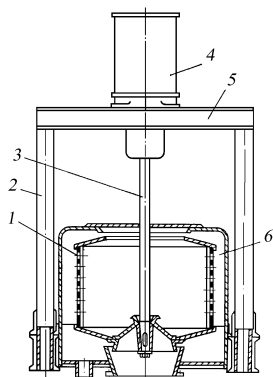
у турбулентному режимі

$$\Sigma = F K_p^{0,5}. \quad (6.59)$$

Поділ суспензій у фільтруючих центрифугах складається із стадій утворення, ущільнення, механічного сушіння осаду, також іноді використовується промивання осаду.

Підвісні центрифуги з верхнім приводом та нижнім вивантаженням осаду застосовують переважно у цукровій промисловості. Вони відносяться до нормальних відстійних або фільтруючих центрифуг періодичної дії з вертикальним ротором і пристроєм для вивантаження осаду вручну.

На рис. 6.18 показано підвісну відстійну центрифугу з нижнім вивантаженням осаду. Загальна конструктивна ознака підвісних центрифуг – вертикальне розташування осі перфорованого ротора 1 і вала 3. Верхній кінець валу підвішений до опори 5, розташованої значно вище центру. Він приводиться в обертання від електродвигуна 4, з'єднаного з валом центрифуги за допомогою пружної муфти. Опора – головка приводу центрифуги – є системою підшипників кочення, розміщених у стакані, що вільно спирається своєю сферичною поверхнею на корпус головки приводу. Відхилення валу обмежуються гумовим амортизатором, у результаті зменшується динамічне навантаження на підшипники у разі дисбалансу.



1 – ротор; 2 – стійки; 3 – вал; 4 – привід; 5 – опора приводу; 6 – кожух

Рисунок 6.18 – Підвісна центрифуга

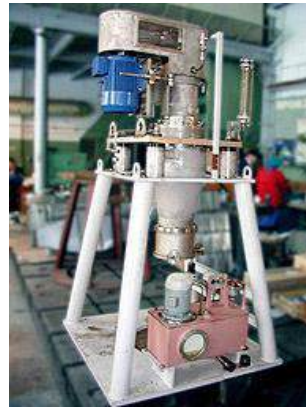
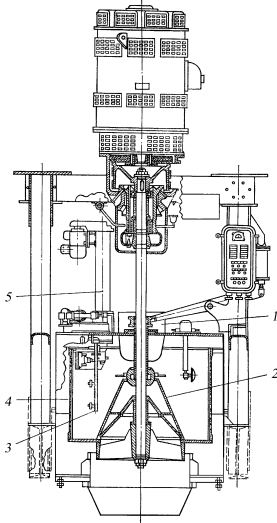
Таке розташування опори і шарнірна конструкція з гумовим амортизатором забезпечують самоцентрування системи, що обертається, і її стійкість у роботі. Центрифуга забезпечена механічним стрічковим гальмом, розташованим у корпусі головки приводу та стійками 2. Ротор центрифуги закритий кожухом 6, що складається з двох частин – верхньої та нижньої. Вихідна суспензія подається трубопроводом, який укріплений на нижньому кінці валу 3, в ротор 1 з суцільними стінками. Тверда фаза суспензії, оскільки її густина більше густини рідкої фази, відкидається під дією відцентрової сили до стінок ротора і осаджується на них.

Рідка фаза розташовується у вигляді кільцевого шару ближче до осі ротора і в міру поділу порцій суспензії, що знову надходять, переливається через поріг ротора в простір між ним і нерухомим кожухом 6. Кожух є збірником відфільтрованої рідини, яка відводиться через штуцер в днище нижньої частини кожуха. До штуцера приєднаний сегрегатор, що служить для роздільного відведення з кожуха фільтрату і промивного фільтрату. Рідина видаляється із центрифуги через штуцер.

Під час роботи центрифуг, що фільтрують, суспензію подають зверху за умови зниженої швидкості обертання ротора. Потім швидкість ротора доводять до максимальної, осад віджимають, промивають і повторно віджимають. В осадових центрифугах суспензію подають в умовах робочої швидкості обертання ротора. Підвісні центрифуги виготовляють з ручним та механізованим вивантаженням осаду. У механізованих центрифугах осад вивантажується на зниженій швидкості ротора, у центрифуг із ручним розвантаженням – за умови зупинки ротора.

Механізована центрифуга (рис. 6.19) складається з ротора 4, підвішеного на валу до верхньої опори, електродвигуна, механізму зрізання 5, пристрою для промивання 3, підвісної головки, розподільного диска, кожуха, станини, труби для підведення води та пневмоциліндра заслінки. Працює центрифуга в такий спосіб. Після досягнення робочої частоти обертання ротора відкривається шиберна заслінка і вихідний продукт (утфель) по лотку 1 надходить у ротор 4 центрифуги. Після завантаження ротора до заданого об'єму датчик завантаження продукту дає команду на закриття шиберної заслінки. Потім електродвигун набирає максимальну частоту обертання і відбувається процес центрифугування. Після завершення процесу центрифуга починає гальмуватись, електродвигун вимикається, а потім перемикається на зворотне обертання ротора. Потім піднімається запірний конус 2 і до шару осаду підводиться ніж. Після закінчення розвантаження механізм зрізання займає початкове положення, запірний конус опускається, сита промиваються водою і починається наступний цикл роботи.

У підвісних центрифугах, що саморозвантажуються, нижня частина ротора має конічну форму, причому кут нахилу її стінок більше кута природного відкосу одержуваного осаду. За такого устрою ротора осад сповзає зі стін після зупинки центрифуги.

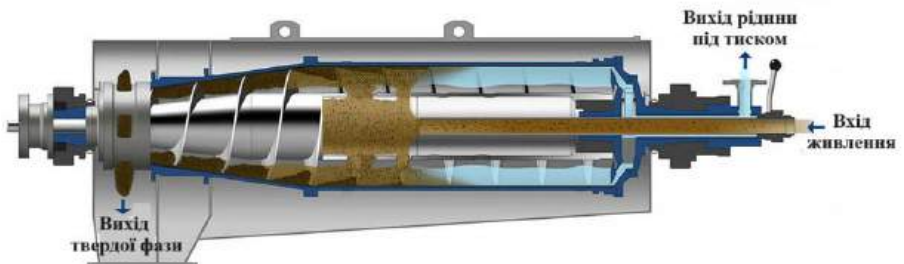


1 – завантажувальний лоток; 2 – запірний конус; 3 – промивна труба; 4 – ротор; 5 – механізм зрізання осаду

Рисунок 6.19 – Механізована підвісна центрифуга

До відстійних центрифуг відноситься *центрифуга зі шнековим вивантаженням осаду* (рис. 6.20). Центрифуга складається з ротора 5, редуктора 1, шнека 6, приводу, опор 2 і 10 і захисного кожуха 7. Ротор обертається від електродвигуна через відцентрову муфту і клинопасову передачу, обертання шнека щодо ротора здійснюється через планетарно-диференційний редуктор, який кінематично зв'язаний зі шнеком.

Кожух 7, що закриває ротор, в той же час є приймачем твердого осаду та рідкої фракції, отриманих в результаті центрифугування. Конструктивна особливість такої центрифуги – горизонтальне розташування осі циліндроконічного ротора 5 і співвісне розташування всередині нього шнека 6. Ротор і шнек обертаються в одному напрямку, але з різною частотою, в результаті шнек переміщує осад уздовж ротора до вивантажувальних вікон у вузькій частині.



1 – редуктор; 2, 10 – підшипникова опора; 3, 9 – фланці; 4, 8 – болти; 5 – ротор; 6 – шнек; 7 – захисний кожух; 11 – шків; 12 – живильна трубка; 13 – приймач фугату; 14 – приймач осаду

Рисунок 6.20 – Центрифуга безперервної дії

Ротор 5 центрифуги, розташований на двох опорах 2 і 10 приводиться в обертання від електродвигуна через клинопасову передачу. Привід шнека здійснюється від ротора центрифуги через спеціальний редуктор 1. Ротор закритий кожухом 7 з перегородками, що відокремлюють приймач осаду 14 від приймача фугату 13.

В процесі роботи центрифуги суспензія по трубі живлення 12 подається у внутрішню порожнину шнека, звідки через вікна надходить в ротор і відкидається на робочу поверхню ротора. Під час переміщення продукту в роторі (вздовж осі) відбувається розподіл його на фракції. Твердий осад безперервно пересувається шнеком до вузького кінця ротора, виводиться із зони рідини, зневоднюється і викидається через розвантажувальні вікна і днище ротора у приймач 14.

Рідка фракція безперервно видаляється через зливні вікна у приймач 13. Технологічний режим у цих центрифугах можна регулювати зміною швидкості подачі суспензії, частоти обертання ротора, величини діаметра зливних вікон і положення труби живлення.

Горизонтальні центрифуги з ножовим вивантаженням осаду виготовляються у двох конструктивних виконаннях: з фільтруючим та осаджувачим роторами. Фільтруючі центрифуги застосовують для поділу суспензій із середньо- та дрібнозернистою (розмір частинок більше 30 мкм) переважно розчинною твердою фазою, коли допускається дроблення частинок осаду. У них передбачена можливість хорошого віджиму та ефективного промивання осаду.

Центрифуги з осадовим ротором призначені для поділу малокоцентрованих суспензій, що погано фільтруються, з нерозчинною твердою фазою. Осад у осаджувальних центрифугах не промивається. Основна перевага цих центрифуг полягає у можливості проведення всіх стадій процесу в автоматичному режимі і за постійної частоти обертання ротора.

До недоліків слід віднести подрібнення кристалів під час зрізування осаду, великі труднощі регенерації фільтруючої перегородки під час обробки суспензії з нерозчинною твердою фазою.

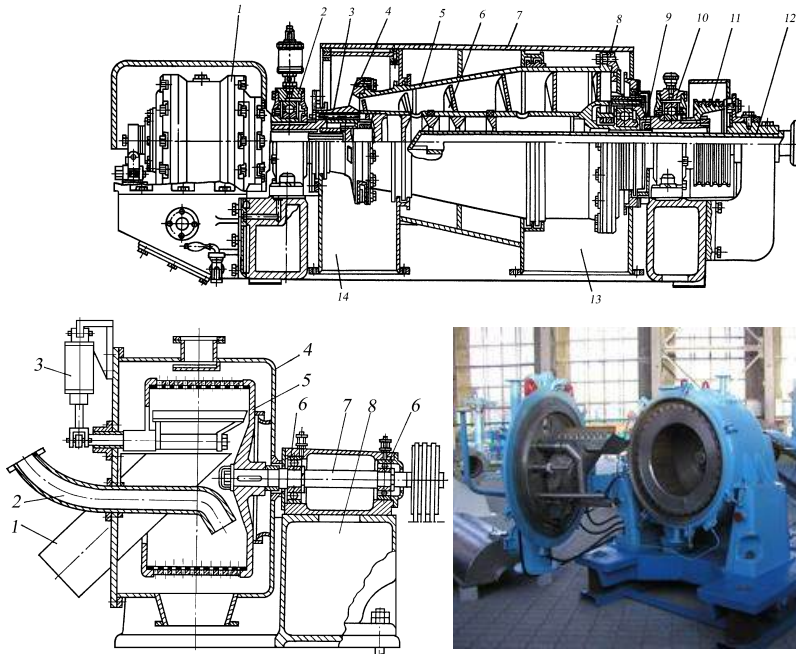
Загальна конструктивна ознака центрифуг – горизонтальне розташування осі ротора 5, вал якого обертається в підшипниках кочення 6, встановлених у станині 8 (рис. 6.21). Привід центрифуги від електродвигуна через клинопасову передачу. На передній кришці центрифуги змонтовані механізм зрізання 3 осаду, розвантажувальний бункер 1, живильна труба 2, труба промивання і регенерації (для фільтруючих центрифуг), регулятор рівня шару завантаження і перемикач ходу ножа.

Поворотна кришка підвішена на петлях, ущільнена гумовою прокладкою. Описана конструкція найбільш поширена для центрифуг із консольним розташуванням ротора.

На відміну від фільтруючих, у осаджувальних центрифуг є механізм відведення фугату з ротора, що складається із забірної трубки з силовим гідроциліндром, забезпеченим дроселем для регулювання швидкості введення трубки в ротор. Осаджувальні центрифуги не мають клапанів промивки та регенерації, а також розділюючих клапанів

В процесі роботи фільтруючої центрифуги суспензія через регулюючий завантажувальний клапан і живильну трубу надходить у ротор, що обертається з повною швидкістю і рівномірно розподіляється по поверхні сит. Фільтрат, промивний фільтрат та рідина після регенерації сит відводяться окремо. Після досягнення заданої товщини шару осаду в роторі подача суспензії автоматично припиняється, після чого відбувається віджимання та промивання осаду. Віджатиї після промивання осад зрізається ножом (або скребком) і вивантажується з центрифуги і з консольним ротором. Типовий цикл роботи фільтруючих центрифуг складається з операції фільтрування суспензії з утворенням осаду, його промивання, відцентрового віджиму після промивання, вивантаження осаду і регенерації фільтруючої перегородки. Останню операцію залежно від проникності шару, що залишається після зрізання осаду, можна проводити в кожному циклі або через кілька циклів

Осаджувальні центрифуги зі шнековим вивантаженням осаду призначені в основному для поділу суспензій з нерозчинною твердою фазою і застосовуються для зневоднення кристалічних та зернистих продуктів, класифікації матеріалів по крупності та густині та освітлення суспензій.



1 – розвантажувальний бункер; 2 – живильна труба; 3 – механізм зрізання осаду; 4 – кожух;
5 – ротор; 6 – опори валу; 7 – вал; 8 – станина

Рисунок 6.21 – Горизонтальна центрифуга з ножовим вивантаженням осаду



Промивання осаду у цих центрифугах малоефективне. Головна перевага цих центрифуг – безперервність процесу, висока продуктивність та низька питома витрата енергії і маса машини. До недоліків центрифуг слід віднести невисокий ступінь зневоднення осаду, неможливість проведення в машині якісного її промивання, а також швидке зношування шнека і ротора під час обробки абразивних продуктів. Характерна особливість центрифуг цього типу – наявність неперфорованого ротора із співвісно розташованим усередині нього шнеком. Ротор і шнек обертаються в один бік, але з різними швидкостями, внаслідок чого шнек транспортує осад, що утворюється вздовж ротора до розвантажувальних вікон. Залежно від поєднання напрямку руху в роторі осаду і суспензії, що розділяється, розрізняють центрифуги протитечієві, коли осад рухається назустріч потоку суспензії, і прямотечієві, коли ці напрямки збігаються.

Ротори осаджувальних центрифуг можуть розташовуватись горизонтально або вертикально і мати конічну або циліндричну форму. Горизонтальні центрифуги виготовляють з ротором, розміщеним між опорами, рідше – з консольним; вертикальні центрифуги, які у хімічній промисловості, мають, зазвичай, верхню підвіску ротора.

У протитечієвих центрифугах суспензія, що надходить у ротор на межі циліндричної та конічної обичайок, тече до зливних вікон, що розташовані біля широкого краю ротора, а осілі частинки пересуваються шнеком у протилежному напрямку. Суспензія потрапляє в зону, де осад вже сформувався, розмиває його і забирає з собою частину твердої фази. У прямотечієвих центрифугах суспензія надходить у ротор біля його широкого краю, де ще немає осаду. Уздовж ротора суспензія тече у тому напрямку, куди рухається осад. У зоні переходу циліндра ротора в конус освітлена рідина через вікна в барабані шнека потрапляє у внутрішню порожнину і далі через зливні отвори викидається в кожух.

Залежно від призначення осаджувальні центрифуги поділяють на три групи: освітлювальні, універсальні та зневоднюючі.

Освітлювальні центрифуги призначені для очищення малокоцентрованих суспензій з твердою високодисперсною фазою. Ці машини характеризуються високим фактором поділу (понад 2500), а також високою продуктивністю по суспензії та отриманням чистого фугату.

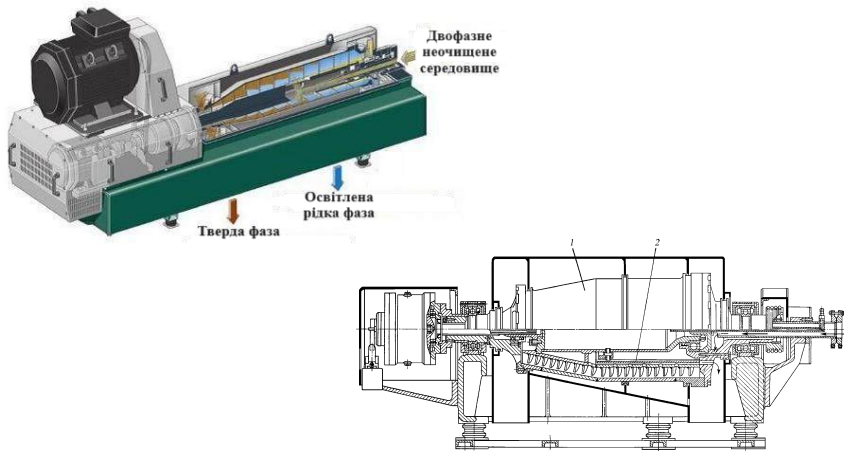
Універсальні осаджувальні центрифуги призначені для поділу суспензій малої та середньої концентрації з частинками твердої фази більше 10 мкм. Під час роботи цих центрифуг виходить порівняно чистий фугат і осад з невеликою вологістю. Фактор розділення 2500 – 3500, відношення довжини ротора до діаметру від 2 до 3.

Зневоднюючі осаджувальні центрифуги призначені для поділу суспензій середньої та високої концентрації з твердою фазою, в якій практично відсутні частинки менше 25 мкм. Ці машини мають високу продуктивність осаду з порівняно низькою вологістю. У зневоднюючих центрифуг фактор поділу зазвичай трохи більше 2500, а відношення довжини ротора до діаметру – до 2,0. Промивання осаду зустрічається практично тільки у зневоднюючих центрифуг.

Освітлювальні центрифуги виготовляють за трьома конструктивними схемами: горизонтальні протитечійні, вертикальні протитечійні та горизонтальні прямотечійні. Ротори мають лише циліндроконічну форму. Протитечійні центрифуги виготовляють як у горизонтальному, так і у вертикальному виконанні, прямотечійні центрифуги – тільки в горизонтальному.

Використання центрифуг з великою довжиною ротора для поділу суспензій середньої концентрації має позитивні та негативні сторони. Позитивною є можливість досягнення в одному агрегаті задовільного зневоднення осаду та гарного освітлення фугату. Негативна сторона – у підвищеній витраті енергії на транспортування осаду вздовж ротора. Недоліком освітлювальних протитечійних центрифуг є змучування осаду, що транспортується шнеком, суспензія, яка вводиться в ротор центрифуги, погіршує якість поділу і підвищує вміст у фугаті твердої фази.

Прямотечійні осаджувальні центрифуги виготовляються за трьома конструктивними схемами: горизонтальні, вертикальні протитечійні та горизонтальні прямотечійні. Ротори мають лише циліндроконічну форму (рис. 6.22).



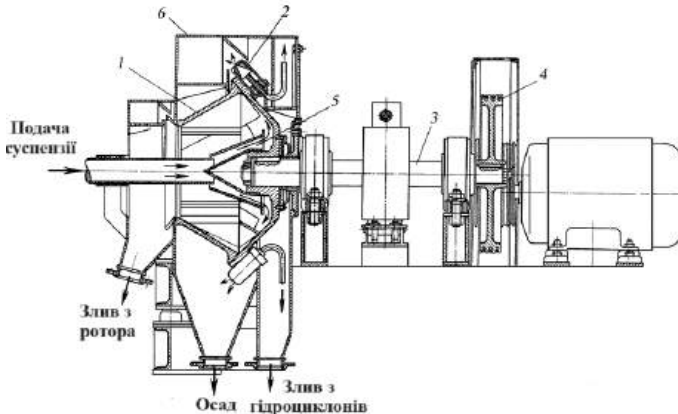
1 – ротор; 2 – зливний циліндр
Рисунок 6.22 – Прямотечійна осаджувальна центрифуга

У цих центрифугах для поділу аморфних та гелеподібних суспензій ротори виготовляють із подвійною конусністю. За циліндричною ділянкою ротора розташовані два конуси з кутами нахилу до осі відповідно 11° та 3°. Під час налаштування центрифуги рівень суспензії регулюють на стику конічних ділянок. В цьому випадку зоною віджиму є конічна ділянка малої конусності.

Використання прямотечійного принципу поділу дозволяє підвищити продуктивність машини за тих же габаритів в результаті інтенсифікації процесу центрифугування. Транспортування частинок твердої фази вздовж усієї довжини ротора сприяє отриманню щільнішого і менш вологого осаду. До недоліків прямотечійних центрифуг можна віднести збільшення моменту обертання шнеку внаслідок транспортування осаду майже по всій довжині ротора.

Осаджувальні центрифуги з гідроциклонним вивантаженням осаду забезпечують високу продуктивність, проте працюють недостатньо надійно за умов поділу абразивних суспензій (рис. 6.23). Ротор 1 консольно укріплений на валу 3, що приводиться в обертання електродвигуном через передачу 4. Він має форму двох зрізаних конусів, з'єднаних більшими основами. Ротор розділений на ряд кишень пірамідальної форми, що закінчуються розвантажувальними отворами, які одночасно є отворами гідроциклонів. Останні жорстко укріплені на периферії ротора у кожній кишні. Суспензія насосом подається в завантажувальний пристрій 5 де їй надається швидкість обертання, близька швидкості обертання ротора. Заповнивши ротор та гідроциклони, суспензія переливається через розвантажувальний край ротора. Найбільші частинки під дією поля відцентрових сил осідають на стінки кишень ротора, а потім ковзають до розвантажувальних отворів і потрапляють у гідроциклони. Тут грубодисперсна тверда фаза ще раз піддається розподілу на дві фракції. Дрібніші частинки, які не встигають осісти в гідроциклонах, йдуть у злив гідроциклонів, а більші вивантажуються з гідроциклонів через отвори для випуску шламу. Усі три продукти поділу збираються у відповідному відсіку кожуха 6.

Особливістю центрифуг із гідроциклонним вивантаженням є те, що вони забезпечують додатковий поділ. Хоча діаметр шламових отворів гідроциклонів становить 2,0 – 4,0 мм, вони не забиваються матеріалом, що класифікується, завдяки обертанню рідини в гідроциклонах.



1 – ротор; 2 – гідроциклон; 3 – вал; 4 – передача; 5 – завантажувальний пристрій; 6 – кожух

Рисунок 6.23 – Центрифуга із розвантаженням осаду через гідроциклони

Розрахунок центрифуг. Дійсна продуктивність відстійної центрифуги з освітленою рідини Π ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$P = \zeta_{\text{ц}} v_{\text{ос}} \Sigma, \quad (6.60)$$

де $\zeta_{\text{ц}}$ – коефіцієнт ефективності відстійної центрифуги;

$v_{\text{ос}}$ – швидкість осадження частинок під дією сили тяжіння (м/с);

Σ – індекс продуктивності, м².

Продуктивність P_m (кг/с) центрифуг:

– автоматизованої циклічної дії

$$P_m = 0,95\pi(d_1^2 - d_2^2) H \rho K / (4\tau_{\text{ц}}), \quad (6.61)$$

де d_1, d_2 – внутрішній діаметр ротора центрифуги та діаметр верхнього обмежувального кільця ротора, м;

H – висота ротора, м;

ρ – густина продукту, кг/м³;

K – коефіцієнт, що враховує частоту обертання ротора та характер експлуатації;

$\tau_{\text{ц}}$ – тривалість циклу, с;

– конічної інерційної безперервної дії

$$P_m = S m, \quad (6.62)$$

де S – площа робочої поверхні ротора, м²;

m – навантаження на одиницю робочої поверхні ротора за одиницю часу, кг/(м² с);

– відстійної безперервної дії

$$P_m = 2\pi r_c l v_o \rho_c, \quad (6.63)$$

де r_c – середній радіус шару суспензії в роторі, м;

l – довжина зливної ділянки, м;

v_o – середня швидкість осадження частинок твердої фази, м/с;

ρ_c – густина суспензії, що надходить, кг/м³.

6.6. Сепарування

Сепаратори широко використовують у різних галузях харчової промисловості: у молочній – очищення та нормалізація молока, отримання вершків, гомогенізація молока, бактеріофугування; у м'ясній – сепарування крові, очищення та регенерація жирів, очищення та знежирення бульйонів, отримання ендокринних та ферментних препаратів; у крохмало-патоковій – виділення крохмалів; у дріжджовій – виділення пекарських та кормових дріжджів; в спиртовій – освітлення барди; виділення бактеріальної маси із барди; у виноробній – освітлення суслу, виноматеріалів, вин; у пивобезалкогольній – освітлення пивного суслу, пива; у консервній – очищення соків та сиропів, поділ томатної пульпи; в маслوبيнно-жировій – очищення різних масел; виділення вільних жирних кислот; у цукровій – освітлення соків на різних етапах виробництва цукру; у кондитерській – очищення олій, цукрових глазурей та сиропів тощо.

Класифікація рідинних сепараторів. Сепаратори класифікуються за:

– *технологічним призначенням* на три основні класи: *сепаратори-розділювачі*, що застосовуються для поділу суміші рідин, які не розчиняються одна в іншій, та для концентрування суспензій та емульсій; *сепаратори-освітлювачі*, призначені для виділення твердих частинок з рідини; *комбіновані сепаратори* служать для виконання двох або більше операцій переробки рідкої суміші;

– *конструкцією барабана* (ротора) на тарілчасті та камерні;

– *способом вивантаження осаду* (шламу) на сепаратори з ручним вивантаженням осаду

і сепаратори, що саморозвантажуються;

– *принципом і характером вивантаження осаду* на сепаратори з періодичним, безперервним і пульсуючим вивантаженням осаду;

– *конструкцією пристроїв для вивантаження осаду* на соплові, клапанні, а також з верхнім, нижнім і радіальним переміщенням рухомого затвора (у сепараторах з пульсуючим вивантаженням осаду);

– *способом підведення вихідної гетерогенної системи та відведення продуктів сепарування* на відкриті, напівзакриті та герметичні.

Комбіновані сепаратори – у яких процес поділу поєднується з будь-яким іншим процесом (наприклад, сепаратори-екстрактори для екстракції, сепаратори-реактори для проведення хімічних реакцій).

Сепаратори, призначені для гомогенізації дисперсної фази емульсій та їх очищення домішок, називаються *класифікаторами*.

Сепаратори для видалення із системи мікроорганізмів, що накопичуються в шламовому просторі разом з іншими механічними домішками, називаються *бактофугами*.

Ротор *тарілчастих сепараторів* укомплектований пакетом конічних тарілок, які поділяють потік рідини на тонкі паралельні шари.

Ротор *камерних сепараторів* має реберну вставку у одній камері або комплект концентричних циліндричних вставок, що розділяють його об'єм на кільцеві камери, по яких рідина, що обробляється, протікає послідовно.

Тарілчасті сепаратори поділяються на два основні типи. Перший тип сепараторів має тарілки, що забезпечують подачу рідини в міжтарілкові простори через отвори, що є у самих тарілках. Такі сепаратори часто називають сепараторами з центральною подачею рідини на тарілки. До цього типу належать і сепаратори, в яких рідина на вершину тарілок надходить із прорізів у тарілкотримачах. Другий тип сепараторів характеризується тим, що рідина в міжтарілковій просторі надходить з периферії та рухається до центру барабана. Тарілки в цих сепараторах здебільшого отворів не мають.

У *відкритих сепараторах* подача в ротор рідкої суміші та відведення отриманих рідких фракцій здійснюються відкритим потоком. Процес сепарування не ізольований від повітря. У *напівзакритих сепараторах* рідина подається до ротора відкритим або закритим потоком, а відведення однієї або обох рідких фракцій відбувається під тиском по закритих трубопроводах. Процес сепарування не ізольований від повітря. Ротори напівзакритого типу відрізняються від роторів відкритого типу наявністю пристрою виведення продуктів сепарування під тиском.

У *герметичних сепараторах* подача в ротор вихідної рідини та відведення рідких фракцій відбуваються під тиском закритими трубопроводами, герметично з'єднаними з випускними патрубками. Процес сепарування ізольований від повітря. Ротори герметичних сепараторів відрізняються від роторів відкритих і напівзакритих сепараторів конструкцією пристроїв, що підводять і відводять продукти.

Тарілчасті сепаратори поділяються на два типи: з центральною та периферійною подачею рідини у міжтарілковій просторі. Сепаратори з периферійною подачею рідини застосовуються головним чином для освітлення (очищення) гетерогенних систем.

У сепараторах із центральною подачею рідини основний потік у міжтарілковому просторі – розширюється, у сепараторах із периферійною подачею – звужується. Однак внаслідок зустрічного руху легкої і важкої фракцій у міжтарілкових просторах сепараторів будь-якого типу можуть мати місце потоки які звужуються або розширюються.

Сепаратори, що саморозвантажуються, поділяються на три основні групи: з безперервним, пульсуючим і безперервно-циклічним відведенням осаду. У сепараторах з безперервним відведенням, осад видаляється разом з частиною рідкої фази через сопла у вигляді важкої концентрованої фракції. Залежно від конструктивних особливостей вузлів, що відводять, важка фракція відводиться або вільно, або під тиском.

У сепараторах з пульсуючим відведенням осад викидається з ротора за рахунок переміщення рухомого елемента, що відкриває розвантажувальні щілини на периферії ротора.

Під час повного розвантаження припиняється надходження продукту на сепарування, розвантажувальні щілини ротора відкриваються і його вміст, тобто виділений осад і рідка фаза, викидається в приймач. В умовах часткового вивантаження розвантажувальні щілини відкриваються на короткий час і з ротора викидається лише накопичений осад, а рідкий компонент залишається. Подача препарату на сепарування не припиняється.

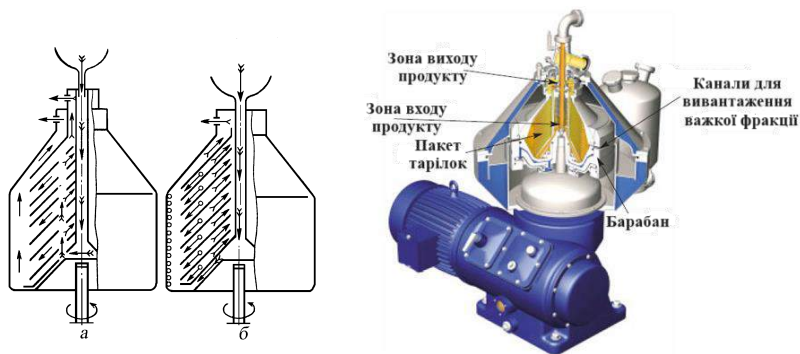
Якщо повне розвантаження сепаратора відбувається під тиском продукту в роторі, рухомими елементами є поршень циліндричний і рухоме днище. У системах з переміщенням рухомого елемента під тиском буферної рідини використовують внутрішній та зовнішній поршні. Для двоетапного розвантаження використовують систему з допоміжних пристроїв для видалення рідкої фази та основні розвантажувальні елементи – циліндричний поршень, якщо розвантаження йде під тиском продукту в роторі, або внутрішній та зовнішній поршні, якщо розвантаження йде під впливом буферної рідини.

У сепараторах з безперервно-циклічним відведенням осаду він видаляється у вигляді концентрату протягом основного етапу циклу і періодично викидається з ротора у вигляді рідкої фази, коли відкриваються розвантажувальні щілини або канали під час допоміжного етапу.

Основними елементами сепараторів є: барабан, приводний механізм, станина, комунікація для підведення та відведення продуктів сепарування. Робочим органом сепаратора, у якому відбувається процес розподілу, є барабан (рис. 6.24).

Принцип дії сепаратора-розділювача (рис. 6.24 а) полягає в наступному. Вихідна гетерогенна система по центральній трубці надходить у тарілкотримач, звідки каналами, утвореними отворами в тарілках, піднімається вгору по комплекту тарілок і розтікається між ними. Під дією відцентрової сили легка фракція осідає на верхню поверхню тарілки, що лежить нижче. По цій поверхні легка фракція рухається до центру барабана, далі по зазору між кромкою тарілки і тарілкотримачем піднімається вгору барабана і відводиться по комунікації.

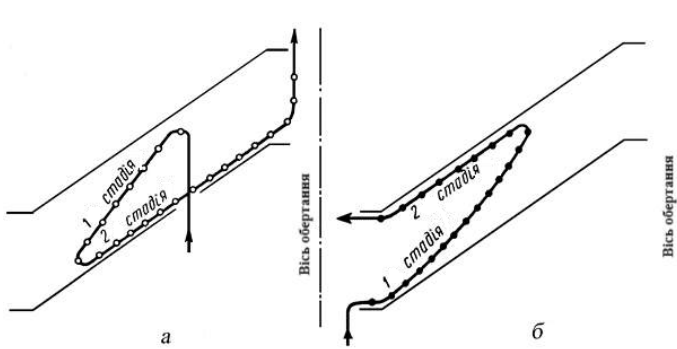
Важка фракція у міжтарілковому просторі відтісняється до нижньої поверхні тарілки. По цій поверхні фракція рухається до периферії тарілки і по зазору між розподільчою тарілкою і кришкою барабана піднімається вгору барабана і виводиться з сепаратора.



а – розділювач; б – очищувач
Рисунок 6.24. – Тарілчасті сепаратори

Сутність процесу освітлення (рис. 6.24 б) полягає в наступному. Продукт, що піддається очищенню, центральною трубкою надходить в тарілкотримач, з якого направляється в шламовий простір між кромками пакета тарілок і кришкою. Потім рідина надходить у міжтарілкові простори і по зазору між тарілкотримачем і верхніми кромками тарілок піднімається вгору і через проріз виходить з барабана. Процес очищення починається у шламовому просторі, завершується у міжтарілкових просторах.

Процес поділу гетерогенних систем здійснюється, головним чином, у міжтарілковому просторі. Траєкторія частинок дисперсної фази складається із двох стадій. Легка фракція дисперсної фази рухається до осі обертання (рис. 6.25 а), а важка – до периферії (рис. 6.25 б).



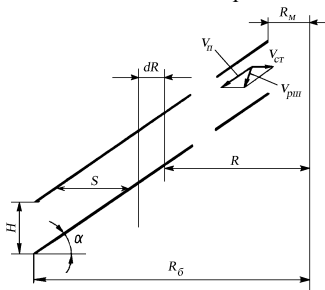
а – центральна (легка фракція); б – периферійна (важка)

Рисунок 6.25 – Схема руху частинок дисперсної фази в міжтарілкових просторах сепараторів з подачею рідини

Продуктивність сепараторів-вершковиділювачів. Приймаючи, що на початку процесу жирова кулька знаходиться біля вихідного отвору нижньої поверхні верхньої тарілки (отже, за час руху від центру до периферії тарілок пройде шлях, що дорівнює відстані між тарілками), розглянемо схему розрахунку продуктивності сепаратора для умов першої стадії руху частки. Циліндричний елементарний об'єм сепаруючого простору барабана (рис. 6.26) дорівнює

$$dV = 2\pi R dR H z, \quad (6.64)$$

- де R – радіус кільця рідини, що сепарується;
- dR – елементарне збільшення радіусу кільця рідини;
- H – відстань між тарілками;
- z – число міжтарілкових просторів у барабані.



Тривалість перебування рідини у аналізованому елементарному об'ємі

$$d\tau = dV/\Pi = \frac{2\pi R dR H z}{\Pi}, \quad (6.65)$$

де Π – продуктивність сепаратора, $\text{м}^3/\text{с}$.
За час $d\tau$ жирова кулька, що переміщується зі швидкістю v_{cm} , пройде шлях

$$dS = d\tau v_{cm}, \quad (6.66)$$

Рисунок 6.26 – Схема виведення формули для розрахунку продуктивності сепаратора-вершковиділювача

де S – відстань між тарілками по радіусу.
Швидкість руху частинки у відцентровому полі визначається формулою Стокса

$$v_{cm} = \frac{2}{9} r^2 \omega^2 R \frac{\rho_1 - \rho_2}{\mu} . \quad (6.67)$$

Підставивши у формулу (6.67) значення формули (6.65) і формули (6.66), отримаємо

$$dS = \frac{2\pi R dR H z \omega^2 d^2 R \rho_n - \rho_p}{\Pi \quad 18 \quad \mu} , \quad (6.68)$$

де ρ_n і ρ_p – відповідно густина плазми і молочного жиру, кг/м³.

Інтегруючи рівняння (6.68) в межах від 0 до S і від R_m до R_δ та враховуючи, що $S = H/\operatorname{tg} \alpha$ отримаємо формулу визначення продуктивності Π (л/год)

$$\Pi = 16,55 \eta^2 z \operatorname{tg} \alpha (R_\delta^3 - R_m^3) d^2 \frac{\rho_n - \rho_p}{\mu} , \quad (6.69)$$

де η – ККД сепаратора ($\eta = 0,5 - 0,7$);

n – число оборотів барабана, с⁻¹;

z – число міжтарілкових просторів у барабані;

α – кут нахилу твірної тарілки, град;

R_m та R_δ – відповідно менший та більший радіуси тарілки, см;

d – діаметр розрахункової жирової кульки, см;

μ – в'язкість молока, Па с.

У виведенні формули (6.69) враховано лише I стадія руху жирових кульок.

Для визначення продуктивності сепараторів з периферійною подачею рідини запропонована формула

$$\Pi = 41,5 \cdot 10^{-4} n^2 z d^2 (R_\delta^3 - R_m^3)^2 \frac{\Delta \rho}{\mu} \operatorname{tg} \alpha , \quad (6.70)$$

де $\Delta \rho$ – різниця густини важкої та легкої фракцій, кг/м³.

Продуктивність сепараторів-молокоочисників. Для визначення продуктивності сепараторів-молокоочисників запропоновано формулу:

$$\Pi = \frac{2\pi H_\delta R_2 R_1 (R_2 - R_1) \omega^2 \Delta \rho r^2 \sin \alpha}{(\delta + f) \mu} , \quad (6.71)$$

де H_δ – висота барабана, м;

δ – відстань між тарілками, м;

f – нормальна товщина тарілок, м.

Визначення продуктивності очищувача для I стадії руху дисперсної фази за виразом:

$$\Pi = \frac{4}{9} \pi R_2 R_1 (R_2 - R_1) \omega^2 \frac{\Delta \rho}{\mu} z r^2 \operatorname{tg} \alpha , \quad (6.72)$$

де R_2 , R_1 – відповідно максимальний та мінімальний радіуси тарілки, м;

ω – кутова швидкість обертання барабана, с⁻¹;

α – кут нахилу твірної тарілки;

$\Delta\rho$ – різниця густини частинки та плазми молока, кг/м³;

z – число тарілок,

r – граничний радіус частки, м;

μ – динамічна в'язкість молока, Па·с.

Формули (6.71) і (6.72) справедливі лише за умови $R_1/R_2 = 0,5 \dots 1,0$.

Формула для визначення продуктивності молокоочисників для умов проникнення частки через товщу плазми рідини, що очищається, в міжтарілковому просторі.

$$\Pi = \frac{\pi\omega^2 z H (R_2^3 - R_1^3) \Delta\rho d}{3(R_2 - R_1) 18\mu}, \quad (6.73)$$

де H – висота тарілок, м;

d – діаметр частинок, м.

Інша формула для визначення продуктивності сепараторів-молокоочисників враховує відстань між тарілками та початкову ділянку стабілізації потоку:

$$\Pi = \frac{0,5\pi z (R_2^3 - R_1^3) \omega^2 \left(R_1 + \frac{R_2}{1 + (R_1/R_2)} \right) \frac{\Delta\rho}{\mu} r^2 \operatorname{tg} \alpha}{3,35 + 0,335 \frac{h}{v} \omega^2 R_2 \frac{\Delta\rho}{\mu} r^2 \sin \alpha}, \quad (6.74)$$

де h – відстань між тарілками по нормалі, м; інші позначення вказані вище.

Всі наведені формули виводили, виходячи із середньої швидкості потоку, припускаючи, що у всьому міжтарілковому просторі рідина розподіляється рівномірно і час знаходження її в пакеті тарілок однаковий. Проте тривалість перебування окремих порцій продукту коливається у певних межах. Під час виведення формул продуктивності не враховано такі чинники, як концентрація механічних домішок, умови стабілізації потоку на вході в міжтарілковий простір. Певний інтерес має формула для сепараторів з периферійною подачею рідини на тарілки:

$$\Pi = 4120 (n/6000)^{1,5} z (R_0^{2,75} - R_m^{2,75}) \frac{\Delta\rho}{\mu} d^2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (6.75)$$

Формула (6.75) отримана з розгляду I стадії руху без урахування наявності II стадії руху, вважаючи, що визначальною є I стадія.

Для визначення продуктивності безтарільчастих молокоочисників Π (л/год) запропоновано емпіричну формулу:

$$\Pi = 0,333 \cdot 10^{-5} V n^2, \quad (6.76)$$

де V – місткість барабана молокоочисника, л;

n – частота обертання барабана, с⁻¹.

Отримані формули визначення продуктивності сепараторів дозволяють підійти до розрахункового визначення граничного розміру дисперсних частинок. У процесі сепарування під граничним розміром дисперсних частинок розуміють такий мінімальний розмір, коли частка може бути виділена з гетерогенної системи. Таким чином, частинки, що мають розмір, що дорівнює граничному або більше його, будуть виділені з рідини. У зв'язку з двома стадіями руху частинок граничний розмір їх має бути визначено як для першої, так і для другої стадії руху.

Для сепараторів із центральною подачею рідини граничний розмір частки

$$d_1 = \sqrt{\frac{27 \Pi \mu}{\pi \omega^2 z \operatorname{tg} \alpha (R_0^3 - R_m^3)^2 (\rho_m - \rho_l)}} \quad (6.77)$$

Граничний розмір частки, яка може ввійти до другої стадії руху,

$$d_2 = \frac{54 \Pi \mu}{\pi \omega^2 R_0^2 \cos \alpha h^2 (\rho_m - \rho_l) z} \quad (6.78)$$

У цьому випадку під граничним розміром частинки розуміють мінімальний розмір такої частки, яка, перебуваючи на конічній поверхні периферії тарілки, може витримати напір рідини, що рухається від центру до периферії, і втриматися на тарілці. Граничним розміром частинки, що виділяється з рідини, можна охарактеризувати якість поділу системи. Очевидно, що менше граничний розмір частинки, тим ефективніший процес сепарування. Аналогічно визначають граничні розміри частинок механічних домішок для сепараторів із периферійною подачею рідини.

Оптимальна відстань між тарілками. Якість сепарування залежить від відстані між тарілками тільки до певних значень: відстані між тарілками повинні бути не меншими за оптимальні, а більшими можуть бути. Для визначення оптимальної відстані h тарілчастих освітлювачів було запропоновано таку формулу:

$$h = \frac{v_{\text{сеп}} f_{\text{сеп}} n r}{c F_{\text{мін}} v_{\text{мін}}} \quad (6.79)$$

де $v_{\text{сеп}}$ – середня швидкість осадження частки, м / с;

$f_{\text{сеп}}$ – проекція поверхні осадження однієї тарілки, м²;

n – число тарілок, шт.;

r – радіус частинок дисперсної фази, м;

c – відцентрова сила, що діє на частку, Н;

$v_{\text{мін}}$ – швидкість руху частки відносно потоку, м/с;

$$F_{\text{мін}} = 2\pi R_{\text{мін}} H;$$

$R_{\text{мін}}$ – мінімальний радіус тарілки, м;

H – висота робочого об'єму ротора, м.

Для визначення мінімального зазору між тарілками пропонується формула

$$h \geq 5,28 \sqrt{\frac{\mu V [(r_{\text{max}}/r_{\text{мін}})^3 - 1]}{n^2 \Delta \rho r_{\text{мін}} (\sin \alpha - f \cos \alpha)^2 \operatorname{tg} \alpha}} \quad (6.80)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості дисперсійного середовища, Па·с;

$\Delta \rho$ – різниця густини дисперсійного середовища та дисперсної фази, кг/м³;

n – частота обертання барабана, с⁻¹;

α – кут нахилу тарілки до осі ротора, град;

f – коефіцієнт тертя твердої фази відносно поверхні тарілок;

$r_{\text{max}}, r_{\text{мін}}$ – відповідно максимальний та мінімальний радіус тарілок, м.

З конструктивних факторів тарілок, що впливають на ефективність сепарування, велике значення має величина відстаней між ними. Оптимальні відстані між тарілками становлять: для сепараторів із центральною подачею рідини на тарілку

$$h_{онм} = \sqrt[4]{\frac{108 \Pi \mu (R_0^3 - R_M^3) t g \varepsilon}{\pi \omega^2 R_0^4 (\rho_m - \rho_l) z \cos^2 \alpha}}, \quad (6.81)$$

для сепараторів з периферійною подачею рідини на тарілки

$$h_{онм} = \frac{3,84}{R_M} \sqrt[4]{\frac{\Pi \mu (R_0^3 - R_M^3) t g \varepsilon}{\pi n^2 R_0^4 (\rho_m - \rho_l) z \cos^2 \alpha}}. \quad (6.82)$$

Встановлено, що критичне навантаження залежить від частоти обертання барабана. Зі збільшенням частоти обертання барабана перехід ламінарного режиму в турбулентний відбувається за умови великих критичних чисел Re . Зі збільшенням частоти обертання потік рідини у міжтарілковому просторі стабілізується. Для визначення критичного об'єму рідини $m_{кр}$ (см³/с), що проходить через міжтарілковий простір, у сепараторах з периферійною подачею рідини на тарілки для різної частоти обертання використовують формулу

$$m_{кр} = (10,2/h) + 25, \quad (6.83)$$

де h – відстань між тарілками, см.

Залежність критичного значення числа Рейнольдса у відцентровому полі від відстаней між тарілками та частоти обертання барабана показана на рис. 6.27. Величина гідравлічних опорів протікання рідини в міжтарілкових просторах може бути визначена за формулою

$$\Delta P = 1,26 \frac{m v}{h^3 g \cos \alpha} \lg \frac{R_1}{R_2}, \quad (6.84)$$

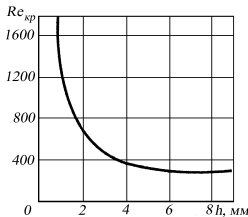
де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

R_1, R_2 – мінімальний та максимальний радіуси тарілок, м;

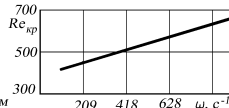
α – кут нахилу твірної тарілки, град;

v – кінематична в'язкість рідини, м²/с.

Для характеристики профілю швидкостей у міжтарілковому просторі запропоновано використати параметр



а



б

$$\lambda = h \sqrt{\omega \sin \alpha / v}, \quad (6.85)$$

де ω – кутова швидкість барабана, рад/с.

Для оцінки потоків рідини у міжтарілкових просторах запропоновано ще один параметр

$$\eta = 2\lambda v_r / v_{окр} \quad (6.86)$$

Рисунок 6.27 – Залежність $Re_{кр}$ від відстані між тарілками (а) і від частоти обертання барабана (б)

та критерій стійкості

$$(\lambda - 1)\eta \leq 1, \quad (6.87)$$

де v_r – швидкість руху рідини вздовж твірної, м/с;

$V_{окр}$ – окружна швидкість тарілки в точці, що розглядається, м/с.

Вважають, що критерій стійкості характеризує середню окружну швидкість рідини відносно тарілок та переносну швидкість самих тарілок. Якщо критерій має значення менше одиниці, то потік стійкий; якщо його значення перевищує одиницю, то стійкість потоку порушується.

Незалежно від місця подачі рідини рух частинок відбувається у дві стадії. Перша полягає у проникненні через товщу дисперсійного середовища, друга – у русі поверхню тарілок. Розгляд двостадійного руху дисперсних частинок необхідний для аналізу продуктивності сепараторів, розробки конструкції тарілок та вибору їх основних розмірів.

Конструктивні чинники, що впливають процес сепарування. До них відносяться частота обертання барабана, розміри барабана та тарілок, відстані між тарілками, а також рівномірність розподілу рідини по тарілках та балансування барабана.

Одним із важливих параметрів, що зумовлює процес сепарування, є частота обертання барабана. В умовах підвищення числа обертів сепаратора для інтенсифікації процесу необхідно враховувати міцність і зносостійкість частин сепаратора, що обертаються. З підвищенням числа обертів одночасно зі збільшенням радіального прискорення, що зумовлює ефективність сепарування, зростає і відцентрова сила, що прагне розірвати барабан.

Продуктивність сепараторів залежить від розмірів тарілок. Збільшення зовнішнього та зменшення внутрішнього діаметрів тарілок призведе до підвищення ефективності сепарування. Однак збільшення зовнішнього діаметра тарілок вимагатиме збільшення діаметра барабана, що підвищує напруги, що виникають у його стінках. Зменшення внутрішнього діаметра тарілок також не завжди є виправданим. Неврівноваженість барабана сепаратора впливає на ефективність сепарування, тому що з її збільшенням погіршується ступінь вилучення з рідини дисперсної фази.

Періодичність вивантаження осаду. Для визначення часу безперервної роботи сепаратора між розвантаженнями використовують формулу

$$\tau = 100V/(Pa), \quad (6.88)$$

де V – об'єм шламового простору, л;

P – продуктивність, л/год;

a – об'ємна частка зважених частинок у продукті, що сепарується, %.

Формула (6.88) не враховує винесення певної частини зважених частинок з рідкою фракцією, що виводиться з барабана, та погіршення процесу сепарування ще до заповнення шламового простору осадом. Під час сепарування продуктів, частинки осаду якого не схильні до злипання або мають малу швидкість осадження, процес припиняється ще задовго до появи осаду біля зовнішньої кромки тарілок. Тому час безперервної роботи сепаратора має бути збільшено порівняно з часом, одержаним за формулою (6.88).

Запропоновано формулу для визначення часу безперервної роботи сепаратора, незалежно від його конструкції та характеру гетерогенної системи.

$$\tau = 100V K_1 / [P(a - K_2)], \quad (6.89)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує корисну ємність шламового простору барабана, заповнення якої не порушує ефективність процесу сепарування;

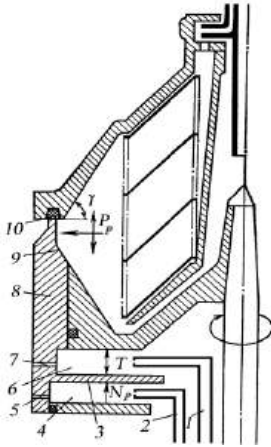
K_2 – коефіцієнт, що вводиться для розрахунку тривалості безперервної роботи сепаратора під час поділу гетерогенної системи на фракції (одну або кілька).

З формули (6.89) видно, збільшення значень коефіцієнтів K_1 і K_2 веде до повного використання шламового простору.

Сепаратори з відцентровим пульсуючим вивантаженням осаду. Основна характерна особливість цих сепараторів – наявність розвантажувальних отворів на периферії

ротора, які перекриваються рухомих елементом під час накопичення в шламовому просторі осаду та відкриваються для відцентрового видалення осаду на ходу машини без зупинки ротора. Рухомий елемент зазвичай переміщається після зміни різниці гідростатичних тисків, що діють на елементи розвантажувального пристрою.

Схема роботи ротора з відцентровим пульсуючим вивантаженням осаду показана на рис. 6.28. Під час обертання ротора в рідині виникає гідростатичний тиск p_p , який залежить від розмірів ротора, частоти його обертання і густини продукту. Для перекриття каналів 10 на периферії ротора є поршень 8. Якщо в порожнині 4 створити гідростатичний тиск p_3 , що забезпечує силу N_p , яка перевищує



- 1, 2, 5, 7, 10 – канали;
3 – діафрагма; 4, 6 – порожнини;
8 – поршень; 9 – фаска

Рисунок 6.28 – Схема ротора з відцентровим пульсуючим вивантаженням осаду

силу, створіану тиском p_p , то поршень надійно перекриє канали 10, і осад, що виділяється, накопичуватиметься в шламовому просторі.

Гідростатичний тиск у порожнині 4 найпростіше може бути створено подачею в ротор, що обертається, по каналу 2 буферної рідини – водопровідної води або будь-якого розчину. Після заповнення шламового простору осаду необхідно розвантажити ротор, тобто опустити поршень 8 і відкрити розвантажувальні канали 10. Це можливо двома способами.

Перший спосіб полягає в тому, що за допомогою будь-якого суміжного гідромеханізму відкриваються канали 5. Рідина з порожнини 4 буде під дією відцентрової сили викидається, тиск p_3 зникає і під дією тиску p_p на поверхню фаски поршень 9 опускається, відкривши канали 10 для розвантаження вмісту ротора в приймач.

Другий спосіб передбачає подачу води (або іншої рідини) каналом 1 в порожнину 6, в якій створюється тиск p_p ; сила T , що викликається цим тиском, діє на діафрагму 3 і, перевищуючи силу, що викликається тиском p_3 , змушує поршень опуститися, відкриваючи розвантажувальні канали 10. Перевищення сили T над силою N_p має бути досить велике, щоб опустити поршень без дії на нього сили p_3 , що викликається

тиском p_p (за відсутності фаски 9). Для повернення поршня у верхнє положення достатньо видалити рідину з порожнини 6 через канал 7 і тиск p_3 знову перемістить поршень у верхнє положення. Таким чином, рушійною силою, що переміщає рухомий елемент для розвантаження ротора, може бути тиск у сепараторній камері, створюваний продуктом, або зовнішній тиск, що викликається подачею буферної рідини в певні порожнини ротора.

У першому випадку під час переміщення рухомого елемента різко порушується монолітність осаду і створюються більш сприятливі умови для його викидання з ротора; у другому випадку в моноліті з'являються тільки тріщини, вивантаження осаду утруднене, і необхідне зменшення кута твірних конічних поверхонь шламового простору

Робота розвантажувальних вузлів переважно залежить від вибору рушійної сили їхнього переміщення під час розвантаження. Внаслідок цього у розробці класифікації сепараторів, що саморозвантажуються, рушійна сила розвантаження прийнята як характерна ознака, що визначає конструкцію ротора.

Загальною ознакою, що об'єднує майже всі конструкції сепараторів з пульсуючим відцентровим вивантаженням осаду, є циклічність процесу, що складається з наступних основних етапів: закриття розвантажувальних отворів, сепарування, розвантаження ротора, повторне закриття розвантажувальних отворів. Залежно від конструкції сепаратора з відцентровим пульсуючим вивантаженням осаду цикл його може включати й інші проміжні етапи.

Фактично конструкції розвантажувальних пристроїв дуже різноманітні. Відомі сепаратори з верхнім, нижнім і радіальним розташуванням рухомого елемента, що перекриває

розвантажувальні щілини ротори, з подачею буферної рідини в ротор під час сепарування і подачею буферної рідини тільки в момент розвантаження; з рухомих елементом, що переміщається під час зміни частоти обертання ротора, після накопичення певної кількості осаду в роторі або зі зміною фізико-хімічних властивостей фугату після заповнення шламового простору осадом, а також після подачі повітря в розвантажувальні комунікації та відповідні порожнини.

З рис. 6.28 очевидно, що за умови неконтрольованої подачі буферної рідини для розвантаження канали будуть відкриті тривалий час, і весь вміст ротора в цей проміжок часу викидатиметься в приймач. Тому щоб уникнути зайвих втрат у період розвантаження ротора необхідно перекривати подачу продукту в сепаратор. Сепаратор працюватиме за циклом: закриття розвантажувальних отворів, сепарування, припинення подачі продукту, відкриття розвантажувальних отворів – вивантаження осаду, закриття розвантажувальних отворів, відновлення подачі продукту.

Однак, під час повного розвантаження ротора, навіть за умови припинення подачі продукту, з нього практично одночасно з осадом викидається рідка фаза, що значно знижує ефективність застосування сепаратора. Для підвищення ефективності використання сепараторів застосовують сепаратори з частковим розвантаженням ротора та двоетапним розвантаженням.

Сепаратори з частковим розвантаженням ротора. В процесі часткового розвантаження розвантажувальні щілини відкриваються на строго певну величину і настільки малий проміжок часу, що встигає видалитися тільки частина вмісту ротора. За певного налаштування розвантажувальної системи можна здійснити такий режим, що з ротора вивантажуватиметься лише осад, що міститься в шламовому просторі, а рідина залишиться в роторі. Цей принцип роботи вимагає точного регулювання тиску буферної рідини та тривалості її подачі, що визначається іноді частками секунди. Під час часткового розвантаження ротора подача продукту на сепарування не припиняється.

Принцип часткового розвантаження може бути застосований до будь-якого типу сепараторів з відцентровим пульсуючим вивантаженням осаду, але його зазвичай використовують у конструкціях, в яких під час розвантаження під дією гідростатичного тиску продукту в роторі переміщається елемент, виконаний у вигляді рухомого днища. Для зворотного переміщення рухомого днища з метою герметизації щілин розвантажувальних можуть бути використані тиск буферної рідини або вплив пружин.

Сепаратори із двоетапним розвантаженням ротора. У них після заповнення шламового простору ротор розвантажувється у два етапи: спочатку видаляється міжтарілкова рідина, а потім – осад. Втрати рідини, що сепарується, практично усуваються, а отриманий осад має концентрацію сухих речовин, досягнуту в шламовому просторі ротора. Цикл роботи цих машин включає закриття розвантажувальних щілин, сепарування, припинення подачі, видалення міжтарілкової рідини, вивантаження осаду, закриття ротора, відновлення подачі.

Напівгерметичний сепаратор. Барабан сепаратора встановлений на вертикальному валу 15 та закріплений на ньому спеціальною гайкою 22 (рис. 6.29). На ступиці основи барабана встановлений розподільний конус з каналами для підведення молока до отворів розміщеного на ньому тарілкотримача. Між конусом і тарілкотримачем є кільцевий зазор, через який видаляються великі зважені частинки з метою запобігання забиванню каналів конуса та отворів тарілкотримача. Пакет робочих тарілок перекривається роздільною тарілкою та стискається кришкою барабана за допомогою великого затяжного кільця.

У горловині кришки є дві камери з розміщеними у них нерухомими напірними дисками. У верхню камеру надходить знежирене молоко каналами, утвореними ребрами роздільної тарілки. У нижню камеру направляються верхки зовнішніми каналами тарілкотримача. Обидві фракції виводяться відповідними напірними дисками з барабана та направляються у комунікації.

На лінії відведення знежиреного молока встановлено манометр для контролю за протитиском, лінія відведення вершків забезпечена поплавковим витратоміром. Обидві комунікації мають пристрої для регулювання жирності вершків і співвідношення фракцій.

Після заповнення шламового простору барабан частково розвантажується, подача молока в цей час не припиняється. Обертання барабана здійснюється через приводний механізм. Привід складається з фланцевого електродвигуна, фрикційної відцентрової муфти, гвинтового колеса 13 та шестерні 14.

Вихідний продукт (молоко) надходить у барабан через центральну трубку 26, з якої переходить в тарілкотримач 7. Далі через бобишки з отворами, розташованими в нижній конічній частині тарілкотримача, молоко переходить в пакет тарілок 9. У міжтарілкових просторах відбувається процес сепарування. Легка фракція (вершки) спрямовується до центру барабана по зазору між центральною кромкою тарілок і тарілкотримачем, піднімається в камеру напірного диска 5. З цієї камери вона по зазору між трубкою напірного диска 5 і центральною трубкою 26 надходить в патрубок 2.

Важка фракція (знежирене молоко) з міжтарілкового простору надходить у грязьовий простір, утворений основою барабана 8 і відбортовками пакета тарілок 9. Далі по конічному зазору між кришкою барабана 6 і розділюючою тарілкою важка фракція надходить в камеру напірного диска 4. Цим диском вона нагнітається в патрубок 24, на якому встановлений манометр 25 для визначення тиску, під яким знежирене молоко відводиться з барабана.

Барабан напівгерметичного сепаратора показано на рис. 6.30. Молоко з камери поплавка 1 по центральній трубці 2 потрапляє в тарілотримач 3 і його нижню камеру, звідки воно надходить в пакет тарілок 4. Пакет закінчується розділюючою тарілкою 5, під яку встановлюють ще одну верхню тарілку 6. Між розділюючою та верхньою тарілками утворюється камера, в якій розташований напірний диск 7 для вершків.

Зверху кришки 8 барабана передбачена горизонтальна перегородка 9 з вертикальними отворами для знежиреного молока. Між перегородкою 9 і верхньою кришкою 10 утворюється камера напірного диска 11, що нагнітає знежирене молоко. Між трубками 12 та 13 напірних дисків утворюється канал для знежиреного молока.

У кільцевому просторі, утвореному трубкою 12 і центральною трубкою 2, проходять вершки. З кільцевих камер 14 і 15, розташованих у приймачі 16, продукти сепарування надходять у патрубки 17 і 18. На патрубку 17 для відведення вершків встановлені вершкомір і регулювальний кран, а на патрубку 18 для відведення знежиреного молока – манометр і регулювальний кран.

Під час роботи сепаратора центральна трубка для молока та напірні диски нерухомі. Центральна трубка повинна бути добре відцентрована з барабаном, а диски розташовані строго перпендикулярно до осі барабана. Напір рідини в дисках створюється внаслідок її обертання. У дисках є напрямні лопатки, а в диску для вершків також вертикальні канали для повітря і газів, що виділяються з молока. Для відведення повітря в перегородці кришки барабана є горизонтальний канал 23 через який можуть бути відведені вершки після переповнення камери або різкого підвищення тиску на виході вершків.

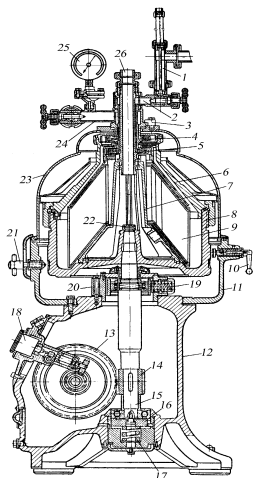
Герметичний сепаратор зображено на рис. 6.31. Молоко через патрубок надходить пристрій для виходу 7, де встановлені диски, з'єднані з вертикальним валом 6 і обертаються разом з ним з однаковою швидкістю.

Нижня частина приймача фактично є відцентровим насосом. Молоко входить у диски з центру та викидається з периферії дисків. Потім надходить у нижню частину камери, де є горизонтальна перегородка. Далі молоко надходить у центральну трубку, зв'язану з порожнистим вертикальним валом 6.

З каналу вертикального валу воно надходить у камеру під тарілкотримачем, звідки розподіляється між тарілками. Вершки збираються в центрі барабана і відводяться через центральну трубку в патрубок для відведення вершків 1. Знежирене молоко рухається поверх розділюючої тарілки і кільцевим каналом виходить в камеру напірного диска для знежиреного молока, звідки потрапляє в патрубок 2.

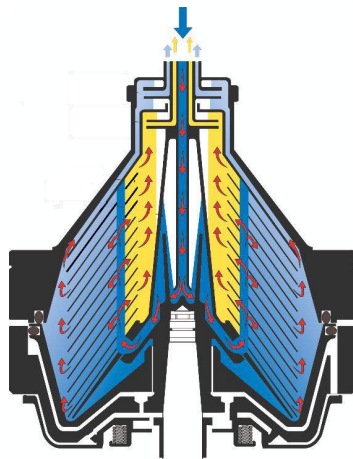
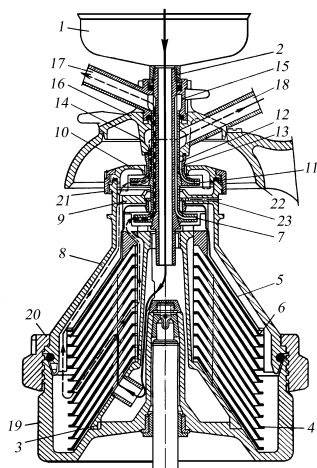
У герметичних сепараторах є з'єднання швидкообертючих і нерухомих елементів. У цих з'єднаннях для підтримки герметичності необхідно встановлювати гумові манжети, але вони в результаті тертя швидко нагріваються. Щоб не спалити їх, треба під час включення сепаратора негайно подавати воду. Доцільно заповнювати сепаратор водою і перед запуском.

Кларифікатори (рис. 6.32) відносяться до тарілчастих сепараторів.



1 – ротаметр поплавковий; 2 – патрубок для відведення вершків; 3 – затискачі; 4 – напірний диск для знежиреного молока; 5 – напірний диск для вершків; 6 – кришка барабана; 7 – тарілкотримач; 8 – основа барабана; 9 – пакет тарілок; 10 – рукоятка гальмівної колодки; 11 – чаша станини; 12 – основа станини; 13 – гвинтове колесо; 14 – шестерня веретена; 15 – вертикальний вал; 16 – опорний сухар; 17 – опорна пружина; 18 – тахометр; 19 – пружини горлової опори; 20 – корпус горлової опори; 21 – стопорний гвинт; 22 – запобіжна гайка; 23 – кожух; 24 – патрубок для відведення знежиреного молока; 25 – манометр; 26 – центральна трубка

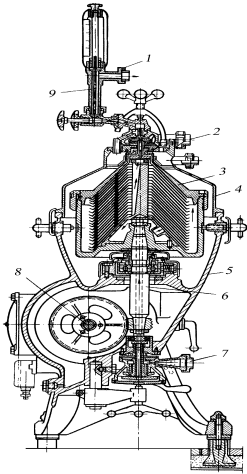
Рисунок 6.29 – Напівгерметичний сепаратор



1 – камера поплавка; 2 – центральна трубка; 3 – тарілодержач; 4 – пакет тарілок; 5 – розділююча тарілка; 6 – верхня тарілка; 7 – напірний диск для вершків; 8 – кришка барабана; 9 – перегородка; 10 – верхня кришка; 11 – напірний диск для знежиреного молока; 12 – трубка напірного диска для вершків; 13 – трубка напірного диска для знежиреного молока; 14 – кільцева камера для знежиреного молока; 15 – кільцева камера для вершків; 16 – приймач; 17 – патрубок для відведення вершків; 18 – патрубок для відведення знежиреного молока; 19 – корпус барабана; 20 та 21 – затяжні гайки барабана та кришки; 22 – загороджувальний ковпак; 23 – горизонтальний канал у перегородці

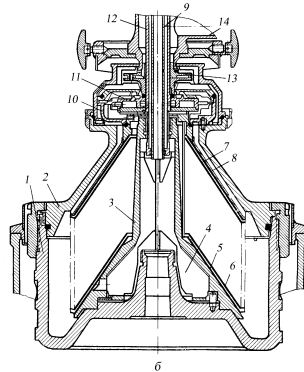
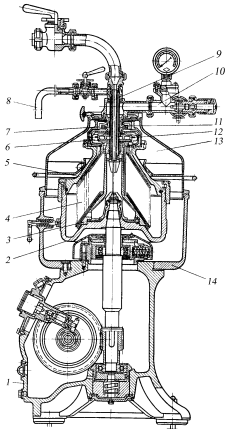
Рисунок 6.30 – Барабан напівгерметичного сепаратора

Молоко подається в барабан 1 по центральній трубці 9 (рис. 6.33) і далі, проходячи по реберній вставці 4, воно через канали в тарілотримачі 3 надходить у комплект тарілок 5, 6, 7.



1 – патрубок для виходу вершків; 2 – патрубок для виходу знежиреного молока; 3 – барабан; 4 – ковпак; 5 – станина; 6 – вертикальний вал; 7 – пристрій для входу молока; 8 – горизонтальний вал; 9 – вершкочір

Рисунок 6.31 – Герметичний сепаратор



1 – корпус барабана; 2 – кришка барабана; 3 – тарілотримач; 4 – реберна вставка; 5 – нижня тарілка; 6 – проміжна тарілка; 7 – верхня тарілка; 8 – розділююча тарілка; 9 – центральна трубка; 10 – гомогенізуюча камера; 11 – гомогенізуючий диск; 12 – трубка для відведення вершків; 13 – напірний диск; 14 – патрубок для відведення молока

Рисунок 6.32 – Кларифікатор

1 – корпус барабана; 2 – кришка барабана; 3 – тарілотримач; 4 – реберна вставка; 5 – нижня тарілка; 6 – проміжна тарілка; 7 – верхня тарілка; 8 – розділююча тарілка; 9 – центральна трубка; 10 – гомогенізуюча камера; 11 – гомогенізуючий диск; 12 – трубка для відводу вершків; 13 – напірний диск; 14 – патрубок для відведення молока

Рисунок 6.33 – Барабан кларифікатора

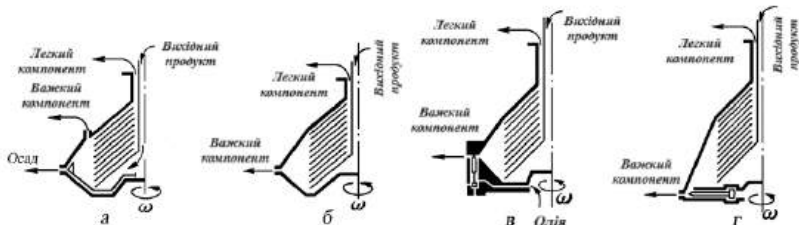
Тарілки кларифікатора мають отвори, які утворюють канал. По каналу молоко

піднімається у верхню частину барабана і розтікається міжтарілковим зазором, де відбувається виділення вершків. Вершки, як легша фракція, відтісняються до центру барабана і по каналу, утвореному тарілотримачем і верхніми кромками тарілок, потрапляють в гомогенізуючу камеру 10 з гомогенізуючим диском 11.

З камери 10 вершки через соплові трубки направляються у внутрішній простір гомогенізуючого диска 11, звідки під напором вони надходять у кільцевий зазор між центральною трубкою 9 і трубкою 12. Опускаючись, вершки в тарілотримачі змішуються з молоком і надходять на повторне сепарування. В результаті проходження вершків через гомогенізуючу камеру і диск великі жирові кульки подрібнюються. Дрібні жирові кульки, що утворилися, під час повторного сепарування вже не рухаються до центру, а разом з молоком направляються до периферії.

Гомогенізоване та очищене молоко піднімається між розділюючою тарілкою 8 кришкою барабана 2, потрапляє в камеру для молока; напірним диском 13 через патрубок 14 відводиться з барабана. Гомогенізоване та очищене молоко піднімається між розділюючою тарілкою 8 кришкою барабана 2, потрапляє в камеру для молока; напірним диском 13 через патрубок 14 відводиться з барабана. Відстань між тарілками у кларифікаторів фіксується шпиками.

Сепаратори з відцентровим вивантаженням осаду переважно мають периферійне розвантаження осаду з кільцевого грязьового простору. Розвантаження проводиться через сопла, або через кільцеві щілини, що перекриваються поршнем з приводом від буферної рідини (води). Поршні, що перекривають розвантажувальну щілину, в цих машинах дуже різноманітні по конструкції і можуть бути зовнішніми, внутрішніми, нижніми і верхніми (рис. 6.34).



а – клапанний на три компоненти; б – з радіальними соплами; в – з кільцевим поршнем; г – з циліндричними клапанами

Рисунок 6.34 – Схеми роботи основних типів сепараторів з відцентровим розвантаженням осаду

У кожній конструкції є ціла система дуже рухливих масивних деталей великого діаметру з сальниковими ущільненнями на цих діаметрах. Це викликає великі труднощі в експлуатації, тому що тонкі часто абразивні осади проникають у сальникові ущільнення, зазори та забивають їх. Машини з поршневым розвантаженням осаду складні, їхнє складання-розбирання дуже трудомістке.

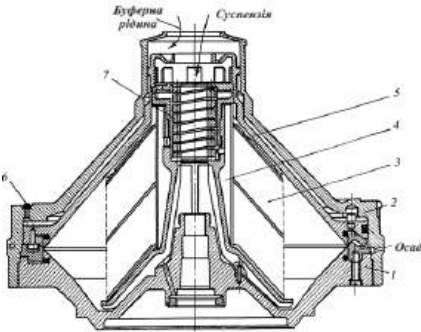
Заслужовує на увагу сепаратор з періодичним вивантаженням осаду (рис. 6.35). Ротор сепаратора складається з основи барабана 1, з'єднаного різьбою з кришкою 2 ротора. Кришка на периферії має ніпель 6 для випуску буферної рідини (води). Усередині ротора розташований рухомий конус 5, що віджимается пружиною 7 до конічної кришки. У периферійній частині кришка має отвори, що служать для випуску осаду. До подачі суспензії в ротор на розділення у порожнину, утворену кришкою ротора та рухомим конусом, подається вода. З цієї порожнини вода витікає через ніпель 6 у спеціальний збірник. Так як гідравлічний опір випускного отвору великий, вода витікає з невеликою швидкістю і її витрата легко компенсується.

Рухливий конус під тиском рідини, що заповнює порожнину, щільно притискається по периметру до опорної поверхні чаші. У цей момент розвантажувальні отвори закриті та

гязьовий простір заповнюється осадом – відбувається процес сепарації суспензії. Після заповнення гязьового простору осад подачу суспензії в ротор та води в порожнину над рухомих конусом припиняють.

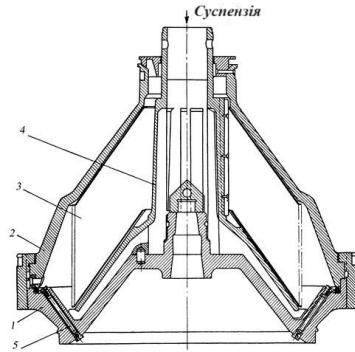
У міру витікання води із порожнини тиск, що притискає рухомий конус до чаші, зменшується. Коли він стає меншим за тиск пружини, конус піднімається пружиною 7 вгору, відкриваючи розвантажувальні отвори. Осад, що знаходиться в гязьовому просторі, разом з рідиною, що залишилася в роторі, викидається через отвір. Після вивантаження осаду знову подається вода та поновлюється живлення сепаратора суспензією.

Сепаратори з сопловим вивантаженням осаду через радіальні сопла на периферії барабана без будь-яких клапанів мають велику продуктивність. До них відносяться дріжджові сепаратори, які забезпечують більший ступінь згущення (рис. 6.36).



1 – основа; 2 – кришка ротора; 3 – тарілки;
4 – тарілотримач; 5 – рухомий конус; 6 – ніпель;
7 – пружина

Рисунок 6.35 – Барабан сепаратора з відцентровим вивантаженням осаду



1 – основа; 2 – кришка; 3 – тарілки; 4 – тарілотримач;
5 – сопло

Рисунок 6.36 – Барабан дріжджового сепаратора з сопловим вивантаженням осаду

Їх конструктивною особливістю є ближче розташування сопел по відношенню до осі барабана, що має на меті зменшення витрати згущеного продукту через сопла. Однак ці сепаратори добре працюють тільки на малов'язких середовищах, тому що схильні до забивання сопел.

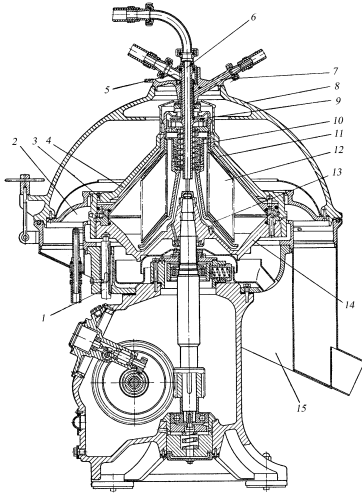
Сепаратор із плаваючим конусом призначений для освітлення пивного сусла (рис. 6.37). Він має станину з приводним механізмом, барабан, приймально-відвідний пристрій та систему автоматичного керування циклом роботи сепаратора.

Барабан, закріплений на вертикальному валу гайкою, складається з основи 14, тарілотримача 13 з пакетом тарілок 12, плаваючого конуса 11 і кришки 4 з розміщеною на її периферії форсункою 3, в горловині тарілотримача встановлена поворотна пружина 10, передбачений стопор 1. По комунікації 7 подається буферна вода для опускання плаваючого конуса. Суспензія на сепарування надходить центральною трубою 6, а фугат за допомогою напірного диска 9 відводиться по комунікації 5. Осад викидається з барабана в приймач 2 і видаляється з нього гравітаційним способом. У приймачі осаду 15 змонтована форсунка з отворами, через яку може подаватися вода для змиву осаду зі стінок приймача. З приймачем осаду шарнірно з'єднана відкидна кришка 8 сепаратора.

Система автоматичного керування циклом роботи сепаратора складається з групи кранів, планетарного редуктора з кулачковими дисками та шафи з розміщеними в ньому електрокомандним приладом, пусковим пристроєм та іншими елементами електросистеми. Крани розташовані на лінії буферної води та приймально-відвідних комунікацій. Вони

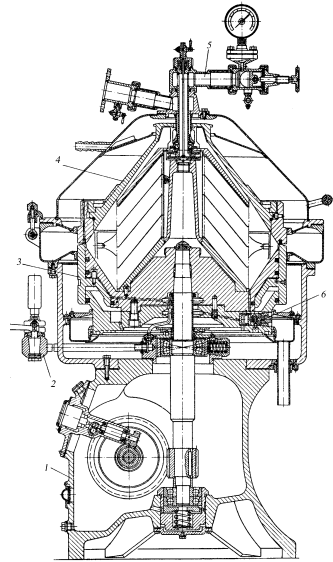
перемикаються у певній послідовності за допомогою кулачкових дисків планетарного редуктора, двигун якого вмикається через певні проміжки часу, які задають оператори за допомогою електрокомандного приладу. Конструкцією передбачено дублююче керування циклом роботи вручну.

Сепаратор з клапанним пристроєм для відведення міжтарілкової рідини призначений для первинного очищення пресових олій. Основною складністю цього процесу є необхідність виділення з олії одночасно і грубих, легкоосаджуваних частинок, і тонко дисперсних суспензій. В ході використання звичайних сепараторів, що саморозвантажуються, внутрішня порожнина тарілотримача швидко заповнюється грубими частинками, і, незважаючи на повне очищення шламового простору для розвантаження барабана, сепаратор необхідно розбирати для очищення тарілотримача



1 – стопор; 2 – приймач; 3 – форсунка; 4 – кришка; 5, 7 – комунікації; 6 – центральна трубка; 8 – кришка; 9 – напірний диск; 10 – пружина; 11 – плаваючий конус; 12 – тарілки; 13 – тарілотримач; 14 – основа; 15 – приймач осаду

Рисунок 6.37 – Сепаратор з плаваючим конусом



1 – станина; 2 – гідровузол; 3 – поршень; 4 – барабан; 5 – комунікації; 6 – клапан

Рисунок 6.38 – Сепаратор з клапанним пристроєм для відведення міжтарілкової рідини

Сепаратор з клапанним пристроєм для відведення міжтарілкової рідини (рис. 6.38) має спеціальний напрямний пристрій, розташований у верхній частині барабана, тому суспензія, що надходить по комунікаціях 5, безпосередньо направляється в шламовий простір по каналах між кришкою барабана і розділюючою тарілкою. Грубі частинки виділяються на периферії барабана, не потрапляючи у внутрішні порожнини, а тонкодисперсні суспензії надходять у пакет тарілок, де під дією відцентрової сили відкидаються у шламовий простір.

Таким чином, усі виділені частинки фази під час розвантаження барабана видаляються з нього повністю. Для запобігання змішування буферної води і масла, що відводиться з міжтарілкових просторів барабана на першому етапі його розвантаження, між барабаном, що обертається, і нерухомим приймачем міжтарілкової рідини передбачено аеродинамічне ущільнення.

Основними вузлами сепаратора є станина 1 з приводним механізмом, гідровузол 2, барабан 4 і комунікації 5. У сепараторі застосований зовнішній поршень 3, що дозволяє збільшити шламовий простір, а для зниження олійності фази передбачена двоетапне вивантаження барабана за допомогою клапана 6.

Контрольні питання

1. Як класифікуються неоднорідні (гетерогенні) системи, залежно від фізичного стану фаз?
2. Що називається процесом осадження?
3. Що називається процесом фільтрування?
4. Що називається процесом центрифугування?
5. Яким диференційним рівнянням описується процес осадження твердих частинок із суспензій та пилу під дією сил тяжіння?
6. У чому полягає суть закону Стокса?
7. Які відмінності механізму обмеженого осадження частинок від вільного осадження?
8. Яким є устрій і який принцип дії відстійника?
9. У чому полягає розрахунок відстійника?
10. Що є рушійною силою процесу фільтрування?
11. У чому полягають особливості процесу фільтрування за постійної різниці тисків і процесу фільтрування за постійної швидкості?
12. У чому полягають особливості процесу фільтрування з утворенням осаду та із закупорюванням пор?
13. Яке основне рівняння фільтрування?
14. Яка класифікація фільтрів?
15. Яким є устрій і який принцип дії фільтр-преса, патронного, дискового, вакуумного та інших фільтрів?
16. Які види центрифугування Ви знаєте? Охарактеризуйте їх.
17. Яким є устрій і який принцип дії центрифуги?
18. Яка класифікація сепараторів?
19. У чому полягає сутність процесу поділу та освітлення?
20. Які основні конструктивні фактори впливають на ефективність процесу сепарування?
21. Яким є устрій і який принцип роботи сепараторів?

Розділ 7. ПРОЦЕСИ РОЗДІЛЕННЯ НЕОДНОРІДНИХ СИСТЕМ «ГАЗ – ТВЕРДЕ ТІЛО»

Аналіз фізичних основ розділення неоднорідних систем «газ – тверде тіло» дозволяє виявити і раціонально оцінити основні та допоміжні механізми цього процесу. Врахування конструктивних особливостей пиловловлювачів дає можливість вибрати найбільш підходящі рішення для конкретних технологічних умов і розробити їх нові перспективні модифікації.

7.1. Наукове забезпечення процесу: класифікація апаратів, основні і допоміжні механізми розділення неоднорідних систем «газ – тверде тіло»

Загальні відомості про неоднорідні системи «газ – тверде тіло» у харчовій промисловості. Багато технологічних процесів в харчовій промисловості супроводжуються утворенням і виділенням в навколишнє середовище неоднорідних систем «газ – тверде тіло» (пил, дими), які називаються аерозолями.

Пил і дими надають негативний вплив на працюючих, викликають передчасне зношування технологічного обладнання; пилові викиди забруднюють довкілля. Виділення пилу пов'язане із втратою частини сировини та готової продукції. Більшість різновидностей пилу харчових виробництв, що мають органічну основу, здатні утворювати з повітрям вибухонебезпечні суміші; відкладення пилу становить пожежну небезпеку.

На харчових підприємствах широко застосовується очищення як промислових газів, так і повітря, що використовується у технологічних цілях. Повітря, що надходить для аерації маси в бродильних та інших біохімічних виробництвах, повино бути очищеним від механічних домішок і мікроорганізмів, а в ряді випадків воно повино бути стерильним, щоб не інфікувати біомасу. Під час аерації зерна в процесі одержання солоду повітря повинне мати певну температуру, відносну вологість і чистоту від домішок для забезпечення оптимальних умов росту солоду і накопичення в ньому ферментів.

Повітря, що виходить із конвективних сушарок для цукру, молока та інших продуктів, з пневмотранспортних установок для борошна та зерна, а також повітря, що використовується для аспірації дробильних та млинових установок, забирає з собою частину пилоподібного продукту, який, забруднюючи атмосферу робочого приміщення, створює несприятливі умови праці. Особливу небезпеку викликає забруднення повітря в робочому приміщенні цукровим і борошняним пилом, здатним за наявності відкритого вогню вибухати.

Підвищення ефективності очищення викидів в атмосферу дозволяє додатково вловити та повернути у виробництво або використовувати в інших корисних цілях значну кількість харчової та кормової сировини та готової продукції. Таким чином, ефективне розділення неоднорідних систем «газ – тверде тіло» у харчовій промисловості має не лише санітарно-гігієнічне, екологічне, а й економічне значення.

Класифікація промислових пиловловлювачів та оцінка їх ефективності. За способом розділення неоднорідних систем «газ – тверде тіло» пиловловлювачі поділяють на апарати сухого, мокрого та електричного очищення газів. В основі роботи сухих пиловловлювачів лежать гравітаційні, інерційні та відцентрові механізми осадження. Самостійну групу апаратів сухого очищення складають пиловловлювачі фільтраційної дії. В основі роботи мокрих пиловловлювачів лежить контакт запылених газів з промивною рідиною; осадження частинок відбувається на краплі, поверхню газових бульбашок або плівку рідини. У електрофільтрах осадження частинок пилу відбувається з допомогою передачі їм електричного заряду. Класифікація пиловловлювачів (рис. 7.1) не претендує на вичерпний характер, тому що існує значна кількість апаратів, робота яких заснована на суміщенні різних механізмів осадження.



Рисунок 7.1 – Схема класифікації пиловловлювачів

Так, наприклад, зернистий фільтр у випадку подачі на фільтрувальну перегородку рідини для підвищення ефективності пиловловлювання може бути віднесений до категорії мокрих пиловловлювачів. Те саме можна сказати і про мокрий електрофільтр. Тому цю класифікацію слід розглядати як умовну, що дозволяє тим не менш досить наочно охопити абсолютну більшість пиловловлювачів.

Ефективність очищення газів (ступінь очищення, ККД) зазвичай виражається відношенням маси уловленого матеріалу до маси матеріалу, що надійшов у газоочисний апарат з пилогазовим потоком за певний період часу. Ефективність очищення в пиловловлюючих апаратах визначають декількома способами.

1. Ефективність очищення η може бути визначена за вмістом пилу в газах до надходження в газоочисний апарат та на виході з нього:

$$\eta = \frac{G'_c - G''_c}{G'_c} = \frac{V'_2 z' - V''_2 z''}{V'_2 z'} = 1 - \frac{V''_2 z''}{V'_2 z'} \quad (7.1)$$

де G'_c, G''_c – масова витрата частинок пилу, що містяться в газах, відповідно, що надходять і виходять з пиловловлювача, кг/с;

V'_2, V''_2 – об'ємна витрата газів, що надходять та виходять з пиловловлювача, м³/с (витрати підраховують для нормальних фізичних умов: за температури 0°С та тиску 101,3 кПа);

z', z'' – концентрація частинок дисперсної фази в газах, відповідно, які надходять і виходять з пиловловлювача, кг/м³.

2. Ефективність очищення може бути визначена по концентрації пилу в газах до надходження в апарат та кількості уловленого пилу:

$$\eta = G'''_c / V'_2 z' \quad (7.2)$$

де G'''_c – масова кількість уловленого пилу, кг/с.

3. Ефективність за кількістю уловленого пиломатеріалу та концентрації пилу в газах,

що виходять з апарату, визначають за формулою

$$\eta = G_q''' / (G_q''' + V'' z'') . \quad (7.3)$$

4. Значення η часто визначають за фракційною ефективністю – ступенем очищення газів від частинок певного розміру. Фракційна ефективність очищення η_ϕ виражається формулою

$$\eta_\phi = [\Phi' - \Phi''(1 - \eta)] / \Phi' , \quad (7.4)$$

де Φ' , Φ'' – вміст даної фракції в газах, відповідно початкове (на вході в апарат) та кінцеве (на виході з апарату), %.

Знаючи фракційний ступінь очищення газів, можна визначити загальний ступінь очищення за формулою

$$\eta = \frac{\eta_{\phi 1} \Phi'_1}{100} + \frac{\eta_{\phi 2} \Phi'_2}{100} + \dots + \frac{\eta_{\phi n} \Phi'_n}{100} , \quad (7.5)$$

де $\eta_{\phi 1}, \eta_{\phi 2}, \dots, \eta_{\phi n}$ – фракційні ступені очищення відповідно для фракцій 1, 2, – n.

Для розрахунку за формулою (7.5) можуть бути використані криві фракційних ефективностей (ступеня очищення), одержані експериментальним шляхом. У деяких випадках крива фракційної ефективності апарату в імовірно-логіфімічній системі координат набуває вигляду прямої лінії, що свідчить про те, що вона може бути записана у вигляді інтеграла ймовірності

$$\eta_\phi = \int_{-\infty}^{\lg(d_u / d_{50})} \frac{1}{\lg \sigma_\eta \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\lg^2(d_u / d_{50})}{\lg^2 \sigma_\eta}} d[\lg(d_u / d_{50})] , \quad (7.6)$$

де $\lg(d_u / d_{50})$ – логарифм відношення поточного розміру частинок d_u до діаметра частинок d_{50} , які осаджуються в апараті у даному режимі його роботи на 50%;

$\lg \sigma_\eta$ – стандартне відхилення функції розподілу фракційних коефіцієнтів очищення.

Значення d_{50} відповідає ординаті графіка $\eta_\phi = f(d_u)$, яка дорівнює 0,5 (50 %), а $\lg \sigma_\eta$ – знаходиться зі співвідношення

$$\lg \sigma_\eta = \lg d_{50} - \lg d'_{15,97} = \lg d'_{84,13} - \lg d_{50} , \quad (7.7)$$

де $d'_{15,97}$ – значення абсциси, ордината якої дорівнює 0,1597 (15,97%);

$d'_{84,13}$ – значення абсциси, ордината якої дорівнює 0,8413 (84,13%).

Якщо розподіл частинок пилу, що підлягають вловлюванню, на вході в апарат є нормально-логіфімічним, а залежність $\eta_\phi = f(d_u)$ може бути записана у вигляді інтеграла ймовірності (7.6), то значення повного коефіцієнта очищення можна знайти за формулою

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt = \Phi(x) , \quad (7.8)$$

$$де t = \frac{\lg(d_u / d_m)}{\lg \sigma_u} ; \quad (7.9)$$

$$x = \frac{\lg(d_m / d_{50})}{\sqrt{\lg^2 \sigma_\eta + \lg^2 \sigma_u}} , \quad (7.10)$$

тут $\lg \sigma_u$ – середнє квадратичнє відхилення функції даного розподілу;

$\lg(d_u / d_m)$ – логарифм відношення поточного розміру d_u до медіанного для даного розподілу розміру d_m , який є таким розміром, для якого число частинок більших d_m дорівнює числу частинок дрібніших d_m .

Значення функції $\Phi(x)$ залежно від величини x наведено у табл. 7.1. Замість обчислень за формулою (7.7) можна скористатися номограмою (рис. 7.2), на якій суцільні лінії відповідають постійним значенням η для різних значень $\lg \sigma_u / \lg \sigma_\eta$ і $\frac{\lg(d_{50} / d_m)}{\lg \sigma_u}$, відкладених по осях координат. Пунктирні лінії відповідають постійним значенням η для другого апарату у разі послідовної установки двох однакових апаратів.

Ефективність уловлювання пилу може бути виражена *коефіцієнтом проскоку частинок* (ступенем неповноти уловлювання), який є відношенням концентрації частинок за пилловловлювачем до їх концентрації перед ним.

Таблиця 7.1 – Значення нормальної функції розподілу

x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$
-2,00	0,0228	-0,96	0,1685	0,06	0,5239	1,08	0,8599
-1,96	0,0250	-0,92	0,1788	0,10	0,5398	1,12	0,8686
-1,92	0,0274	-0,88	0,1894	0,14	0,5557	1,16	0,8770
-1,88	0,0301	-0,84	0,2005	0,18	0,5714	1,20	0,8849
-1,84	0,0329	-0,80	0,2119	0,22	0,5871	1,24	0,8925
-1,80	0,0359	-0,76	0,2236	0,26	0,6026	1,28	0,8997
-1,76	0,0392	-0,72	0,2358	0,30	0,6179	1,32	0,9066
-1,72	0,0427	-0,68	0,2483	0,34	0,6331	1,36	0,9131
-1,68	0,0465	-0,64	0,2611	0,38	0,6480	1,40	0,9192
-1,64	0,0505	-0,60	0,2743	0,42	0,6628	1,44	0,9251
-1,60	0,0548	-0,56	0,2877	0,46	0,6772	1,48	0,9306
-1,56	0,0594	-0,52	0,3015	0,50	0,6915	1,50	0,9332
-1,52	0,0643	-0,48	0,3156	0,54	0,7054	1,54	0,9382
-1,48	0,0694	-0,44	0,3300	0,58	0,7190	1,60	0,9452
-1,44	0,0749	-0,40	0,3446	0,62	0,7324	1,64	0,9495
-1,40	0,0808	-0,36	0,3594	0,66	0,7454	1,70	0,9554
-1,36	0,0869	-0,32	0,3745	0,70	0,7580	1,80	0,9641
-1,32	0,0934	-0,28	0,3897	0,74	0,7703	1,84	0,9671
-1,28	0,1003	-0,24	0,4052	0,78	0,7823	1,90	0,9713
-1,24	0,1075	-0,20	0,4207	0,82	0,7939	1,94	0,9738
-1,20	0,1151	-0,16	0,4364	0,86	0,8051	1,98	0,9761
-1,16	0,1230	-0,12	0,4522	0,90	0,8159	2,00	0,9772
-1,12	0,1314	-0,08	0,4681	0,94	0,8264	2,20	0,9861
-1,08	0,1401	-0,04	0,4840	0,98	0,8365	2,40	0,9918
-1,04	0,1492	0,00	0,5000	1,00	0,8413	2,70	0,9965
-1,00	0,1587	0,02	0,5080	1,04	0,8508	–	–

Коефіцієнт проскоку ξ знаходять за формулою

$$\xi = 1 - \eta . \quad (7.11)$$

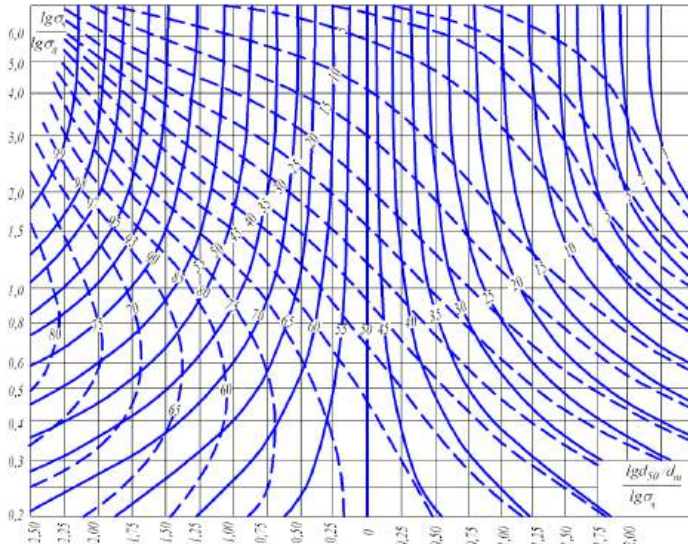


Рисунок 7.2 – Номограма для розрахунку ефективності пиловловлювачів з використанням інтегралу ймовірності

Сумарний ступінь очищення газів η , що досягається в декількох послідовно встановлених апаратах, розраховують за формулою

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \dots (1 - \eta_n) , \quad (7.12)$$

де $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – ступінь очищення газів від пилу відповідно в першому, другому та n -му пиловловлювачі.

Порівнюючи (7.11) та (7.12), отримаємо важливу розрахункову формулу

$$\xi = \xi_1 \xi_2 \dots \xi_n , \quad (7.13)$$

де $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n$ – коефіцієнти проскоку пилу відповідно в першому, другому і n -му пиловловлювачі.

7.2. Фізичні основи пиловловлювання і підготовки газів

Неоднорідні системи «газ – тверде тіло», які підлягають поділу у харчовій промисловості, надзвичайно різноманітні за своїми фізико-хімічними параметрами. Істотно різняться і виробничі завдання – від виділення грубодисперсних фракцій (переробка насіння соняшнику, розтарювання, подрібнення та переробка зерна, знепилення техносфери у вапняних відділеннях цукрових заводів) до уловлювання високодисперсних твердих частинок (борошняний та цукровий пил). Дуже різні масові концентрації дисперсної фази у пилогазових потоках та їх об'ємні витрати. Ці обставини визначають різноманітний характер процесів пиловловлення, в основі яких лежать різні механізми виділення твердих частинок з неоднорідних систем «газ – тверде тіло».

Основні механізми виділення частинок із потоку. На рис. 7.3 наведено схеми фізичних механізмів виділення зважених частинок із газових потоків.

результаті дії сил Кориоліса. Крім того, збільшення швидкості небажано у зв'язку із зростанням втрат напору та зростанням абразивного зносу циклонних пристроїв. Можливий шлях забезпечення високої ефективності цих пристроїв за досить високих витрат газу – паралельна установка великої кількості невеликих циклонів. Однак важко забезпечити рівномірний розподіл пилогазового потоку між циклонами.

Очевидна перевага циклонів – їхня працездатність за високих температур газу та порівняльна дешевизна, проте ефективність їх за умови великих розмірів та помірних втрат напору недостатня для тонкого очищення газів.

Інерційний механізм. Цей механізм заснований на виділенні частинок газового потоку під час обтікання перешкоди. Істотне відхилення ліній течії від прямолінійного напрямку під час обтікання потоком перешкоди починається тим раніше, чим більший поперечний розмір перешкоди. Відповідно, раніше починається і відхилення зважених у потоці частинок. Навпаки, якщо перешкода мала за розмірами, то відхилення напрямку руху частинок (викликаного викривленням ліній течії потоку) починається значно ближче до перешкоди. За однакової швидкості газу сили інерції у другому випадку виявляться, природно, більшими. Тому, чим менший поперечний розмір перешкоди, тим більша ймовірність того, що рухомі в напрямку цієї перешкоди частинки досягнуть його поверхні, а не обійдуть її разом з струменями газу, що її обгинають. Отже, ефективне інерційне виділення пилу можливе за умови використання осаджуючих тіл, що мають малий розмір в поперечному до потоку напрямку.

Використання інерційного механізму пиловиділення пов'язане зі значними втратами тиску газового потоку. Проте висока ефективність уловлювання, що досягається, виправдовує зазначений недолік. За допомогою описаного механізму вдається ефективно вловлювати частинки розміром у долі мікрометрів (у таких апаратах, як тканинні фільтри та труби Вентурі).

Електричний механізм. Електричне виділення пилу засноване на використанні взаємодії між електричним полем та зарядженою частинкою. Механізм електричного видалення пилу передбачає зарядження частинок. Зарядження частинок досягається шляхом спрямування запиленого потоку через потік одноіменно заряджених іонів (джерелом цих іонів є різновид газового розряду – коронний розряд).

Електричне поле, необхідне для виникнення сил, що виділяють заряджені частинки з потоку, утворюється в результаті створення різниці потенціалів на різноіменних електродах, встановлених на шляху руху запиленого потоку. Повною мірою дія цих сил проявляється в областях, що примикають безпосередньо до електродів, які служать для осадження пилу, що проявляється наявністю інтенсивних турбулентних пульсацій в іншому об'ємі газового потоку.

Електричні сили, що діють на заряджені частинки, невеликі, а тому висока ефективність даного механізму виділення пилу досягається в умовах тривалого перебування частинок в електричному полі. Цим визначається головний недолік електрофільтрів: їх розміри через необхідність забезпечення тривалого перебування в електрофільтрі запиленого потоку дуже великі, вартість цих апаратів значна. Однак, порівняно з тканинними фільтрами, пристрої електричного очищення не створюють високих втрат напору і порівняно мало енергоємні.

7.3. Допоможні механізми виділення часток з потоку

Дифузія. Більшість зважених частинок, торкнувшись твердої поверхні, залишаються на ній і таким чином вибувають із загальної кількості частинок, що знаходяться поблизу цієї поверхні. Тому на поверхні осаду виникає градієнт концентрації частинок.

Високодисперсні частинки пилу беруть участь у броунівському русі навколишніх молекул. Виникає безперервний рух частинок до осадкової поверхні, спрямоване на вирівнювання різниці концентрацій, що виникла. Чим менше за розміром зважені в газі частинки, тим більшою мірою беруть участь вони в броунівському русі молекул і відповідно тим більш інтенсивним є рух частинок у напрямку до осадкової поверхні. Описаний процес називають дифузійним осадженням частинок. Він відіграє особливо помітну роль в уловлюванні частинок у тканинних фільтрах.

Термопреципітація. Різниця температур стінки каналу та зважених у потоці частинок впливає на рух цих частинок. Якщо поблизу нагрітої стінки знаходиться невелика частка, то в результаті швидкого, але нерівномірного її прогріву найближча до стінки сторона частинки виявляється гарячішою, а протилежна холоднішою. Молекули, що наближаються до гарячої сторони після зіткнення з частинкою відлітають від неї з більшою швидкістю, ніж молекули, що наближаються до холодної сторони, в результаті різниці імпульсів, що діють на частинку, буде така, що повідомить частинці рух у напрямку від гарячої стінки. Аналогічне явище відбуватиметься і в тому випадку, якщо буде нагріта частка, а стінка охолоджена, проте в останньому випадку зважені в газі частинки рухатимуться не від стінки, а до неї, створюючи ефект осадження частинок, що називається термопреципітацією.

Коагуляція – злипання зважених у газовому середовищі частинок після їх зіткнення, яке може відбуватися або внаслідок зіткнень в результаті броунівського руху частинок, або в результаті відмінностей у швидкостях цих частинок. Коагуляція, що виникає під час локальних змін швидкості середовища, особливо помітна в процесі турбулентних пульсацій, коли частинки за інерцією не йдуть за швидкими змінами траєкторії елементарних об'ємів газу і стикаються між собою.

Зовнішніми силами, що викликають коагуляцію, може бути гравітація, що викликає рух частинок з різними швидкостями витання або електричні сили, що діють за наявності зовнішнього поля на заряджені частинки. Взаємний рух частинок може бути результатом заряду зважених у газі частинок: у разі однойменних зарядів частинки відштовхуються, а у разі різноіменних – притягуються. Коагуляція частинок обумовлює найкращі умови вловлювання пилу у всіх апаратах, проте керувати нею у промислових умовах важко.

7.4. Основні типи пиловловлювачів, фільтрів і осадників

Сухі механічні пиловловлювачі. До сухих механічних пиловловлювачів відносяться апарати, що використовують різні механізми осадження: гравітаційний (пилоосаджувальні камери), інерційний (осадження пилу за рахунок зміни напрямку руху газового потоку) і відцентровий (одиначні, групові та батарейні циклони, вихрові та динамічні пиловловлювачі).

Пилоосаджувальні камери та інерційні пиловловлювачі. *Пилоосаджувальні камери.* Ці пиловловлювачі відрізняються простотою виготовлення та експлуатації і досить широко (особливо циклони) представлені в харчовій промисловості. Однак ефективність вловлювання в них пилу не завжди виявляється достатньою, у зв'язку з чим часто виконують роль апаратів попереднього очищення газів. У табл. 7.2 наведено деякі параметри сухих механічних пиловловлювачів, що дозволяє провести їх порівняльний аналіз та оцінити можливості в ході використання в промисловій практиці.

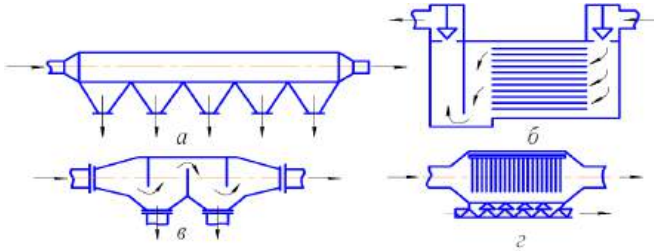
Таблиця 7.2 – Характерні параметри сухих механічних пиловловлювачів

Тип пиловловлювача	Максимальна продуктивність, м ³ /год	Ефективність пиловловлювання частинок різних розмірів, %	Гідрравлічний опір, Па	Верхня межа температури газів, °С
Осаджувальна камера	Визначається можливою площею для розміщення	> 50 мкм (80 – 90 %)	50 – 130	350 – 550
Циклон	85000	10 мкм (50 – 80 %)	250 – 1500	350 – 550
Вихровий пиловловлювач	30000	2 мкм (90 %)	до 2000	до 250
Батарейний циклон	170000	5 мкм (90 %)	750...1500	350...550
Інерційний пиловловлювач	127500	2 мкм (90 %)	750...1500	до 400
Динамічний пиловловлювач	42500	2 мкм (90 %)	–	до 400

Осадження частинок пилю таких камерах відбувається з горизонтально спрямованого потоку. Швидкість осадження частинок визначають за формулою

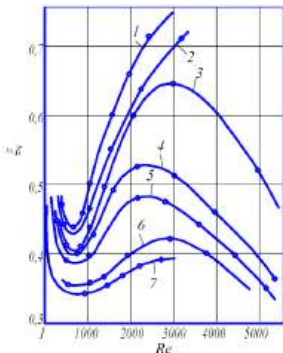
$$v_q = \sqrt{\frac{4d_q(\rho_q - \rho_z)g}{3\rho_z\zeta_q}} \quad (7.14)$$

На рис. 7.4 представлені модифікації пилоосаджувальних камер.



a – найпростіша камера; *б* – багатополощна камера; *в* – камера із перегородками; *г* – камера з ланцюговими або дратяними завісами

Рисунок 7.4 – Пилоосаджувальні камери



1 – 7,81; 2 – 6,81; 3 – 5,81;
4 – 4,81; 5 – 3,81; 6 – 1,81; 7 – 0

Рисунок 7.5 – Залежність коефіцієнта опору сферичної частки, падаючої з прискоренням a_c (м/с²) у повітрі, від критерію Re_q для різних значень a_c

Для розрахунку модифікованого коефіцієнта опору ζ зручно використовувати залежності, представлені на рис. 7.5.

Тут Re_q – критерій Рейнольдса для частки, причому

$$Re_q = \frac{d_q(\bar{v}_q - \bar{v}_z)}{v_z} \quad (7.15)$$

де \bar{v}_q, \bar{v}_z – вектори швидкості відповідно частинки та газів, м/с;

v_z – кінематична в'язкість газу, м²/с.

Тривалість проходження τ (с) газами осадової камери за умови рівномірного розподілу газового потоку за її перерізом становить

$$\tau = \frac{V_{ann}}{V_z} = \frac{LBH}{V_z} \quad (7.16)$$

де V_{ann} – об'єм камери, м³;

V_z – об'ємна витрата газів, м³/с;

L – довжина камери, м;

B – ширина камери, м;

H – висота камери, м.

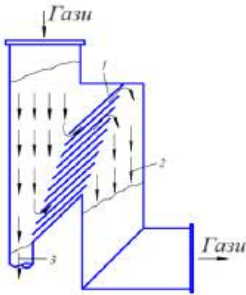
За цей час під дією сили тяжіння частка пройде шлях h (м), рівний

$$h = v_{сер} \tau \quad (7.17)$$

де $v_{сер}$ – середня швидкість падіння частинок, м/с.

Фракційна ефективність пилоосаджувальних камер визначається відношенням h/H . Якщо величина h більша або дорівнює величині H , всі частинки, що мають швидкість

осадження $v_{ср}$ (і більші), уловлюються камерою. Таким чином, ефективність уловлювання частинок даного розміру може бути виражена у вигляді



$$\eta = \frac{h}{H} = \frac{v_{ср} LB}{V_2} = \frac{v_{ср} L}{v_2 H} \quad (7.18)$$

Високодисперсні частинки практично миттєво досягають кінцевої швидкості, і в цьому випадку значення $v_{ср}$ може бути прийнято рівним v_u . Для застосовності закону Стокса мінімальний розмір частинок d_{min} (м), які будуть повністю осаджені в камері, визначають за формулою

$$d_{min} = \sqrt{\frac{18V_2\mu_2}{(\rho_u - \rho_2)gBL}} \quad (7.19)$$

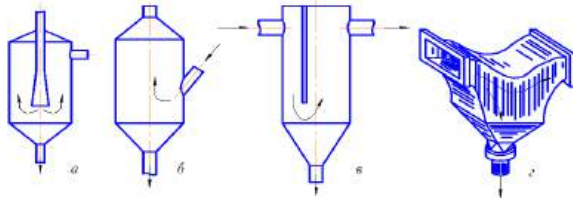
- 1 – жалюзійні ґрати;
- 2 – очищені гази (близько 90% об.);
- 3 – запилені гази (близько 10 % об.)

Рисунок 7.7 – Жалюзійний пиловловлювач з частковим відведенням запиленого газового потоку

Однак слід мати на увазі, що у формулі (7.19) не враховуються такі фактори, як несферичність частинок пилу та їх концентрація в газовому потоці, і розрахунок по ній може дати занижені результати.

Осаджувальні камери використовуються і для осадження пилу з вертикальних газових потоків. У цьому випадку осаджуються частинки, швидкість осадження яких вища за швидкість газового потоку.

Інерційні пиловловлювачі. У пилоосаджувачах інерційного типу (рис. 7.6) поряд з дією сил тяжіння використовуються інерційні сили, завдяки яким пилові частинки, прагнучи зберегти напрямок свого руху після повороту потоку газів, випадають у бункер. У подібних пиловловлювачах швидкість газів у вільному перерізі камери становить приблизно 1,0 м/с, а у вхідній трубі близько 10 м/с.



a – пиловий мішок із центральним підведенням газу; *б* – пиловий мішок з боковим підведенням газу; *в* – пилоосаджувач з відбивною перегородкою; *г* – пилоосаджувач, що вбудовується в газозахди

Рисунок 7.6 – Найпростіші пилоосаджувачі інерційної дії

Принцип раптової зміни напрямку газового потоку після зіткнення з ґратами, що складається з похилих пластин, використаний у пиловловлювачі жалюзійного типу (рис. 7.7). Цей апарат широко застосовується для попереднього очищення газів перед циклонами чи рукавними фільтрами. У ньому близько 90% газів частково очищається від пилу після проходження через жалюзі, а решта газового потоку з залишковим пилом відводиться на очищення в циклон.

Під час підвищення швидкості подачі газів до пластин решітки ступінь уловлювання пилу в жалюзійному пиловловлювачі спочатку швидко зростає. Зазвичай швидкість газів у жалюзійному пиловловлювачі становить 12 – 15 м/с. На ступінь очищення впливає швидкість руху газів, що відсмоктуються у циклон. Для того щоб у циклон було відведено більше пилу,

ця швидкість повинна бути меншою за швидкість газів під час підходу до ґрат. Гідрравлічний опір решітки становить 100 – 500 Па. Зазвичай жалюзійні пиловловлювачі застосовують для уловлювання частинок пилу більших 20 мкм, але вони мають свої недоліки: зношування пластин решітки за високої концентрації особливо великого пилу і можливість утворення відкладень після охолодження газів до точки роси.

Циклони одиночні, групові та батарейні. Циклони набули широкого поширення в харчових виробництвах для очищення пилогазових викидів, уловлювання з газових потоків харчової сировини: частинок цукру, барди, сухого молока, дріжджів з відпрацьованих газів розпилювальних сушарок, пиловловлювання на олійно-жирових підприємствах під час переробки насіння соняшнику, на зернопереробних підприємствах під час переміщення і очищення зерен, у крохмалопатковому виробництві в процесі переробки декстрину, глюкози, кукурудзи та розфасовки крохмалю.

Циклонні апарати – найбільш поширений тип сухих механічних пиловловлювачів. Пилоуловлювачі цього типу мають такі переваги:

- 1) відсутність в апараті частин, що рухаються;
- 2) надійне функціонування за умови підвищених тисків та температур газів аж до 500 °С без будь-яких конструктивних змін;
- 3) уловлювання пилу у сухому вигляді;
- 4) практично постійний гідрравлічний опір;
- 5) простота виготовлення та висока фракційна ефективність зі зміною масової концентрації дисперсної фази у досить широкому діапазоні.

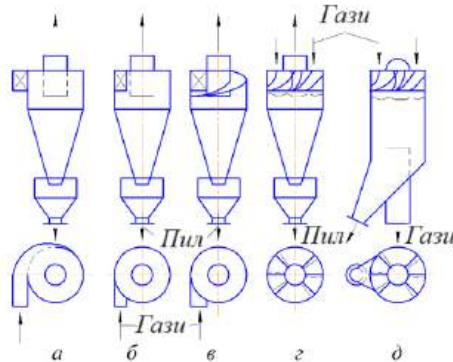
Правильно спроектовані циклони можуть надійно експлуатуватися протягом багатьох років.

Разом з тим необхідно мати на увазі, що гідрравлічний опір високоефективних циклонів досягає 1250 – 1500 Па, і частинки розміром менше 5 мкм погано вловлюються циклонами.

Якщо розподіл частинок, що підлягають уловлюванню, за розмірами є логарифмічно-нормальним, а залежність $\eta_{\phi} = f(d_p)$ дана у вигляді інтеграла ймовірності, то значення повного коефіцієнта очищення можна знайти за номограмою (рис. 7.2).

Одиночні апарати. На рис. 7.8 представлені основні види конструкцій циклонних пиловловлювачів. Циклони розрізняються за способом підведення газу в апарат, який може бути спіральним (рис. 7.8, а), тангенційним (рис. 7.8, б), гвинтоподібним (рис. 7.8, в) та осьовим (рис. 7.8, з, д). Циклони з осьовим (розетковим) підведенням газів працюють як із поверненням газів у верхню частину апарату, так і без нього (рис. 7.8, д).

Останній тип апаратів («прямотечійні циклони») відрізняється низьким гідрравлічним опором і меншою порівняно з циклонами інших типів ефективністю пиловловлювання.



а – спіральний; б – тангенційний; в – гвинтоподібний; з – розетковий (циклон із поверненням газів); д – розетковий (прямотечійний циклон)

Рисунок 7.8 – Основні види конструкцій циклонів (підведення газів)

Найбільш доцільним з точки зору аеродинаміки є підведення газів по спіралі, проте на практиці всі способи підведення можуть застосовуватись з рівною ефективністю. Схема роботи циклону представлена на рис. 7.9.

Під впливом відцентрової сили частки переміщуються до стінки циклону і разом із частиною газів потрапляють у бункер. Частина газів, що потрапили в бункер і звільнилася від пилу, повертається в циклон через центральну частину отвору пиловідведення, даючи початок внутрішньому вихору очищеного газу, що залишає апарат. Відділення частинок відбувається за зміни напрямку руху газів на 180° під впливом сил інерції. У міру руху цієї частини газів у бік вихлопної труби до неї поступово приєднуються порції газів, які не потрапили до бункеру. Останнє не викликає значного збільшення виносу пилу у вихлопну трубу, тому що розподілене по довжині циклону перетікання газів відбувається зі швидкістю, недостатньою для протидії руху частинок до периферії циклону. Найбільший вплив на повноту очищення газів надає їх рух в області пиловідвідного отвору назустріч пилу, що виділяється.

Порівняльні випробування циклонів різного типу показали, що рекомендована до застосування номенклатура циклонів може бути обмежена циліндричними та конічними циклонами, розробленими в НПОГаз (ЦН-11, ЦН-15, ЦН-15У та ЦН-24).

Відмінною особливістю апаратів є наявність подовженої циліндричної частини корпусу, нахил кришки вхідного патрубку під кутом 11° , 15° або 24° , а також однакове відношення діаметра вихлопної труби до діаметра циклону. Циклони ЦН-15У, маючи меншу висоту в порівнянні з іншими типу ЦН, мають і дещо погіршені техніко-економічні показники. Тому їх застосування може бути виправдане лише за наявності обмеження газоочисної установки по висоті.

Бункери всіх одиночних циклонів виконуються циліндричної форми заввишки $0,8D$, де діаметр бункера $D_b = 1,5D$ для циліндричного циклону, $D_b = (1,1 - 1,2)D$ для конічного, днище бункера виконується з кутом нахилу стінок 60° .

У табл. 7.3 представлено співвідношення розмірів (у частках внутрішнього діаметра) цих циклонів.

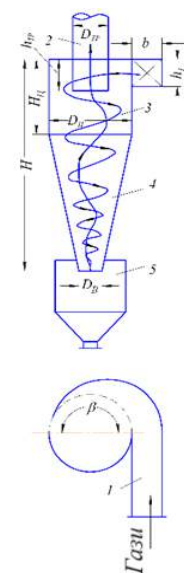
На багатьох підприємствах харчової промисловості застосовуються циклони ВЦНДІВТ (рис. 7.10), основна особливість яких пов'язана зі способом транспортування відсепарованого пилу з корпусу до збірного бункеру. Потік газу разом із пилом проходить у бункер через кільцеву щілину, утворену двома співвісними конусними поверхнями. Газ, що звільнився від твердих частинок, повертається в корпус циклону через центральний отвір внутрішнього конуса.

Для розрахунків циклонів необхідні такі вихідні дані: кількість газу, що очищається в робочих умовах, m^3/c ; густина газу за робочих умов ρ_g , $кг/м^3$; динамічна в'язкість газу за робочої температури μ_t , $Па \cdot с$; дисперсний склад пилу (d_m , $мкм$ та $I(g\sigma)_i$); масова концентрація пилу на вході z_{ex} та ефективність очищення η ; густина частинок пилу ρ_n , $кг/м^3$

Іноді виявляється, що за заданих вихідних даних неможливо забезпечити необхідне значення коефіцієнта очищення газів або необхідні надмірні втрати тиску. В останньому випадку тільки економічний розрахунок різних схем пиловловлення може забезпечити оптимальні характеристики апарату.

Розрахунок циклонів проводиться шляхом послідовних наближень.

1. Задаються типом циклону, визначають оптимальну швидкість газу апараті W_{opt} .
2. Знаходять необхідну площу перерізу циклонів:



- 1 – вхідний патрубок;
 - 2 – вихлопна труба;
 - 3 – циліндрична камера;
 - 4 – конічна камера;
 - 5 – пилоосаджувальна камера (бункер)
- Рисунок 7.9 –
Схема роботи циклону

$$F = Q_p / W_{omn} . \quad (7.20)$$

Таблиця 7.3 – Співвідношення розмірів (у частках внутрішнього діаметра) для циклонів ЦН-11, ЦН-15, ЦН-15У, ЦН-24.

Параметри	ЦН-15	ЦН-15У	ЦН-24	ЦН-11
Внутрішній діаметр вихлопної труби d	0,59			
Внутрішній діаметр отвору* для пилу. d_1	0,3 – 0,4			
Ширина вхідного патрубку в циклоні (внутрішній розмір) b	0,2			
Ширина вхідного патрубку на вході (внутрішній розмір) b_1	0,26			
Довжина вхідного патрубку l	0,6			
Діаметр середньої лінії циклону D_{cp}	0,8			
Висота установки фланця h_{ϕ_2}	0,1			
Кут нахилу кришки та вхідного патрубку циклону α	15°	15°	24°	11°
Висота вхідного патрубку (внутрішній діаметр) a	0,66	0,66	1,11	0,48
Висота вихлопної труби h_m	1,74	1,5	2,11	1,56
Висота циліндричної частини циклону H_c	2,26	1,51	2,11	2,06
Висота конуса циклону H_k	2,0	1,50	1,75	2,0
Висота зовнішньої частини вихлопної труби h_e	0,3	0,3	0,4	0,3
Загальна висота циклону H	4,56	3,31	4,26	4,38

* Великий розмір приймається для малих D і великій запиленості.

3. Задаються кількістю циклонів N і знаходять діаметр циклону:

$$D = \sqrt{F / 0,785N} \quad (7.21)$$

та округляють до значення, що рекомендується.

4. Обчислюють дійсну швидкість газу в циклоні:

$$W = Q_p / 0,785ND^2 , \quad (7.22)$$

яка не повинна відхилятися від оптимальної більше ніж на 15 %.

5. Приймають коефіцієнт гідравлічного опору, що відповідає заданому типу циклону.

6. Визначають втрати тиску в циклоні:

$$\Delta p = \zeta p_c W^2 / 2 . \quad (7.23)$$

Якщо ці втрати виявилися прийнятними, переходять до розрахунку повного коефіцієнта очищення газу в циклоні, приймаючи, що коефіцієнт очищення газів в одиночному циклоні та групі однаковий. Насправді коефіцієнт очищення газів групи циклонів може бути трохи нижче, ніж у одиночному. Це пояснюється

можливістю виникнення перетоків газу через загальний бункер, що знижують коефіцієнт очищення газів групи циклонів.

Вибравши два параметри (d_{50} і $lg\sigma_\eta$), що характеризують ефективність необхідного

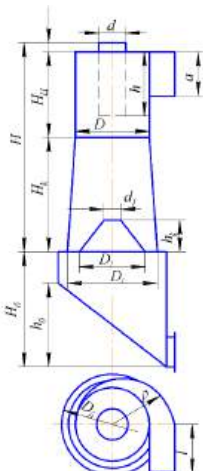


Рисунок 7.10 –
Схема циклону
ВЦНДІВТ

циклону, знаходять значення параметра d_{50} за робочих умов (діаметр циклону, швидкість потоку, густина пилю, динамічна в'язкість газу).

7. Визначають повний коефіцієнт очищення газу від пилю.

Після закінчення розрахунку отримане значення η з'являється з необхідним. Якщо η виявиться меншим за необхідний, слід вибрати інший тип циклону з більшим значенням коефіцієнта гідравлічного опору.

Групові та батарейні циклони. В умовах великих витрат газів, що очищаються, застосовують групи і батареї циклонів, які зазвичай складають з циклонів основної серії ЦН (ЦН-24, ЦН-15У, ЦН-15, ЦН-11), як це показано на рис. 7.11. Така група має загальний колектор забруднених газів, загальну збірку очищених газів та загальний пиловий бункер. Відведення очищених газів від циклонів групи виконують через равлики, що встановлюються на кожному циклоні і об'єднуються загальним колектором, або безпосередньо через загальний колектор. Застосування вихідних равликів зменшує загальну висоту групи.

Коефіцієнт гідравлічного опору групи циклонів $\zeta_{гц}$ визначається за формулою

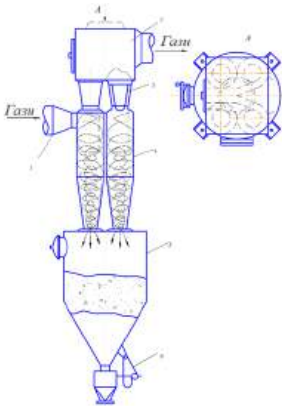
$$\zeta_{гц} = \zeta_{ц} + K_2, \quad (7.24)$$

де $\zeta_{ц}$ – коефіцієнт гідравлічного опору одиночного циклону;

K_2 – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати тиску, пов'язані з компонованням циклонів у групу.

Значення коефіцієнта K_2 за різних варіантів компоновок наводяться нижче:

Кругове компоновання, нижнє організоване підведення	60
Равликовий відвід із циклонних елементів	28
Прямокутне компоновання, вільне підведення потоку	60



1 – вхідний патрубок; 2 – камера знепилення газів; 3 – кільцевий дифузор; 4 – циклонний елемент; 5 – бункер;
6 – пиловий затвор

Рисунок 7.11 – Група з чотирьох циклонів НДЮГаз

Батарейні циклони являють собою пиловловлюючі апарати, складені з великої кількості паралельно встановлених циклонних елементів, об'єднаних в одному корпусі і мають загальне підведення та відведення газів, а також збірний бункер. У циклонних елементах застосовуються пристрої, що закручують потік: двоходовий гвинт з лопатями, встановленими під кутом 25° до горизонту; розетка із восьми лопатей, що встановлюються під кутом 25° або

30°; розетка із загнутими вгору лопатями для входу потоку газу; патрубок для тангенційного підведення газу (рис. 7.12). Конфігурація камер підведення запиленого та відведення очищеного газу найчастіше буває клиноподібна. Запилений газ через патрубок входить у клиноподібну форкамеру і, пройшовши через простір між вихлопними трубами, надходить у закручуючі пристрої, які розташовані в кільцевій щілині циклонних елементів. Пил, що виділився надходить в пилозбірний бункер. Очищений газ через вихлопні труби проходить у збірну камеру і виходить із апарату. Направляючий апарат типу «гвинт» менше забивається пилом, має менший коефіцієнт гідравлічного опору, але одночасно забезпечує менший ступінь очищення, ніж апарат типу «розетка».

Недоліки елементів батарейних циклонів з направляючими апаратами типу «гвинт» та «розетка» призвели до створення батарейних циклонів з напівправликовим підведенням газу до елементів (рис. 7.12, б). Такі циклони практично не відрізняються за ефективністю від одиночних циклонів відповідного діаметра, а ступінь очищення газів, що досягається в них для однакових діаметру та гідравлічного опору, вищий, ніж у циклонів з «розетками».

Батарейний циклон розраховують у наступній послідовності.

1. Визначають витрату газів, за яких забезпечуються оптимальні умови роботи циклонного елемента:

$$q_{onm} = 0,785 D^2 W_{onm} , \quad (7.25)$$

де W_{onm} – оптимальна швидкість потоку в елементі, м/с;

D – внутрішній діаметр елемента, м.

2. Число циклонних елементів, необхідне для оптимальних умов роботи батарейного циклону,

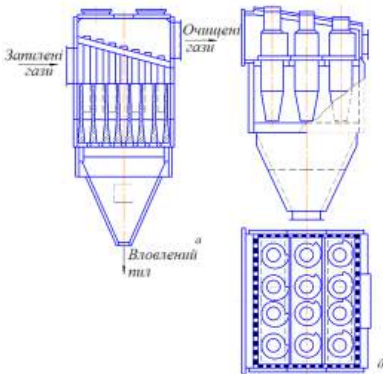


Рисунок 7.12 – Приклади конструкційного виконання батарейних циклонів із зворотно-поточковими елементами з розеточними закручувачами (а) та з напівправликовим входом (б) потоку газу, а також клиноподібними камерами підведення та відведення газів

$$n_{onm} = \frac{Q_p}{q_{onm}} . \quad (7.26)$$

3. Підбирають батарейний циклон із найближчим до n_{onm} числом n циклонних елементів, бажано таким, щоб воно не більше ніж на 10 % відрізнялося від n_{onm} , і знаходять

дійсну швидкість потоку в елементі:

$$W = Q_p / n0,785D^2 . \quad (7.27)$$

4. Втрати тиску в батарейному циклоні:

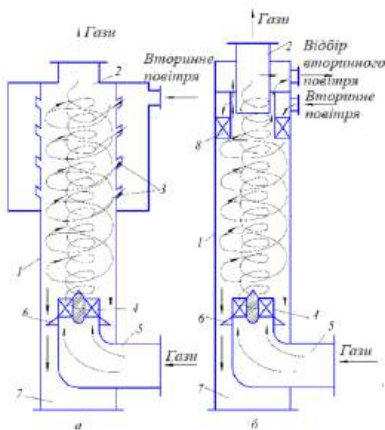
$$\Delta p = \zeta \rho_z W^2 / 2 . \quad (7.28)$$

Коефіцієнти гідравлічного опору батарейних циклонів наведено у літературі.

Вихрові та динамічні пиловловлювачі. Ці апарати досі не знайшли широкого застосування в харчовій промисловості, проте їх перспективний характер очевидний.

Вихрові апарати з додатковим підведенням газу. Як і в циклоні, виділення пилу з пилегазового потоку, що очищається, відбувається за рахунок обертання його в корпусі апарату. Основна відмінність від циклону – додаткове закручування газу, що очищається, за допомогою вторинного потоку газу. Таке закручування, що сприяє виведенню пилу в бункер, може здійснюватися двома способами. У першому випадку вторинний газ подається через спеціальні сопла, встановлені під кутом 30 – 40° до горизонту по периферії корпусу, у другому – закручування проводиться за допомогою подачі вторинного газу через кільцевий завихрювач з похилими лопатками (рис. 7.13). Як вторинний газ економічно доцільно використовувати запилені гази. За необхідності охолодження газів, що очищаються, для закрутки іноді доцільно використовувати атмосферне повітря.

За кордоном вихрові пиловловлювачі випускаються продуктивністю по газах, що очищаються, від 330 до 30000 м³/год. Як і у циклонів, ефективність вихрових апаратів із збільшенням діаметра падає. Продуктивність вихрового пиловловлювача може змінюватися в межах від 0,50 до 1,15 по відношенню до номінальної. Це пояснюється вирішальним впливом на ефективність очищення параметрів вторинного газу, за умови їх збереження залишається



а – соплового типу; б – лопаткового типу; 1 – камера; 2 – вихідний патрубков; 3 – сопла; 4 – лопатевий завихрювач типу «розетка»; 5 – вхідний патрубков; 6 – підпірна шайба; 7 – пиловий бункер; 8 – кільцевий лопатевий завихрювач

Рисунок 7.13 – Вихровий пиловловлювач з додатковим підведенням газу

незмінною окружна швидкість закручування потоку запиленних газів і, відповідно, відцентрова

сила, що діє на частинки пилу.

Подібно до циклонів вихрові пиловловлювачі можуть компонуватися в групи. Це робиться з метою збільшення ефективності пиловловлення за рахунок зменшення діаметра апаратів. Відомі і батарейні установки, що складаються з окремих мульти-елементів діаметром 40 мм. Витрати енергії (кДж) на очищення 1000 м³ газів у вихрових пиловловлювачах K_v можуть бути визначені за формулою

$$K_v = [(V_{zI} + V_{zII})\Delta p_{an} + \Delta p_{II} V_{zII}] \frac{1}{V_{zI}}, \quad (7.29)$$

де V_{zI} , V_{zII} – об'ємна витрата відповідно газів, що очищаються, і вторинного повітря, м³/с;

Δp_{an} – гідравлічний опір апарату, Па;

Δp_{II} – тиск вторинного повітря (різниця між тиском у соплі та на вході в апарат),

Па.

Аналіз формули (7.29) з урахуванням того, що величина Δp_{II} істотно більша за величину Δp_{an} , підтверджує вирішальний вплив параметрів вторинного газу на ефективність вихрового пиловловлювача. Критичний (мінімальний) діаметр частинок, що повністю вловлюються у вихровому пиловловлювачі $d_{кр}$ (м), може бути розрахований за формулою

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{v_z \cdot \ln D_{an} / D_{mp}}{H} \cdot \frac{1}{18\mu_z} (\rho_4 - \rho_z) \omega^2}, \quad (7.30)$$

де v_z – швидкість газів у вільному перерізі апарату, м / с;

H – висота пиловловлюючої камери, м;

D_{an} – діаметр апарату, м;

D_{mp} – діаметр підвідної труби, м;

ω – кутова швидкість, рад/с.

Для орієнтовної оцінки ефективності уловлювання частинок різного діаметра вихровими апаратами можна скористатися наведеними нижче даними:

Розмір часток, мкм	2,5	5,0	10,0
Ефективність уловлювання, %	95,0	92,0	98,5

Вихрові пиловловлювачі в порівнянні з циклонами мають наступні переваги: більш високу ефективність уловлювання високодисперсного пилу; відсутність абразивного зношування апарату; можливість високотемпературної очистки газів за рахунок використання холодного вторинного повітря; можливість регулювання ефективності очищення з допомогою зміни витрати вторинного газу.

До недоліків вихрових пиловловлювачів слід віднести: наявність додаткового дутьового пристрою; підвищення за рахунок вторинного газу загального об'єму газів, що проходять через апарат (а у разі використання атмосферного повітря – і через усі елементи газоочисної установки); складність апарату в експлуатації. Вихрові пиловловлювачі ще меншою мірою, ніж циклони, піддаються строгому теоретичному аналізу. Тому метод їхнього інженерного розрахунку поки що не розроблений. З цієї метою є доцільним використання методів теорії подібності.

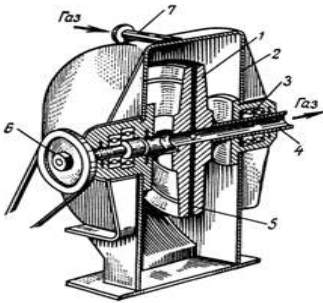
Динамічні пиловловлювачі. В апаратах цього типу очищення газів від пилу здійснюється за рахунок відцентрових сил та сили Коріоліса, що виникають під час обертання робочого колеса. Динамічні пиловловлювачі, крім осадження частинок пилу з газового потоку, виконують роль тягодутьового пристрою. Динамічний пиловловлювач споживає більше енергії, ніж звичайний вентилятор з ідентичними параметрами щодо продуктивності та

напору. Але ця витрата енергії менша, ніж потрібно за умови роздільного функціонування відцентрового сепаратора та вентилятора.

Інженерні методи розрахунку динамічних пиловловлювачів не розроблені; є лише результати досліджень деяких конструкцій цих пиловловлювачів. Згідно з дослідженнями динамічні пиловловлювачі забезпечують досить високу ефективність для $d_p > 10 \cdot 10^{-6}$ м. Залежно від місця підведення пилогозового потоку динамічні пиловловлювачі можна розбити на дві групи:

- апарати, в яких пилогозовий потік надходить до центральної частини колеса, що обертається в спіралеподібному кожусі. Робоче колесо зазвичай складається з великої кількості лопаток (лопатеї), кут нахилу яких до диску ротора впливає на ефективність сепарації частинок з газів;

- відцентрові ротаційні пиловловлювачі ЦРП (рис. 7.14), у яких частинки переміщуються у напрямку, зворотному руху газів. Гази всмоктуються в барабан, що обертається, через отвори, розташовані на його бічній поверхні. У пограничному шарі частота обертання пилогозового потоку досягає окружної частоти обертання барабана. Завдяки цьому частинки пилу, долаючи сили аеродинамічного опору, виділяються із газового потоку в радіальному напрямку до периферії. Залежно від співвідношення відцентрових сил і сил аеродинамічного опору газового потоку досягається той чи інший ступінь уловлювання частинок пилу.



- 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – опора; 4 – порожнистий вал;
5 – радіальний канал; 6 – шків;
7 – патрубок

Рисунок 7.14 – Відцентровий пиловідділювач ЦРП

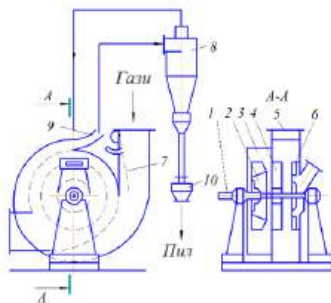
Окремий та безумовний інтерес для харчових виробництв представляє і димосос-пиловловлювач (рис. 7.15). Апарат призначений для уловлювання частинок пилу з медіанним розміром понад 15 мкм. За рахунок різниці тисків, створеної робочим колесом, пилогозовий потік надходить у равлик, де частинки пилу відкидаються до периферії і разом з деякою кількістю газу (8 – 10%) відводяться в малогабаритний циклон, для їх остаточного виділення. Очищений газ повертається з циклону в димосос, а пил через затвор виводиться в систему пилотранспорту.

Недолік апарату – можливість абразивного зношування лопаток робочого колеса та відкладень на них пилу, що знижує надійність його роботи, а також недостатня ефективність під час вловлювання високодисперсного пилу.

Мокрі пиловловлювачі. В основі мокрого пиловловлення лежить контакт запиленого газового потоку з рідиною, яка захоплює зважені частки і виносить їх з апарату у вигляді шламу. Метод мокрого очищення газів від пилу досить простий і водночас ефективний. Переваги мокрих пиловловлювачів:

- порівняно невелика вартість виготовлення;
- висока ефективність уловлювання зважених частинок, наприклад, скрубери Вентури можуть бути застосовані для очищення газів від частинок менше 1 мкм;

- можливість використання за високої температури і підвищеної вологості газів, а також у разі небезпеки самозаймання або вибуху газів, що



- 1 – вал; 2 – робоче колесо; 3 – кожух;
4 – направляючий апарат; 5 – равлик;
6 – допоміжна крильчатка; 7 – регулювальний штибер;
8 – виносний циклон; 9 – патрубок для виведення частини пилогозового потоку;
10 – затвор-мигалка

Рисунок 7.15 – Димосос-пиловловлювач

очищаються, або пилу, що вловлюється;

– можливість одночасного здійснення очищення газів від зважених частинок (пилловловлення), вилучення газоподібних домішок (абсорбція) та охолодження газів (контактний теплообмін).

Недоліки методу мокрого знепилення:

– продукт, що уловлюється, виділяється у вигляді шламу, що пов'язано з необхідністю обробки стічних вод і, отже, з подорожчанням процесу очищення;

– у разі очищення агресивних газів апаратуру та комунікації необхідно виготовляти із антикорозійних матеріалів.

Як зрештою рідину в мокрих пилловловлювачах найчастіше застосовують воду; для спільного вирішення питань пилловловлення та очищення газів вибір зрештою рідини (абсорбенту) обумовлюється процесом абсорбції. Щоб зменшити кількість відпрацьованої рідини в роботі мокрих пилловловлювачів, застосовують замкнуту систему зрошення.

Класифікація мокрих пилловловлювачів ґрунтується на способі дії і зазвичай включає наступні групи:

- 1) порожнисті скрубери;
- 2) насадкові скрубери;
- 3) тарілчасті скрубери (пінні апарати);
- 4) скрубери з рухомою насадкою;
- 5) скрубери ударно-інерційної дії (ротоклони);
- 6) відцентрові скрубери;
- 7) механічні (динамічні) скрубери;
- 8) швидкісні скрубери (скрубери Вентурі);
- 9) ежекторні скрубери.

Іноді мокрі пилловловлювачі поділяють за витратами енергії. До низьконапірних апаратів відносять пилловловлювачі, гідравлічний опір яких не перевищує 1500 Па (форсуночні, насадкові та відцентрові скрубери). До середньонапірних мокрих пилловловлювачів з гідравлічним опором від 1500 до 3000 Па відносять динамічні скрубери, скрубери ударно-інерційної дії, ежекторні скрубери. Група високонапірних скруберів з гідравлічним опором більше 3000 Па включає скрубери Вентурі та дезінтегратори.

Розрахунок ефективності та гідравлічного опору мокрих пилловловлювачів. Різноманітність механізмів осадження, що сприяють уловлюванню зважених частинок, і різні форми гідродинамічної взаємодії газів і рідини в мокрих пилловловлювачах поки що не дозволяють розробити точного аналітичного методу розрахунку їх ефективності. Тому практично застосовують наближені методи розрахунку, у тому числі слід виділити два: фракційний і енергетичний.

Фракційний метод розрахунку ефективності. У тих випадках, коли крива фракційної ефективності апарату в ймовірно-логіфімічній системі координат набуває вигляду прямої лінії, а розподіл частинок, що підлягають уловлюванню, на вході в апарат є логарифмічно-нормальним ефективність пилловловлення знаходять, використовуючи інтеграл ймовірності, за формулою (7.8). Необхідно мати на увазі, що розрахунок за формулою (7.8) можливий тільки для пилловловлювачів, що працюють у тих же гідродинамічних режимах, для яких були знайдені значення їх фракційних коефіцієнтів очищення.

Криві фракційної ефективності можуть бути виражені у вигляді експоненційної залежності коефіцієнта проскоку від діаметра частинок:

$$\varepsilon = \exp(-Ad_q^b), \quad (7.31)$$

де A, b – константи.

Відомо, що у насадкових і тарілчастих скруберів, а також у скруберів Вентурі (коли $0,5 \leq \text{Stk} \leq 5$) константа $b = 2$, а у відцентрових скруберів $b \approx 0,67$.

У даному випадку $Stk = d_q^2 \rho_q v_z / 18 \mu_z l$,

де d_q – діаметр частинок, м;

ρ_q – густина частинок, кг/м^3 ;

v_z – швидкість газів відносно поверхні осадження, м/с;

μ_z – динамічна в'язкість газів, Пас;

l – лінійний параметр.

У порожнистих скруберах, скруберах Вентурі $l = d_k$ (d_k – діаметр краплі, м); у насадкових скруберах $l = d_n$ (d_n – діаметр насадки, м); у тарілчастих скруберах $l = d_n$ (d_n – діаметр гвзової бульбашки, м); у відцентрових скруберах $l = D_{an}$ (D_{an} – діаметр скрубера, м). На рис. 7.16 наведені криві, що характеризують залежність величини проскоку від відношення d_{50}/d_m для випадку, коли параметр b в рівнянні (7.31) дорівнює 2, а на рис. 7.17 – для випадку, коли параметр $b \approx 0,67$. За рис. 7.16 та 7.17 можна визначити графічним шляхом

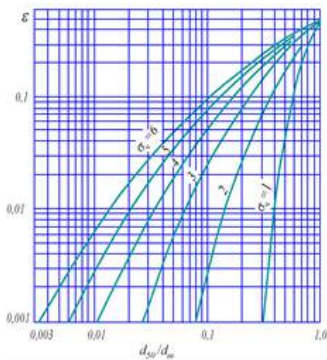


Рисунок 7.16 – Залежність величини проскоку від відношення d_{50}/d_m у випадку застосування формули

$$\varepsilon = \exp(-Ad_q^2)$$

вона підтверджена багатьма експериментальними дослідженнями. Енергія контакту між газом і рідиною в мокрих пиловловлювачах K_v в загальному випадку може включати три складові: енергію газового потоку, що характеризує ступінь турбулізації газорідного потоку в апараті, енергію рідинного потоку, що характеризує ступінь диспергування рідини, і механічну енергію елементів конструкції апарату, які обертаються.

Величину енергії газового потоку зазвичай приймають рівною гідравлічному опору апарату Δp_{an} . Точний розрахунок енергії, що вноситься в загальну величину K_v (в кДж/1000 м^3 газів) потоком рідини і пристроями, що обертаються, ускладнюється труднощами обліку втрат на тертя під час розпилювання рідини і обертання ротора, а також передачею частини цієї енергії на протягування газів через апарат. Тому величину K_v зазвичай розраховують за наближеною формулою, яка у загальному випадку має вигляд

$$K_v \approx \Delta p_{an} + p_p \frac{V_n}{V_z} + \frac{N_M}{V_z}, \quad (7.33)$$

де p_p – тиск рідини, що розпилюється, Па;

V_p, V_z – об'ємна витрата рідини та газів відповідно, $\text{м}^3/\text{с}$;

N_M – потужність обертального механізму, що витрачається на контактування газів з рідиною, Вт.

Для розрахунку значень d_{50} за робочих умов (конкретних значень густини пилу ρ_q і динамічної в'язкості газів μ_z) слід скористатися співвідношенням

$$d_{50} = d'_{50} \sqrt{\frac{1000}{\rho_q} \cdot \frac{\mu_z}{18,3 \cdot 10^{-6}}}, \quad (7.32)$$

де d'_{50} – величина d_{50} для $\rho_q = 1000 \text{ кг/м}^3$ і $\mu_z = 18,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Енергетичний метод розрахунку ефективності.

Практика показує, що ефективність мокрих механічних пиловловлювачів визначається, головним чином, витратами енергії на процес очищення. Хоча ця залежність і не обґрунтована строго теоретично (відомо лише, що в її основі лежить закон збереження енергії),

вона підтверджена багатьма експериментальними дослідженнями. Енергія контакту між газом і рідиною в мокрих пиловловлювачах K_v в загальному випадку може включати три складові: енергію газового потоку, що характеризує ступінь турбулізації газорідного потоку в апараті, енергію рідинного потоку, що характеризує ступінь диспергування рідини, і механічну енергію елементів конструкції апарату, які обертаються.

Величину енергії газового потоку зазвичай приймають рівною гідравлічному опору апарату Δp_{an} . Точний розрахунок енергії, що вноситься в загальну величину K_v (в кДж/1000 м^3 газів) потоком рідини і пристроями, що обертаються, ускладнюється труднощами обліку втрат на тертя під час розпилювання рідини і обертання ротора, а також передачею частини цієї енергії на протягування газів через апарат. Тому величину K_v зазвичай розраховують за наближеною формулою, яка у загальному випадку має вигляд

$$K_v \approx \Delta p_{an} + p_p \frac{V_n}{V_z} + \frac{N_M}{V_z}, \quad (7.33)$$

де p_p – тиск рідини, що розпилюється, Па;

V_p, V_z – об'ємна витрата рідини та газів відповідно, $\text{м}^3/\text{с}$;

N_M – потужність обертального механізму, що витрачається на контактування газів з рідиною, Вт.

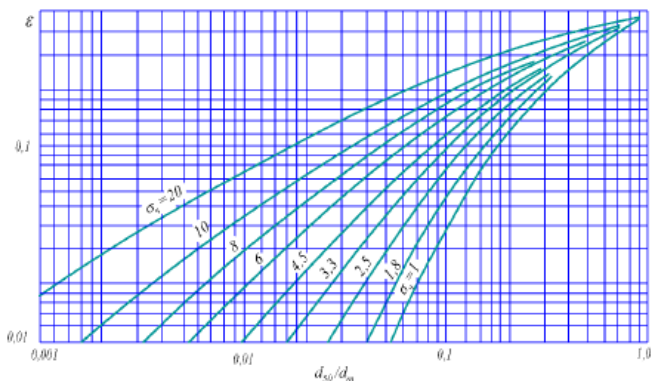


Рисунок 7 17 – Залежність середньої величини проскоку ε від відношення d_{50}/d_m у випадку застосування формули $\varepsilon = \exp(-Ad_u^{0,67})$

Вплив кожного доданку на величину K_u залежить від типу апарату. Так, у скрубери Вентурі вирішальна роль належить гідравлічному опору апарату, у форсуноквих скруберах – величині тиску розпилу рідини. Третій доданок рівняння (7.33) враховується лише у динамічних газопромивачах. Таким чином, енергетичний метод дозволяє розділити мокрі апарати за принципом підведення енергії на три основні категорії:

- 1) пиловловлювачі, що реалізують енергію газового потоку (скрубери Вентурі, ротоклони, відцентрові скрубери та ін);
- 2) пиловловлювачі, що використовують енергію потоку рідини (порожністі скрубери, ежекторні скрубери та ін);
- 3) пиловловлювачі з підведенням механічної енергії (дезінтегратори, вентиляторні мокрі пиловловлювачі та ін.).

Залежність між ефективністю очищення газів та витратами енергії виражається формулою

$$\eta = 1 - e^{-BK_u^\chi}, \quad (7.34)$$

де, B, χ – константи, зумовлені дисперсним складом пилу.

Величина η мало характеризує якість очищення в інтервалі високих значень ефективності пиловловлення (0,98 – 0,99), тому в даному випадку часто використовують поняття числа одиниць перенесення, аналогічне застосовуваному в технологічних процесах, пов'язаних з тепло-і масообміном. Число одиниць перенесення N_u знаходять за формулою

$$N_u = \ln(1 - \eta)^{-1}. \quad (7.35)$$

З (7.34) та (7.35) витікає

$$N_u = BK_u^\chi. \quad (7.36)$$

У логарифмічних координатах залежність (7.36) являє собою пряму лінію, тангенс кута нахилу якої до осі абсцис дорівнює χ , а величина B визначається за перетином прямої з лінією, що відповідає значенню $K_u = 1,0$. Експерименти показали, що значення величин B і χ залежать тільки від виду вловлюваного пилу і не залежать від конструкції, розміру і типу мокрого пиловловлювача. Деяке розкидання точок, що спостерігається в графічній побудові залежності (7.36), пояснюється коливаннями дисперсного складу пилу. Величина K_u враховує спосіб введення рідини в апарат, діаметр крапель, а також такі властивості рідини, як в'язкість та поверхневий натяг.

Таким чином, вирішальним фактором в проведенні процесу пиловловлення в мокрому апараті є витрати енергії. Конструкція апарату відіграє другорядну роль, причому вибір конструкції в кожному конкретному випадку повинен визначатися капітальними витратами, механічними та експлуатаційними показниками пиловловлювача. Величини B і χ визначають лише експериментальним шляхом.

Розрахунок гідравлічного опору. У загальному вигляді гідравлічний опір мокрих пиловловлювачів Δp_{an} описують рівнянням

$$\Delta p_{an} \approx \Delta p' + \Delta p'' + \Delta p_p + \Delta p_{e,n} + \Delta p_c, \quad (7.37)$$

де $\Delta p'$, $\Delta p''$ – гідравлічний опір відповідно на вході і виході з апарату, Па;

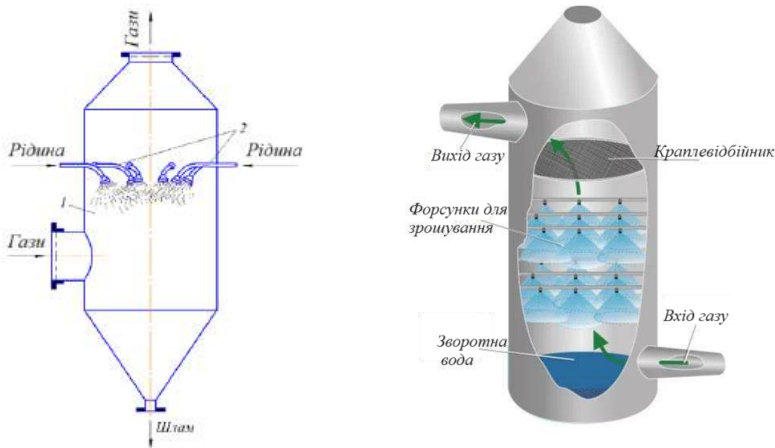
Δp_p – гідравлічний опір зони контакту газів з рідиною (робочої зони апарату), Па;

$\Delta p_{e,n}$ – гідравлічний опір газорозподільного пристрою, Па;

Δp_c – гідравлічний опір вбудованого краплеуловлювача (сепаратора), Па.

Величини $\Delta p'$, $\Delta p''$ і $\Delta p_{e,y}$ невеликі ($\sim 50 - 100$ Па); Найточніше вони можуть бути розраховані за загальноприйнятими формулами, наведеними у літературі. Газорозподільні решітки встановлюють у порожнистих скруберах. У насадкових і тарілчастих скруберах примусова організація газорозподілу необов'язкова, тому що шар насадки або шар піни має гідравлічний опір, достатній для вирівнювання газового потоку. Ще більшою мірою це стосується швидкісних газопромивачів типу труб Вентурі.

Порожністі, насадкові, тарілчасті, ударно-інерційні, відцентрові газопромивачі та скрубери з рухомою насадкою. *Порожністі та насадкові скрубери.* У порожнистих газопромивачах запилені гази пропускають через завісу рідини, що розпилюється. Частинки пилу захоплюються краплями промивної рідини та осаджуються у промивнику, а очищені гази видаляються з апарату. Найбільш поширеними апаратами цього класу є порожнистий форсуночний скрубер (рис. 7.18) та його модифікація (рис. 7.19).



1 – корпус; 2 – форсунки

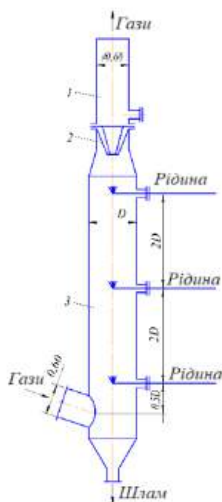
Рисунок 7.18 – Порожністий форсуночний скрубер

Ці апарати являють собою колони круглого або прямокутного перерізу, в яких здійснюються контакти між газами, що очищаються, і краплями рідини, що розпилюється форсунками. У напрямку руху газів та рідини порожністі скрубери діляться на протитечійні, прямотечійні та з поперечним підведенням рідини. Зазвичай застосовують апарати з

протитечійним рухом газів та рідини та рідше з поперечним підведенням рідини, в яких рідина вводиться під прямим кутом до напрямку газового потоку. У протитечійному скрубєрі краплі з форсунок падають назустріч заплиненому потоку газів. Вони мають бути досить великими, щоб їх не захопив газовий потік.

В останні роки намітилася тенденція до застосування швидкісних скрубєрів із лінійною швидкістю газів 5 – 8 м/с. У цьому випадку після апарату необхідна установка відцентрового циліндричного краплеуловлювача (рис. 7.19). Гідралічний опір таких апаратів зі зміною швидкості газу у діапазоні 5,0 – 8,7 м/с лежить в інтервалі 900 – 1500 Па; продуктивність досягає 400000 м³/год газів. Згідно з розрахунками максимальна ефективність інерційного осадження частинок, що уловлюються на краплях, які падають під дією сили тяжіння в нерухомому повітрі (незалежно від розміру частинок), досягається для $d_k \approx 0,6 - 1,0$ мм. Тому в порожнистих газопромивачах зазвичай встановлюють відцентрові форсунки грубого розпилу (що працюють під тиском від 3100 до 4100 Па), які утворюють краплі необхідного розміру. Застосування таких форсунок дозволяє працювати на оборотній воді, що містить суспензії; вони прості у виготовленні і мало схильні до зношування.

Порожністі форсуночні скрубєри забезпечують високий ступінь очищення під час уловлюванні часток $d_p > 10$ мкм і малоефективні для уловлювання частинок розміром $d_p < 5$ мкм. Розрахунок порожнистого газопромивача проводять у наступній послідовності. Вихідні дані: витрата газів, що очищаються V_g , густина ρ_g ; густина частинок пилу, що вловлюється, і його дисперсний склад.



1 – корпус краплеуловлювача; 2 – турбулізатор; 3 – корпус скрубєрної частини апарату
Рисунок 7.19 – Модифікація порожнистого скрубєра

1. Визначають площу перерізу скрубєра, м²:

$$s = V_g / v_g ,$$

де v_g – швидкість газів у вільному перерізі апарату, м / с.

За швидкості газів > 1 м/с спостерігається інтенсивне бризковинесення, у зв'язку з чим виникає необхідність встановлення краплеуловлювачів. Зазвичай протитечійні скрубєри являють собою циліндричну колону; апарати з поперечним зрошенням мають прямокутний

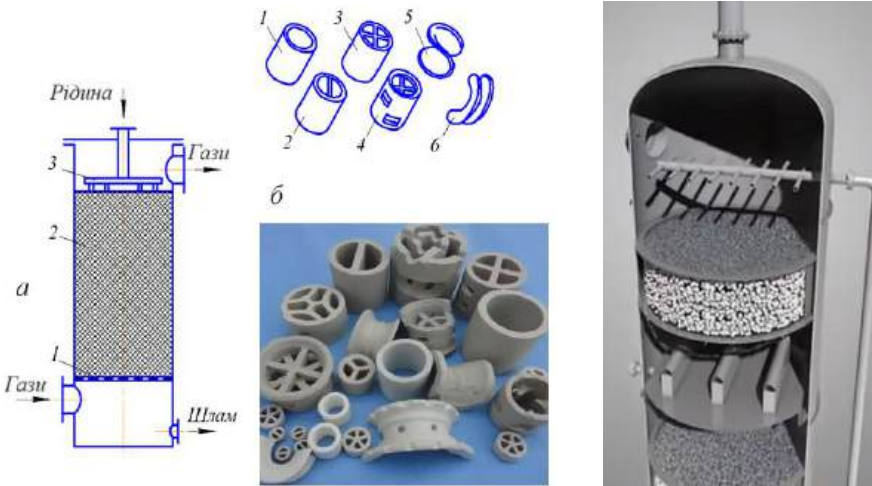
або квадратний переріз. Висоту протитечійного скрубера вибирають із умови $H = 2,5D$ (де D – діаметр апарату, м).

2. Питому витрату рідини m вибирають у межах від 0,5 до 8 л/м³ газів (для великих концентрацій пилу на вході (10 – 12 г/м³) $m = 6 – 8$ л/м³). Звідси загальна витрата рідини, що подається на зрошення апарату $V_p = mV_z$.

3. Гідравлічний опір порожнистого скрубера (за відсутності вбудованого краплеуловлювача та газорозподільної тарілки) не перевищує 250 Па.

4. Для конкретних випадків застосування порожнистих скрубери запропонованих рівняння, що зв'язують значення η зі значеннями окремих факторів, що впливають на роботу апаратів, що розглядаються. Для оцінки величини коефіцієнта просококу порожнистих газопромивачів можна скористатися номограмою, наведеною на рис. 7.16.

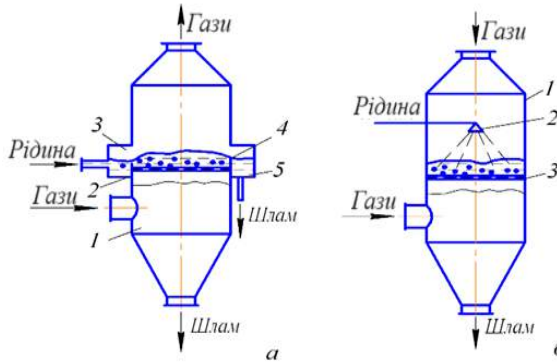
Насадкові скрубери є колонами, заповненими тілами різної форми (рис. 7.20). У протитечійних насадкових скруберах витрату зрошувачої рідини приймають у межах від 1,3 до 2,6 л/м³. Головний недолік насадкових апаратів – забивання насадки пилом, що призводить до різкого зростання гідравлічного опору. Їх використовують для уловлювання добре розчинного пилу, а також в умовах поєднання процесів пиловловлення, охолодження газів та абсорбції. Питання вибору та розрахунку насадкових газопромивачів наведено у літературі.



а – схема апарату (1 – опорна решітка; 2 – насадка; 3 – зрошувальний пристрій); б – типи насадок (1 – кільця Рашига; 2 – кільця з перегородкою; 3 – кільця з хрестоподібною перегородкою; 4 – кільця Пала; 5 – сідла Берля; 6 – сідла «Інталокс»)

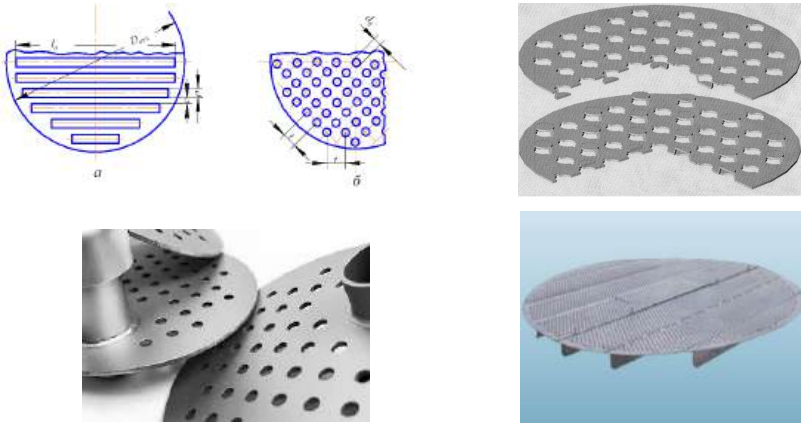
Рисунок 7.20 – Протитечійний насадковий скрубер

Тарілчасті та ударно-інерційні апарати. В основі роботи тарілчастих апаратів – взаємодія газів із рідиною на тарілках різної конструкції. За малих швидкостей (≤ 1 м/с) газ проникає через шар рідини у вигляді бульбашок – відбувається барботаж. Цей механізм ефективний для $d_v > 5 \cdot 10^{-6}$ м. Зі зростанням швидкості газів v_z утворюється піна, в якій відбувається безперервне руйнування, злиття та утворення нових бульбашок. Тому ці апарати часто називають пінними. У цьому випадку можливе ефективне вловлювання частинок з розміром $d_p > 2 \cdot 10^{-6}$ м. За способом відведення рідини з тарілки розрізняють два основних типи апаратів: з переливними та провальними тарілками (рис. 7.21).



а – з переливною тарілкою: 1 – корпус; 2 – тарілка; 3 – приймальна коробка; 4 – поріг; 5 – зливна коробка; б – з провальною тарілкою: 1 – корпус; 2 – зрошувальний пристрій; 3 – тарілка
Рисунок 7.21 – Пінний пиловловлювач

Конструкції провальних тарілок представлені на рис. 7.22. Оптимальна у гідродинамічному плані тарілка повинна мати товщину 4 – 6 мм. Зазвичай діаметр отворів у тарілках пінного пиловловлювача d_0 становить 4 – 8 мм; ширина щілини b коливається в межах 4 – 5 мм; вільний перетин – в межах $0,2 - 0,25 \text{ м}^2/\text{м}^2$.



а – щілинна; б – дірчаста
Рисунок 7.22 – Конструкції провальних тарілок

Гідравлічний опір тарілки з шаром піни (у разі застосування провальних тарілок оптимальної товщини) Δp_p визначають з виразу

$$\Delta p_p = A_T^2 \frac{v_z^2 \rho_z}{2s_0^2} + \Delta p_\sigma, \quad (7.38)$$

де A_T – параметр, що залежить від режиму взаємодії газів та рідини на тарілці;

Δp_{σ} – гідравлічний опір за рахунок сил поверхневого натягу Па;
 s_o – вільний переріз тарілки, м²/м².

Значення параметра A_T для різних типів тарілок та режимів їхньої роботи наведено в табл. 7.4.

Величину Δp_{σ} для щілинних тарілок розраховують за рівнянням

$$\Delta p_{\sigma} = \frac{2\sigma}{b} \quad , (7.43)$$

де σ – поверхневий натяг на межі поділу фаз газ – рідина, Н/м;
 для дірчастих – за формулою

$$\Delta p_{\sigma} = \frac{4\sigma}{1,3d_o + 0,08d_o^2} \quad (7.44)$$

Для вловлювання пилу оптимальним вважається пінний режим взаємодії газів та рідини на тарілці. Питоме зрощення (під час проведення процесу без охолодження газів) приймається рівним 0,4 – 0,5 л/м³.

Формули для розрахунку параметра A_T

Тип тарілки	Вільний перетин s_o , м ² /м ²	Гідродинамічний режим або швидкість газів у вільному перетині апарату, м/с	Формули для розрахунку значення A_T
Дірчасті щілинні	0,15 – 0,25	Пінний	$38,8\omega_p^{-0,57} \left(\frac{\omega_p}{\omega_z}\right)^{0,7} \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^{0,35} \quad (7.39)$
	0,15 – 0,25	Хвильовий	$54,8\omega_p^{-0,43} \left(\frac{\omega_p}{\omega_z}\right)^{0,56} \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^{0,28} \quad (7.40)$
	0,3 – 0,4	$\omega_z = 0,8 – 5,0$	$90,6 \left(\frac{\omega_p}{\omega_z}\right)^{1,2} \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^{0,6} \quad (7.41)$
Трубчасті	0,3 – 0,5	$\omega_z = 1,0 – 3,5$	$53,43\omega_p^{-0,66} \left(\frac{\omega_p}{\omega_z}\right)^{0,92} \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^{0,46} \quad (7.42)$

Діаметр мокрогo пилоловловача з провальними тарілками з конструктивних міркувань, пов'язаних з розподілом газів, не повинен перевищувати 2,5 м. У разі великої кількості газів, що очищаються, необхідно встановлювати кілька паралельних апаратів. Висота шару піни на тарілці H_n (м) в апаратах як з провальними, так і переливними тарілками може бути визначена за формулою

$$H_n = 4,35 \cdot 10^{-5} \frac{h_o^{0,6} \nu_z^{0,5}}{\sigma^{1,3} \nu_p^{0,25}} \quad , (7.45)$$

де h_o – висота початкового шару рідини на тарілці, м.

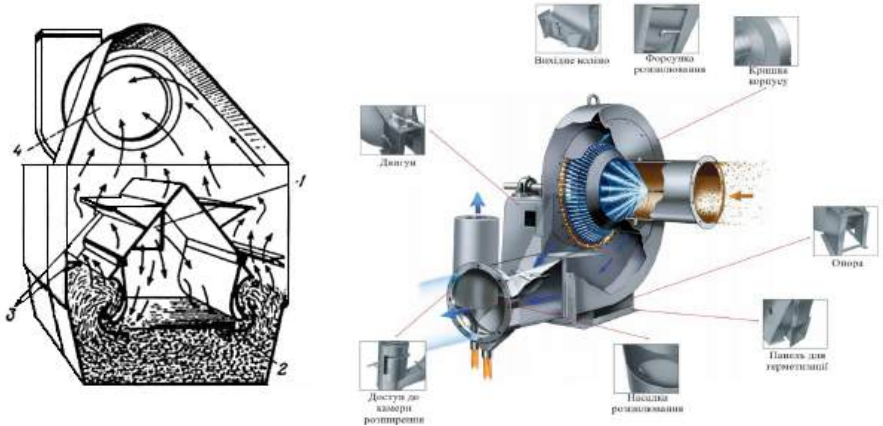
У пінних пилоловловачах з переливними тарілками зазвичай встановлюються дірчасті тарілки з діаметром отворів 3 – 8 мм і з вільним перетином 0,15 – 0,25 м²/м². Швидкість газів у вільному перерізі перебуває у інтервалі 1 – 3 м/с. Гідравлічний опір тарілки товщиною 4 – 6 мм із шаром піни визначається з виразу

$$\Delta p_p = 1,65 \frac{\rho_r v_c^2}{2s_0^2} + 11,8 \rho_p \left(\frac{H_p^2}{v_c} \right)^{0,83} + 1,96 \cdot 10^4 \sigma \quad (7.46)$$

У промислових пінних апаратах величина Δp_p становить від 300 до 1000 Па.

До апаратів ударно-інерційної дії відноситься велика група мокрих пиловловлювачів, в яких контакт газів з рідиною здійснюється за рахунок удару газового потоку об поверхню рідини з подальшим пропусканням газорідної суспензії через отвори різної конфігурації. Внаслідок такої взаємодії утворюються краплі діаметром 300 – 400 мкм. Особливість апаратів ударної дії – повна відсутність засобів переміщення рідини, тому вся енергія, необхідна для створення поверхні контакту, підводиться через газовий потік. У зв'язку з цим подібні скрубери іноді називають ротоклонами (апаратами з внутрішньою циркуляцією рідини, рис. 7.23).

Нормальна експлуатація скруберів ударно-інерційної дії можлива за підтримки постійного рівня рідини в апараті. Навіть незначне його зниження внаслідок відведення рідини зі шламом, випаровування та бризковиносу може призвести до різкого зменшення ефективності; збільшення рівня (за надмірного живлення) викликає зростання гідравлічного опору. Відсутність дрібних отворів для роздачі рідини і механічних частин, що обертаються, дозволяє працювати за умови значної запиленості газів.



1 – пристрій для підведення газів; 2 – напрямні лопатки; 3 – краплевідбійник; 4 – пристрій для виведення газів
Рисунок 7.23 – Ротоклон (тип N)

Мокрі відцентрові пиловловлювачі бувають двох типів: із закруткою газового потоку центральним лопатевим завихрювачем та з бічним тангенційним підведенням газу. Зрошення може здійснюватися форсунками, розташованими в центральній частині апарата або вздовж стінок (рис. 7.24). Зрошуюча рідина стікає у вигляді плівки по внутрішній стінці апарата.

Циклон з водяною плівкою ЦВП (рис. 7.24) розрахований на очищення запиленого вентиляційного повітря від будь-яких видів пилу, що не цементується. По внутрішній поверхні стінки циклону безперервно стікає плівка води, яка тангенційно вводиться в апарат через ряд трубок, розташованих у верхній частині. Вибір циклонів обумовлений заданою витратою повітря та допустимим гідравлічним опором. Коефіцієнт гідравлічного опору ЦВП, віднесений до швидкості повітря у вільному перерізі, $\zeta = 30$. Для вмісту пилу, що перевищує 2 г/м³, до циклону з водяною плівкою рекомендується встановлювати перший ступінь очищення.

Скрубери з рухомою насадкою. У корпусі апарату (рис. 7.25) між нижньою опорно-розподільчою тарілкою 1 і верхньою обмежувальною тарілкою 3 міститься шар 2 порожнистих або суцільних куль, кілець і тіл іншої форми з полімерних матеріалів, а також скла і гуми пористої. Для забезпечення вільного переміщення насадки в газорідинній суміші густина матеріалу куль ρ_k не повинна перевищувати густини рідини ($\rho_k \leq \rho_p$). В процесі пиловловлення рекомендується приймати швидкість газів у межах до 5 – 6 м/с, а питоме зрошення – 0,5 – 0,7 л/м³. У випадку очищення газів, що містять смолисті речовини та пил, схильний до утворення відкладень, застосовують щільні тарілки з вільним перерізом 0,5 – 0,6 м²/м². Вільний переріз обмежувальної тарілки становить 0,8 – 0,9 м²/м².

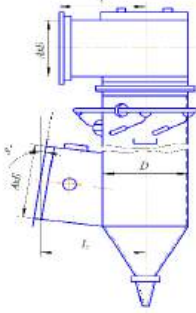


Рисунок 7.24 – Циклон із водяною пілвкою ЦВП

Під час вибору діаметра куль необхідно дотримуватися співвідношення $D/d_k \geq 10$. Оптимальними з точки зору пиловловлення є кулі діаметром 20 – 40 мм з густиною матеріалу 200 – 300 кг/м³. Мінімальна статична висота шару насадки H_{cm} (м) становить 5 – 8 діаметрів куль, а максимальна визначається співвідношенням $H_{cm}/D \leq 1$. Гідрравлічний опір апарату 700 – 1200 Па.

Швидкісні скрубери Вентурі. Швидкісні скрубери Вентурі застосовують для очищення газів від мікронного та субмікронного пилу. Принцип дії цих апаратів заснований на інтенсивному дробленні газовим потоком, що рухається з високою швидкістю (близько 40 – 150 м/с), рідини, що його зрошує. Скрубери Вентурі – найбільш ефективні серед апаратів мокрого очищення газів. У зв'язку з безперервно зростаючими вимогами до ступеня очищення газоповітряних викидів харчових підприємств вони поступово стають перспективним видом мокрих пиловловлювачів. Скрубер є трубо-розпилювачем, в яку підводиться зрошувача рідина, і встановлений за нею краплеуловлювач. Дія труби-розпилювача аналогічно роботі пневмофорсунки та застосування труби Вентурі забезпечує мінімальні гідрравлічні втрати після проходження газом розпилювального пристрою.

Для великих об'ємів газів, що очищаються, застосовують батарейні або групові компонування скрубери Вентурі. Недолік батарейного скрубера – можливість заростання форсунок після подачі на зрошення недостатньо освітленої води, а вихід з ладу навіть невеликої кількості форсунок призводить до помітного зниження ефективності очищення. За умови групового компонування можна оперативніше виявляти форсунки, що забилися (внаслідок помітного зниження гідрравлічного опору апарату). Перетин труби Вентурі регулюють за величиною її гідрравлічного опору або потужністю, що споживається димососом або вентилятором. Виконавчі механізми регуляторів перерізу виконують у вигляді механічних чи пневматичних передач.

За гідродинамічними характеристиками скрубери можна умовно поділити на високонапірні та низьконапірні. Перші застосовують для тонкого очищення газів від мікронного та субмікронного пилу – характеризуються високим гідрравлічним опором (до 20 – 30 кПа); другі використовують, головним чином, для підготовки (кондиціонування) газів перед іншими пиловловлюючими апаратами та для очищення аспіраційного повітря – їх гідрравлічний опір не перевищує 3 – 5 кПа. Різні способи підведення рідини в скрубери Вентурі показані на рис. 7.26.

Оптимальна в аеродинамічному плані конфігурація труби Вентурі забезпечується такими співвідношеннями розмірів її елементів (рис. 7.27):

$$\text{– довжина конфузора } l_1 = (d_1 - d_2) / 2 \operatorname{tg}(\alpha_1 / 2),$$

де d_1 – діаметр вхідного перерізу м;

$$\alpha_1 \text{ – кут звуження, що дорівнює } 25 - 28^\circ;$$

$$\text{– довжина горловини } l_2 = 0,15 d_2,$$

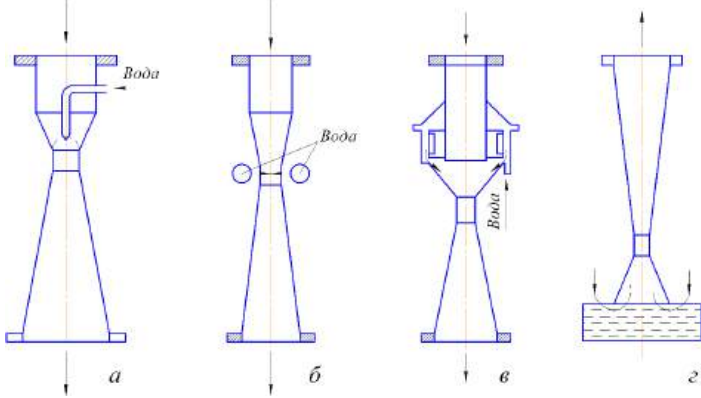
де d_2 – діаметр горловини, м;

$$\text{– довжина дифузора } l_2 = (d_2 - d_2) / 2 \operatorname{tg}(\alpha_2 / 2),$$

де d_2 – діаметр вихідного перерізу, м;

α_2 – кут розкриття, що дорівнює $6 - 7^\circ$.

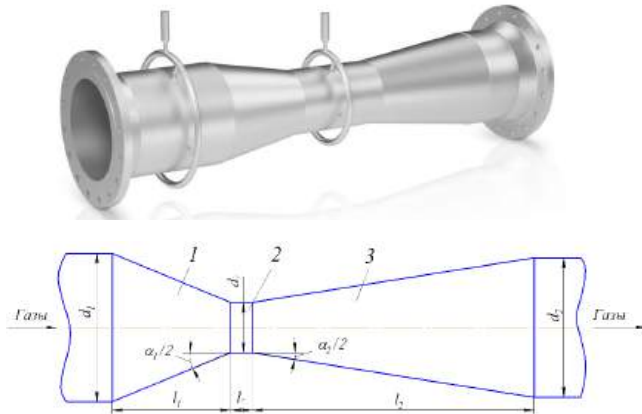
Виятково важливе значення для надійної роботи скруберів має рівномірне та повне перекриття перерізу горловини труби-розпилювача зрошуючою рідиною. Тому вибір способу зрошення має найбільший вплив на конструкцію скрубера Вентурі.



a – центральне форсуночне зрошення; *б* – периферійне зрошення;
в – плівкове зрошення; *г* – безфорсуночне зрошення

Рисунок 7.26 – Конструкції труб Вентурі

У скруберах з центральним зрошенням рідина подається форсунками, встановленими перед конфуззором або в ньому. Тиск нагнітання перед форсунками – від 0,2 до 0,3 МПа.



1 – конфуззор; 2 – горловина; 3 – дифузор

Рисунок 7.27 – Нормалізована труба Вентурі

В умовах периферійного зрошення можливе прочищення отворів у соплах без припинення роботи апарату, виключаються абразивне зношування зрошувальних пристроїв та утворення на них відкладень. Периферійна подача зрошуючої рідини використовується для подачі зрошення у конфуззор або горловину. Плівкову подачу рідини застосовують для запобігання утворенню відкладень на стінках конфуззора та дифузора та для зрошення труби, сильно забрудненою оборотною рідиною. Плівкова подача може здійснюватися як спільно з подачею через форсунку або периферійною, так і самостійно, головним чином, у щільних

трубах-розпилювачах.

Гази, що подаються на очищення в безфорсуночних скруберах Вентурі, контактують з поверхнею рідини, що знаходиться в приймальній чаші або іншій ємності, захоплюють і переносять рідину у вигляді бризок і крапель в трубу-розпилювач. Гідравлічний опір труби-розпилювача з безфорсуночною подачею нижче, ніж в умовах форсуночного або периферійного зрошення для одних і тих же значеннях питомої витрати зрошуючої рідини та швидкості газів у горловині. Це пояснюється гіршим дробленням крапель у цьому апараті, що зумовлює нижчу ефективність.

Гідравлічний опір скрубера Вентурі Δp_{an} складається з гідравлічних опорів труби-розпилювача та краплеуловлювача, причому основна частина втрат енергії припадає на трубу-розпилювач. Зазвичай гідравлічний опір труби Вентурі за умови подачі в неї зрошуючої рідини описується рівнянням

$$\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_p,$$

де Δp – гідравлічний опір труби-розпилювача, Па;

Δp_z – гідравлічний опір, зумовлений рухом газів (без подачі зрошення), Па;

Δp_p – гідравлічний опір, обумовлений введенням зрошуючої рідини, Па.

Гідравлічний опір сухої труби-розподільника

$$\Delta p_z = \zeta_c v_z^2 \rho_z / 2, \quad (7.47)$$

де ζ_c – коефіцієнт гідравлічного опору сухої труби Вентурі;

v_z – швидкість газів за температури та тиску на виході з труби-розпилювача, м/с;

ρ_z – густина газів за тих самих умов, кг/м³.

Коефіцієнт гідравлічного опору сухої труби-розпилювача, виконаної у вигляді труби Вентурі з круглою і прямокутною горловиною довжиною $0,15d_e$, приймають в межах від 0,12 до 0,15. Для труб Вентурі прямокутного та круглого перерізу з довжиною горловини $10d \geq l_z \geq 0,15d$ цей коефіцієнт може бути розрахований за формулою

$$\zeta_c = 0,165 + 0,034(l_z / d_e) [0,06 + 0,028(l_z / d_e)] M, \quad (7.48)$$

де $M = v_z / v_{36}$ – число Маха;

v_{36} – швидкість звуку, м / с.

Вираз (11.48) справедливий для швидкості газів у горловині до 150 м/с, причому обидві швидкості (v_z і v_{36}) беруться за умов (температура і тиск), що є на виході з труби Вентурі.

Гідравлічний опір труб-розпилювачів Δp_p (Па), обумовлений введенням зрошуючої рідини,

$$\Delta p_p = \zeta_p (v_z^2 \rho_p / 2) m, \quad (7.49)$$

де ζ_p – коефіцієнт гідравлічного опору, що враховує введення в трубу-розпилювача зрошуючої рідини;

m – питома витрата рідини, що йде на зрошення, м³/м³ газів;

ρ_p – густина зрошуючої рідини, кг/м³.

Найбільший вплив на ефективність уловлювання мають швидкості газів у горловині труби-розпилювача та питоме зрошення. Оптимальне співвідношення між швидкістю газів у горловині труби-розпилювача та питомим зрошенням специфічне для кожного пилу та залежить від його дисперсного складу. Зазвичай питоме зрошення коливається від 0,5 до 1,5 л/м³ газів.

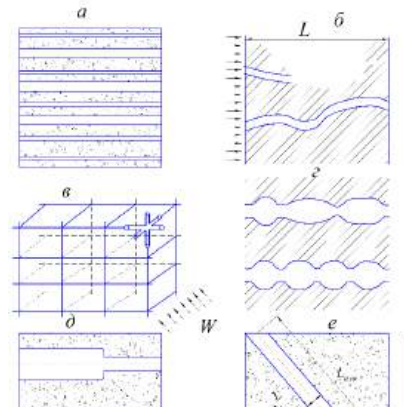
Точні методи визначення ефективності скрубера Вентурі досить складні і не завжди

забезпечують збіг розрахункових значень з реально досягненими. Найбільш достовірні результати забезпечує застосування енергетичного методу. Різні модифікації та відповідні їм типорозмірні ряди скрубберів Вентурі ГВПВ (газопромивач Вентурі прямокутний високонапірний), СВКК (скруббер Вентурі з кільцевим контактним каналом), СВТ (скруббер Вентурі тарілчастий) наведені в каталогах.

Тканинні, зернисті, волокнисті фільтри та комбіновані апарати. В процесі фільтрування пилогазові потоки проходять через пористі перегородки, що затримують тверді частинки, а гази пропускають. Внутрішня структура пористих фільтрувальних перегородок відрізняється викривленими поздовжніми та поперечними каналами зі змінною та нерегулярною площею та формою поперечного перерізу, зміною розмірів пор у широкому діапазоні, одночасним існуванням різних режимів течії та механізмів осадження у сусідніх каналах. Ці особливості не дозволяють використовувати диференційні рівняння Нав'є-Стокса у дослідженні гідродинамічних особливостей знепилення газів фільтруванням, оскільки для їх вирішення потрібна широка інформація про істинну структуру перегородок фільтрування. Тому для аналізу зазвичай використовують гіпотетичні структури, що дозволяють створити адекватні математичні моделі процесу.

На рис. 7.28 наведено найпоширеніші моделі зернистого шару. Кожна з них має певні геометричні принципи побудови. Так, модель Гагена-Пуазейля є системою паралельних капілярів. Діаметри їх відповідають деяким функціям розподілу пор. Модифікована модель Козені-Кармана, що використовує пучок звивистих капілярів, припускає, що, незважаючи на різкі зміни перерізу і напрямки швидкості, течія зберігає пуазейлівський параболічний профіль швидкостей, що встановився, по всій довжині капіляра. Однак пуазейлівський профіль течії не узгоджується з експериментальними даними про характер залежності коефіцієнта тертя від числа Рейнольдса Re . Дюлієном запропонована сіткова модель у вигляді сукупності трьох систем взаємно перпендикулярних капілярів, що перетинаються у вузлах просторових кубічних ґрат. Доведена однакова проникність подібної мережі капілярів за будь-якої орієнтації потоку в тривимірній системі каналів. Але це експериментально не підтверджено за розвиненого турбулентного режиму руху гетерогенних систем.

Сіткова модель не враховує застійні зони, про які свідчать окремі особливості дифузійних явищ у фільтруванні. Тому цікавить моделювання пористого середовища з каналами зі змінною площею перерізу. Однак такі моделі не завжди підтверджуються експериментально.



а – капілярна Гагена-Пуазейля; б – капілярна Козені-Кармана; в – сіткова Дюлієна; г – із змінною площею перерізу; д – капілярна Віллі-Спанглера; е – капілярна Карнелла-Катца

Рисунок 7.28 – Моделі ідеалізованих структур зернистих фільтруючих перегородок

Віллі та Спанглер моделюють шар системою паралельних каналів з різною площею поперечного перерізу та пористістю. Карнелл і Катц виходять із постійної площі поперечного перерізу порового каналу, але вводять коефіцієнт звивистості пор α_{zv} , що представляє відношення реальної довжини шляху, пройденого потоком в зернистому шарі, до його товщини. Труднощі у використанні ідеалізованих моделей погіршуються безперервною зміною форми каналів та їх пористості в процесі знепилення промислових газів.

Очевидно, найбільш достовірні відомості про структуру порового простору можна отримати лише експериментально. У зв'язку з цим слід зазначити, що під час фільтрування промислового пилу виникає рання якісна зміна режиму руху і турбулентний режим настає для критичного значення Re , набагато меншого, ніж для гомогенного потоку, тому що частинки пилу

є дискретними турбулізаторами, що дестабілізують ламінарну стійкість течії. Турбулізація потоку в порових каналах призводить до того, що розмір частинок, що вловлюються, виявляється набагато менше мінімального розміру пор і визначається спільною дією різних механізмів, розглянутих раніше (див. 7.1).

Кінетичні закономірності. Знеплення газів фільтруванням у промислових умовах здійснюють зазвичай за постійної швидкості газу та безперервно зростаючому перепаду тиску ΔP . Тому практичний інтерес становлять кінетичні особливості наступних процесів:

- з відкладенням осаду на поверхні фільтрувальної перегородки;
- з поступовим закупорюванням пор цієї перегородки.

Відкладення осаду поверхні фільтрувальної перегородки. В процесі фільтрування полідисперсного пилу осад, що утворюється, не затримує найбільш тонкі фракції, просок пилу K змінюється з часом τ , тобто $K = f(\tau)$. Тому

$$dK / d\tau \neq 0 . \quad (7.50)$$

Визначення перепаду тиску в осаді за традиційними формулами без урахування співвідношення (7.50) веде до суттєвої помилки. Під час проходження пилогазового потоку через фільтруючий шар осаду просок K змінюється за законом

$$K = K_n \exp(-m\tau) , \quad (7.51)$$

де K_n – просок частинок у початковий момент фільтрування;

m – постійна, яка залежить від фізико-хімічних параметрів пилогазового потоку.

Значення K_n та m визначаються лише експериментально.

Розглядаючи процес фільтрування за умови постійної швидкості і зростаючої різниці тиску, використовуючи відомі кінетичні закономірності та розрахункову схему (рис. 7.29), отримуємо для нескінченно тонкого шару осаду з радіусом R_{oc} і товщиною dR_{oc} , розташованого на циліндричній фільтрувальній перегородці, об'єм газу, що пройшов $V \text{ м}^3$;

$$V = 2\pi R_{oc} L \tau dP / r_{oc} dR_{oc} , \quad (7.52)$$

де L – довжина циліндра, м;

τ – тривалість фільтрування, с;

r_{oc} – питомий опір осаду, $\text{Н} \cdot \text{с} / \text{м}^4$.

Розділяючи змінні та інтегруючи (7.51) у межах від $R_{oc,в}$ до $R_{oc,н}$ та від 0 до ΔP_{oc} , отримуємо формулу для визначення опору осаду

$$\Delta P_{oc} = (V / 2\pi L \tau) r_{oc} \ln(R_{oc,н} / R_{oc,в}) \quad (7.53)$$

Виразимо об'єм осаду у вигляді функції від об'єму газу

$$\int_{R_{oc,в}}^{R_{oc,н}} 2\pi L R_{oc} dR_{oc} = \int_0^{\tau} Q(x_n - x) d\tau , \quad (7.54)$$

де Q – витрата пилогазового потоку.

Використовуємо очевидне співвідношення

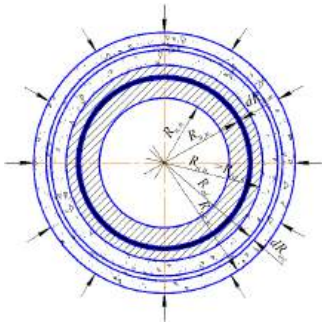


Рисунок 7.29 –
Розрахункова схема
виводу рівняння (7.56)

$$(x_H - x) / x_H = 1 - K, \quad (7.55)$$

де x_H , x – об'ємні концентрації дисперсної фази в пилогазовому потоці перед шаром осаду та після нього.

Після перетворень залежностей (7.51) – (7.55) і враховуючи, що $R_{n,n} = R_{oc,в}$, отримаємо

$$\Delta p_{oc} = \frac{1}{2} r_{oc} R_{n,n} w \ln \{ 2wx_H \tau / R_{n,n} + 1 - 2wx_H K_n / mR_{n,n} [1 - \exp(-m\tau)] \}, \quad (7.56)$$

де $R_{n,n}$ – зовнішній радіус фільтрувальної перегородки;

w – швидкість фільтрування.

Для осаду, що не стискається на плоскому зернистому шарі отримаємо

$$\Delta P_{oc} = r_{oc} w^2 x_H \tau \{ 1 - K_n(m\tau)^{-1} [1 - \exp(-m\tau)] \}. \quad (7.57)$$

Результати дослідів підтверджують доцільність застосування циліндричних фільтрувальних перегородок малого радіусу кривизни. Товщину осаду пилу на циліндричній фільтрувальній перегородці h_{oc} можна визначити з виразу

$$h_{oc} = \frac{2x_H V [1 - K_n(m\tau)^{-1} (1 - e^{-m\tau})]}{\{4\tau L x_H V [1 - K_n(m\tau)^{-1} (1 - e^{-m\tau})] + F^2\}^{1/2} + F}. \quad (7.58)$$

Таким чином, збільшення L , рівносильне зменшенню $R_{n,n}$ для $F = \text{const}$, що призводить за інших рівних умов до зниження h_{oc} , а отже, і Δp . Для остаточного вибору геометричних параметрів фільтруючих елементів слід враховувати також технологію їх виготовлення та умови експлуатації. Залежності, що описують процес за умови $K_n = 0$, є окремими випадками (7.56) і (7.57) і мають вигляд

$$\Delta p_{oc} = 1/2 r_{oc} R_{n,n} w \ln(2wx_H \tau / R_{n,n} + 1) \quad (7.59)$$

і

$$\Delta p_{oc} = r_{oc} w^2 x_H \tau. \quad (7.60)$$

Загальний перепад тисків для циліндричної фільтрувальної перегородки та осаду на ній визначають за формулою

$$\Delta p_{общц} = r_n R_{n,n} w \ln \frac{R_{n,n}}{R_{n,в}} + 1/2 r_{oc} R_{n,n} w \ln(2wx_H \tau / R_{n,n} + 1). \quad (7.61)$$

В умовах утворення осаду, що стискається, на циліндричному зернистому шарі.

$$\Delta p_{oc} = [1/2 r'_o (1-s) R_{n,n} w \ln(2wx_H \tau / R_{n,n} + 1)]^{1-s}, \quad (7.62)$$

де r'_o – коефіцієнт пропорційності;

s – показник стисливості осаду, причому $0 < s < 1$.

Для плоского зернистого шару осаду

$$\Delta p_{oc} = [r'_o(1-s)w^2 x_n \tau]^{1-s} . \quad (7.63)$$

Розрахунки показують, що в енергетичному відношенні доцільність застосування циліндричних зернистих шарів у порівнянні з плоскими зростає зі зменшенням $R_{n,n}$ та зростанням τ . Справедливість цих висновків для узагальнених залежностей (7.56) та (7.63) очевидна.

Замінивши r_n на μr_n і r на μr ,

де μ – динамічна в'язкість;

r_n – питомий опір фільтрувальної перегородки,

і використовуючи (7.61) та (7.62) можна отримати остаточно

$$\Delta p_{общи} = \mu r_n R_{n,n} w \ln \frac{R_{n,n}}{R_{n,s}} + [1/2 \mu r'_o(1-s)R_{n,n} w \ln(2w x_n \tau / R_{n,n} + 1)]^{1-s} . \quad (7.64)$$

Перший та другий доданки правої частини рівняння (7.64) являють собою перепад тисків для циліндричної фільтрувальної перегородки та осаду.

Фільтрування з поступовим закупорюванням пор. Фільтрування з поступовим закупорюванням пор зернистого шару широко поширене в умовах знепилення газів з відносно невисокою масовою концентрацією дисперсної фази аерозолі. Для виведення основного кінетичного рівняння процесу використовують модель Гагена-Пуазейля і припускають, що складна система пор зернистого шару являє собою систему паралельних капілярних каналів, що мають однаковий радіус і розташовані перпендикулярно поверхні шару. Таке припущення припустимо, оскільки величини, що характеризують капілярні канали, надалі об'єднуються в одну величину, що визначається експериментально.

Припустимо, що на 1 м^2 поверхні зернистого шару знаходиться N_n однакових циліндричних капілярів з початковим радіусом r_n та довжиною l . Крім того, в процесі фільтрування на стінках капілярів внаслідок механічного гальмування, адсорбції, інерційного осадження та інших факторів поступово відкладається рівномірний шар осаду, що зменшує радіус капілярів. Використовуючи модель Гагена-Пуазейля, розглянемо рівняння, що описує кінетику процесу для $w = \text{const}$ і поступовим закупорюванням пор зернистого шару, але за умови $dK/d\tau \neq 0$. Швидкість фільтрування, віднесена до 1 м^2 фільтрувальної поверхні, у початковий момент часу виражають рівнянням

$$w = (\pi r_n^4 \Delta p_n N_n) / 8 \mu l = Br_n^4 \Delta p_n N_n , \quad (7.65)$$

де

$$B = \pi / 8 \mu l . \quad (7.66)$$

Під час фільтрування в капілярах відкладається шар осаду і радіус r_n зменшиться до величини r , а різниця тисків зросте з Δp_n до Δp і

$$w = (\pi r^4 \Delta p N_n) / 8 \mu l = Br^4 \Delta p N_n . \quad (7.67)$$

Оскільки після проходження пілогазового потоку у кількості $w d\tau$ у капілярах відкладається осад у кількості $(x_n - x) w d\tau$, а радіус капіляра зменшиться на dr , після перетворень отримують

$$\Delta p = \left\{ \Delta p_n^{-1/2} - x_n / \pi l (w B / N_n)^{1/2} [\tau - K_n / m (1 - e^{-m\tau})] \right\}^2 . \quad (7.68)$$

Вводять додаткові позначення: $A = (1/\Delta p_n)^{1/2}$ і $c = x_n / \pi(wB/N_n)^{1/2}$.

Тоді

$$\Delta p = \{A - c[\tau - K_n / m(1 - e^{-m\tau})]\}^2. \quad (7.69)$$

За відсутності проскоку (повного уловлювання пилю) $K_n = 0$, і залежність (7.69) набуде відомого вигляду

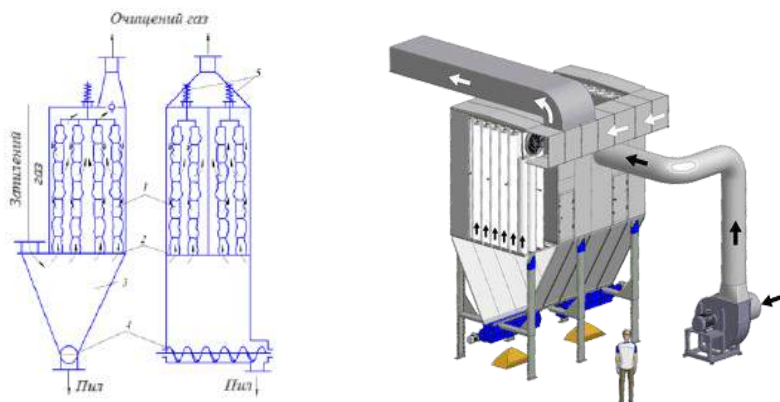
$$\Delta p = 1/(A - c\tau)^2. \quad (7.70)$$

Очевидно, що формула (7.69) є узагальненою формою вираження функціональної залежності $\Delta p = f(\tau)$ для процесу фільтрування з поступовим закупорюванням пор зернистого шару. Рівняння (7.70) у координатах $\tau - [(1/\Delta p_n)^{1/2} - (1/\Delta p)^{1/2}]$ є рівнянням прямої лінії, що проходить через початок координат і нахиленої до горизонтальної осі під кутом, тангенс якого дорівнює c . Таким чином, якщо на підставі дослідних даних, отриманих за постійної швидкості процесу, можна побудувати у зазначених координатах пряму лінію, що проходить через початок координат, відбувається фільтрування з поступовим закупорюванням пор. Для $\tau = 0$ величина $\Delta p = \Delta p_n$, що відповідає суті процесу, що розглядається.

Тривалість фільтрування τ , що відповідає повному закупорюванню пор коли $\Delta p \rightarrow \infty$, визначають з рівності

$$\tau = 1/c(1/\Delta p_n)^{1/2} = A/c. \quad (7.71)$$

Тканинні фільтри. Принцип дії тканинних (рукавних) фільтрів зображено на рис. 7.30. Апарат є корпусом, в якому знаходяться тканинні мішки (рукави) 1. Нижні відкриті кінці рукавів закріплені на патрубках трубної решітки 2. Верхні закриті кінці рукавів підвішені на загальній рамі.



1 – рукави з кільцями жорсткості; 2 – трубні решітки; 3 – розвантажувальний бункер; 4 – шнек;
5 – пристрій для струшування рукавів

Рисунок 7.30 – Схема тканинного (рукавного) фільтра

Запиленый газ вводиться в апарат через штуцер і потрапляє у середину рукавів.

Проходячи через тканину, з якої виготовлені рукави, газ очищається від пилу і виходить з апарата через верхній штуцер. Пил осідає на внутрішній поверхні і в порах тканини і гідравлічний опір зростає. Коли він досягає максимально допустимого значення, очищають рукави. Для цього їх струшують за допомогою пристрою 5, пил падає в розвантажувальний бункер 3 і видаляється з апарата шнеком 4. Крім того, рукави продувають повітрям, що подається в напрямку, зворотному напрямку руху газу, що очищається. Для того, щоб рукави під час продування не сплющувалися, вони забезпечені кільцями жорсткості.

Для забезпечення безперервності процесу газоочищення, рукавні фільтри виготовляють із кількох секцій: доки у одних секціях відбувається фільтрування, з іншими проводиться регенерація рукавів. Під час виготовлення рукавів зазвичай використовують бавовняні та вовняні тканини. Можлива температура газу та повітря продуквки обмежена теплостійкістю тканини. Нижня межа цієї температури повинна бути принаймні на 10°C вище за точку роси (температури конденсації вологи з газу). В іншому випадку тканина швидко зволожується, забивається пилом і гідравлічний опір апарату зростає.

Загальний гідравлічний опір фільтрувальної перегородки $\Delta p_{\phi n}$ можна подати у вигляді

$$\Delta p_{\phi n} = K_o \frac{\mu \omega (1 - m_n)}{\delta_o^2 m_n^3} \left[\frac{G_1 \psi^2}{\rho_n K_\kappa^2} (1 - m_n) + \frac{Z_{ex} \omega \tau K_c}{\rho_m} \right], \quad (7.72)$$

де K_o – коефіцієнт, що враховує звивистість пор фільтрувального матеріалу;

μ – динамічна в'язкість газу, Па·с;

ω – швидкість пилогазового потоку, м/с;

m_n – пористість шару пилу;

δ_o – середньомедіанний діаметр частинок пилу;

G_1 – маса пилу, що міститься в порах фільтрувального матеріалу, віднесена до одиниці площі фільтра, кг/м²;

ψ – відношення швидкості руху газу в порах фільтрувальної перегородки та перед нею;

ρ_n – густина насипного шару пилу, кг/м³;

K_κ – характеристика кривизни поверхні фільтрувального шару пилу в порах фільтрувального матеріалу, що дорівнює відношенню цієї поверхні до її проекції на площину;

Z_{ex} – масова концентрація пилу, кг/м³;

τ – тривалість фільтрування, с;

ρ_m – дійсна густина частинок пилу, кг/м³;

K_c – коефіцієнт, що враховує швидкість зростання гідравлічного опору після регенерації (залежить від методу регенерації та властивості аерозолів, приймається рівним 3,0–3,4).

Основною перевагою рукавних фільтрів є високий ступінь очищення газів від тонкодисперсного пилу (частки розміром > 1 мкм уловлюються на 98–99%). До недоліків цих апаратів відносяться високий гідравлічний опір (до 2500 Па), порівняно швидке зношування тканини і закупорювання її пор, непридатність для очищення вологих газів, а також газів, що мають високу температуру. Очищення запилених промислових газів та аспіраційного повітря в тканинних фільтрах є радикальним технічним рішенням для досягнення ефективного пилоловлення за умови відносно помірних капітальних та експлуатаційних витрат. Збільшені вимоги до ступеня очищення газів у харчовій технології виявили тенденцію до збільшення частки тканинних фільтрів, що застосовуються в порівнянні з апаратами мокрого очищення газів. Перспективні рішення тканинних фільтрів, їх конструктивні особливості, детальна технічна характеристика, умовні позначення, адреси підприємств-виробників наведено у галузевих каталогах.

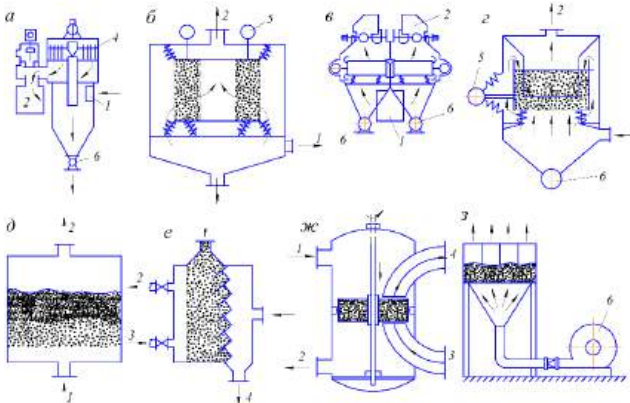
Зернисті фільтри. *Фільтри із насипними нерухомими зернистими шарами.* Фільтри цього типу набули найбільшого поширення. Вони ефективніші, простіші конструктивно і не потребують складних механічних пристроїв для безперервного вивантаження та герметизації

відпрацьованого шару. Однак регенерація таких фільтрів та рівномірний розподіл фільтруючого матеріалу по перерізу апарату складні, пов'язані з додатковими енергетичними витратами та конструктивним оформленням. На рис. 7.31 представлені найпоширеніші схеми таких фільтрів.

На рис. 7.31 *a* показаний шаровий зернистий фільтр-циклон. Після відділення грубих фракцій пилу в нижній циклонній частині апарату тонкі фракції пилу центральною вихлопною трубою надходять на горизонтально розташований зернистий шар і потім в камеру чистого газу. Зернистий шар регенерують зворотним продуванням очищеного газу (або чистого повітря) з одночасним руйнуванням лобової частини запиленого шару граблеподібним воружником. В умовах зворотної продувки пилогазовий потік, що утворився, надходить у вихлопну трубу циклонної частини фільтра, і уловлений пил збирається в нижній частині бункера, звідки її періодично або безперервно видаляють через шлюзовий затвор. Фільтри цього типу громіздкі і не дозволяють отримати значну поверхню фільтрування в відносно невеликому об'ємі апарату. Особливу групу представляють апарати з віброрегенерацією зернистого шару (рис. 7.31 *б, в*).

Недоліки таких пиловловлювачів – складність створення еластичного ущільнення вібруючого контейнера з зернистим матеріалом для роботи в умовах високих температур, помітне подрібнення зернистого матеріалу в процесі струшування, висока енергоємність фільтрів, труднощі зі створенням достатньої кількості секцій, що паралельно діють.

Цікавим є апарат з віброрегенерацією зернистого матеріалу, представлений на рис. 7.31, *г*. Касети із зернистим шаром закріплені в цьому апараті за допомогою системи пружин та сильфонів, а регенерація здійснюється спеціальним вібратором. Оригінальна конструкція зернистого фільтра, що дозволяє забезпечити високі значення питомого газового навантаження, показано на рис. 7.31, *д*. Очевидні переваги, пов'язані з подачею пилогазового потоку знизу, але лімітуються небезпекою псевдозрідження зернистого матеріалу, компенсуються наявністю спеціального обмежувального шару з великих гранул, розташованого на основному матеріалі. Зручний для компонування в паралельні секції вертикальний насипний фільтр з періодичним продуванням (рис. 7.31, *е*). Апарат з горизонтальним розташуванням матеріалу, що фільтрує, представлений на рис. 7.31, *ж*. Конструкція передбачає безперервне або періодичне обертання горизонтально розташованого шару, з послідовним продуванням окремих секторів. Такий фільтр досить компактний.



a – горизонтальний з періодичним воруженням; *б* – з циліндричним розташуванням шару та віброрегенерацією; *в* – горизонтальний з вібруванням; *г* – двоходовий на пружинах; *д* – плоский двохшаровий; *е* – вертикальний «шахтного» типу; *ж* – з обертанням касети; *з* – секційованим шаром та регенерацією псевдозрідженням; 1 – вхід брудного газу; 2 – вихід очищеного газу; 3, 4 – вхід та вихід продувального агента; 5 – вібратор; 6 – шнек; 7 – воружник; 8 – вентилятор

Рисунок. 7.31 – Фільтри з нерухомим зернистим шаром

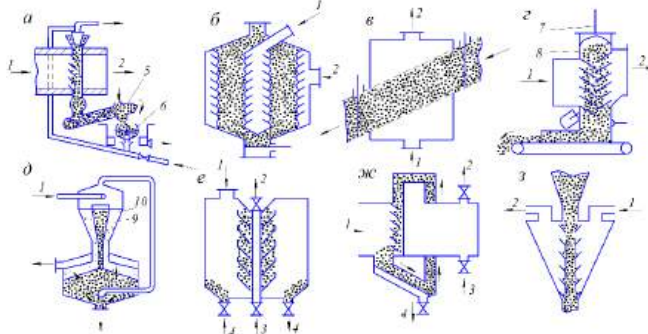
Певний інтерес представляє псевдозрідження зернистого шару. Вертикальне розташування секцій апарату (рис. 7.31, з) сприяє рівномірному знепилюванню по всьому перерізу. Однак можливе перекидання частини зерен фільтруючого матеріалу з однієї секції до іншої. Рівномірна подача газу потоку секціями великогабаритних фільтрів складна.

Динамічні фільтри з гравітаційним рухом зернистого шару. Сипучість зернистих матеріалів використовується для створення апаратів з фільтрувальним шаром, що рухається, і періодичним або безперервним видаленням на регенерацію частини шару з уловленим пилом. Зазвичай матеріал переміщається між сітками або жалюзійними ґратами зверху донизу під дією гравітаційних сил. Фільтруючий матеріал регенерують в окремому апараті. Якщо фільтруюче середовище разом з уловленим пилом можна використовувати безпосередньо в технологічному процесі, то застосування таких фільтрів особливо перспективне. Схеми деяких апаратів цієї групи представлені рис. 7.32.

Апарат показаний на рис. 7.32 а, забезпечує досить високу ефективність уловлювання в поєднанні зі стабільним аеродинамічним режимом роботи в результаті безперервного (або періодичного) видалення шловим затвором частини відпрацьованого фільтруючого матеріалу на регенерацію. З боку чистого газу шар обмежується щільними ґратами. Такий шар (жалюзі – щілиноподібні ґрати) дуже ефективний і використаний у ряді вітчизняних та зарубіжних конструкцій. У промислових умовах фільтр можна виконати у вигляді ряду секцій, які паралельно працюють, що дозволяє здійснити компакту установку на більшу продуктивність.

Перевага вертикального циліндричного насипного фільтру (рис. 7.32 б) - компактність. Подача газу у внутрішню порожнину циліндричного шару зменшує ймовірність винесення зернистого матеріалу, оскільки швидкість газу на виході з шару менша, ніж на вході. Однак пилоємність фільтра за такої подачі пилогазового потоку знижується.

Апарат з похилим розташуванням фільтруючого шару (рис. 7.32, в) доцільно застосовувати для поділу аерозолів з високим значенням масової концентрації дисперсної фази. Крім того, похилі секції добре компонуються, утворюючи блоки з централізованим завантаженням та вивантаженням фільтруючого матеріалу. Апарат із похилими жалюзі, вібратором та промиванням (рис. 7.32, з) є вдалою модифікацією схеми, представлені на рис. 7.32, а в апараті (рис. 7.32, д) фільтруючий шар утворюється в результаті інерційного



а – зі шнековим промивачем та центрифугою; б – з аксіальним розташуванням шару; в – з похилим розташуванням шару; з – з жалюзі, вібратором та промиванням; д – з циклоном та фільтрацією через пиловий шар; е – з циліндричним розташуванням та периферійним введенням газу; жс – з вертикальним розташуванням шару; з – з пристроєм для запобігання вносу гранул; 1 – вхід брудного газу; 2 – вихід очищеного газу; 3, 4 – вхід та вихід продувального агента; 5 – шнек; 6 – центрифуга; 7 – вода для промивання; 8 – бункер завантажувальний; 9, 10 – конуси приймальні внутрішній та зовнішній

Рисунок 7.32 – Фільтри рухомі зернисті (динамічні)

відділення грубих і середніх фракцій пилу. Цей шар переміщається зверху вниз під дією сили тяжіння і затримує тонку фракцію пилогазового потоку, що подається знизу. Відомі схеми з

двома послідовно розташованими зернистими шарами. Однак послідовне розташування шарів іноді не виправдане, тому що незначне підвищення ефективності уловлювання, пов'язане з наявністю другого шару, супроводжується різким збільшенням перепаду тиску і, отже, підвищенням енергетичних витрат.

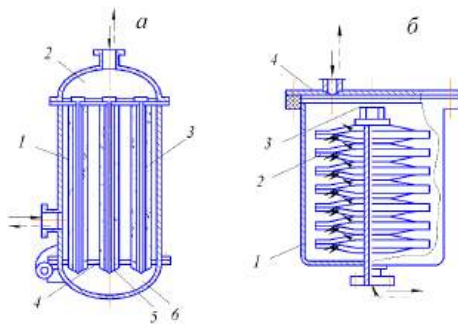
Фільтри зі зв'язаною структурою зернистого шару. Для особливо тонкого очищення газів від твердих частинок використовують фільтри з жорсткими перегородками, виконаними із спресованої кераміки, потім спеченої з металевим порошком та металевими сітками. Жорсткі перегородки мають високу механічну міцність, хімічну стійкість і довговічність; шорстка поверхня перегородок такого типу сприяє адсорбції частинок дисперсної фази аерозолі та утворенню невеликих куполів автофільтру над порами. Однак керамічні фільтрувальні перегородки громіздкі, характеризуються високим гідравлічним опором. В умовах підвищення лінійних швидкостей газу, спостерігається ерозійне зношування кераміки, що призводить до інтенсивного забруднення газу, що очищається. Жорсткі скляні перегородки, одержані спіканням різних фракцій подрібненого кварцового скла, а також діатомітові, вугільні та ебонітові зернисті фільтрувальні перегородки не знайшли широкого застосування для поділу аерозолів у харчовій промисловості.

У зв'язку з появою високопродуктивних технологічних процесів за високих температур і тисків, підвищеним зношенням обладнання, що працює в інтенсивних умовах, жорсткими вимогами до ефективності поділу газових неоднорідних систем знадобилося створення фільтрувальних перегородок з пористих металів. Вихідним матеріалом для виготовлення фільтрувальних перегородок з пористих металів є металеві порошки зі сферичною або неферичною формою частинок, одержані методами порошкової металургії.

Перед пресуванням порошки змішують з наповнювачами для запобігання закриття пор після спікання (рис. 7.33). Фільтруючі елементи з пористих металів можна виготовляти без пресування спіканням порошку, засипаного у форму. Для з'єднання фільтруючих елементів використовують газове, термофужійне або дугове зварювання, паяння, склеювання, завальцювання. Розмір пор у фільтрувальних перегородках з пористих металів від 1 до 75 мкм, пористість до 50 %, міцність на розтягання до $7 \cdot 10^3$ Н/см². На рис. 7.34 представлені схеми патронного та тарілчастого фільтрів. Фільтрувальні елементи з пористих металів успішно зарекомендували себе для особливо тонкого очищення повітря, яке спрямовується для аерації культуральних середовищ у дріжджоростильні барабани. Фільтрувальні перегородки, що містять сполуки срібла, мають бактерицидні властивості, що становить особливий інтерес для біотехнологічних процесів.



1 – циліндричні зварні; 2 – «зірочка»; 3 – коробчастий; 4 – сочевицеподібний; 5 – гофрований
Рисунок 7.33 – Фільтрувальні елементи і картриджі з пористих матеріалів

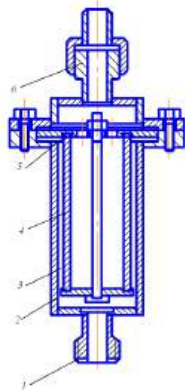


a – патронний: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – циліндричний елемент; 4 – прокладка; 5 – стяжний болт; 6 – відкидне дно; *б* – тарілчастий: 1 – корпус; 2 – фільтрувальний пакет; 3 – заглушка; 4 – кришка

Рисунок 7.34 – Фільтри з пористих металів

Фільтри із комбінованими елементами. Комбіновані фільтрувальні елементи поєднують переваги зернистих шарів (міцність, термостійкість, нечутливість до різких коливань тиску) і волокнистих фільтрувальних матеріалів або полімерних мембран (виключно висока затримуюча здатність, добре регульовані в широкому діапазоні фільтруючі властивості, можливість створення стійкого електростатичного заряду, рівномірність структури, яка виключає локальні проскоки). Вони позбавлені недоліків волокнистих та полімерних фільтрувальних матеріалів (низька механічна міцність, труднощі регенерації). Металеємність та вартість їх значно нижчі, ніж, наприклад, пористих металів. На рис. 7.35 показано комбінований фільтр.

Пилогазовий потік через штуцер 1 надходить у корпус 2 і проходить через фільтрувальний елемент, що складається з розташованих послідовно по ходу газу двох шарів з електростатично зарядженого перхлорвінілового фільтруючого матеріалу ФПП-15-1,5 і пористої металокерамічної втулки 4, виготовленої з порошку корозійностійкої сталі ОХ18Н10 фракції +0,1 – 0,2 мм. Герметичність забезпечується прокладками 5. Очищений газ видаляється через штуцер 6. Залежно від розміру пористих втулок ($d = 40$ мм, $\delta = 3$ мм, $l = 100$ мм або $d = 90$ мм, $\delta = 5$ мм, $l = 100$ мм) продуктивність фільтрувальних елементів становить 7,5 – 1,7 м³/год. за умови перепаду тиску до 80 мм вод. ст.



1 – штуцер для входу газу; 2 – корпус; 3 – перхлорвініловий матеріал ФПП-15-1,5; 4 – пориста металокерамічна втулка; 5 – прокладка; 6 – штуцер для виходу газу

Рисунок 7.35 – Фільтр комбінований

Для питомого газового навантаження $1 - 10$ м³/(м²·хв) частинок розміром понад 0,5 мкм

у очищеному газі не виявлено. Матеріал ФПП-15-1,5 слід застосовувати в умовах масових концентрацій дисперсної фази аерозолію менше 1 мг/м^3 ; термін служби його за питомого газового навантаження $q=10 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{хв})$ становить до 1500 год безперервної роботи. Якщо $q > 10 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{хв})$, електростатичне захоплення аерозолів різко знижується, а перепад тисків зростає.

Для більш високих масових концентрацій газ, що очищається, направляють в протилежному напрямку. Тоді роль фільтра грубої очистки виконає пориста проникна втулка, що регенерується зворотним продуванням стисненим повітрям. Фільтр можна використовувати для тиску до $20 \cdot 10^5 \text{ Па}$ та розрідженні до $1 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-6} \text{ мм рт. ст.}$ Його встановлюють біля місця споживання очищеного газу для виключення вторинного забруднення газу продуктами корозії та ерозії комунікацій. Температура газу на вході в апарат повинна бути на $5 - 10^\circ\text{C}$ вище за точку роси, щоб виключити конденсацію водяної пари і різке підвищення перепаду тиску на фільтрі. Апарат компактний, монтується безпосередньо на технологічній комунікації, демонтаж фільтрувального елемента труднощі не викликає.

Комбіновані фільтрувальні елементи для знепилення газів можна формувати і з використанням допоміжних фільтрувальних тонкозернистих або тонковолокнистих матеріалів. Їх наносять на фільтрувальний елемент попереднім фільтруванням або додають безперервно або періодично до пилогазового потоку. До таких матеріалів відносяться, зокрема, діатоміт, перліт, азбест, целюлоза. Допоміжні фільтрувальні матеріали мають високу ефективність пилловловлення по відношенню до найбільш тонких фракцій дисперсної фази аерозолію.

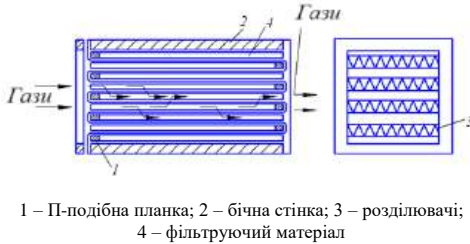
Найбільш широко застосовують діатоміт, що відрізняється досить високою затримуючою здатністю, значною міцністю, хорошою газопроникністю, стійкістю до дії хімічно агресивних газів. У Німеччині на основі гіпсу розроблено кілька модифікацій допоміжного фільтрувального матеріалу, який отримав назву «прекозит». Він представляє голкоподібний кристалічний дигідрат сульфату кальцію, який шаром від 5 до 30 мм наносять на фільтрувальну перегородку. Прекозит забезпечує вільне від тріщин покриття і тонкий шар осаду, що знімається. Він у 8 – 10 разів дешевший за традиційний кізельгур або перліт і витіснив ряд альтернативних допоміжних фільтрувальних матеріалів у біотехнології. Фізико-хімічні та гідродинамічні характеристики процесів фільтрування малоконцентрованих суспензій та високодисперсних аерозолів дозволяють використовувати прекозит для створення комбінованих фільтрувальних елементів для знепилення газів.

Волокнисті фільтри. Волокнисті фільтри (набивні, мати, з картону, паперу та інших.) представляють шари різної товщини, у яких більш-менш однорідно розподілені волокна. Це фільтри об'ємної дії, тому що вони розраховані на уловлювання та накопичення частинок переважно по всій глибині шару. Суцільний шар пилу утворюється тільки на поверхні найбільш щільних матеріалів, зазвичай під час фільтрації великих частинок і в кінці терміну служби фільтра. Волокнисті фільтри використовують для концентрації дисперсної твердої фази $0,5 - 5,0 \text{ мг/м}^3$ і поділяють на тонковолокнисті та грубоволокнисті. Для фільтрів використовують природні або спеціально виготовлені волокна завтовшки від 0,01 до 100,0 мкм, а також їх суміші. Товщина фільтруючих середовищ становить від десятків часток міліметра (папір) до двох метрів (багатошарові глибокі насадкові фільтри довготривалого використання).

Волокнисті фільтри, які застосовуються для уловлювання твердих або рідких частинок з газів і повітря під час проведення технологічних процесів або тих що викидаються в атмосферу, називають промисловими, на відміну від повітряних, призначених для очищення атмосферного повітря від пилу в системах припливної вентиляції. Швидкість фільтрації в тонковолокнистих фільтрах становить $0,01 - 0,15 \text{ м/с}$, опір чистих фільтрів зазвичай не перевищує $200 - 300 \text{ Па}$, а забитих пилом – від 700 до 1500 Па . Регенерація відпрацьованих фільтрів тонкого очищення здебільшого нерентабельна чи неможлива; вони призначені для тривалої роботи (від 6 місяців до 3 років) із наступною заміною фільтра на новий.

В якості тонковолокнистих середовищ широкого поширення набули фільтруючі матеріали типу ФП із полімерних смол. Вони є шарами синтетичних волокон діаметрів

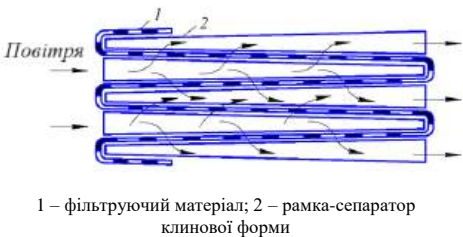
1,0 – 2,5 мкм, нанесені в процесі отримання на марлеву підкладку або «основу» із скріплених між собою товстіших волокон. Матеріали ФП характеризуються високими фільтруючими властивостями. Мала товщина шарів ФП (0,2 – 1,0 мм) дає можливість отримувати поверхню фільтрації до 100 – 150 м² для 1 м³ апарату. Оптимальна конструкція фільтрів тонкого очищення повинна відповідати наступним основним вимогам: – найбільшій поверхні фільтрації і найменших габаритів; мінімальному опору; можливості більш зручної та швидкої установки; надійної герметичності групового збирання окремих фільтрів. Цим вимогам найбільше відповідають поширені нині фільтри рамкової конструкції (рис. 7.36).



1 – П-подібна планка; 2 – бічна стінка; 3 – роздільвачі;
4 – фільтруючий матеріал
Рисунок 7.36 – Рамний фільтр тонкого очищення

фільтра, проходять через матеріал і виходять із протилежного боку.

В останні роки випускають тонковолокнисті фільтри, що являють собою набір цілноштампованих гофрованих рамок-роздільвачів з вініпластової плівки, між якими укладається фільтруючий матеріал. Ці рамки мають форму клинів та встановлені з чергуванням відкритих та закритих сторін у протилежних напрямках (рис. 7.37).

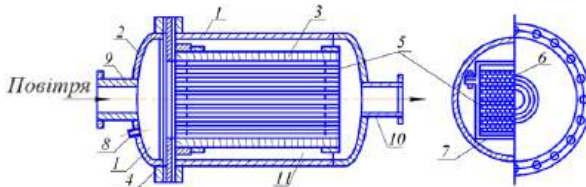


1 – фільтруючий матеріал; 2 – рамка-сепаратор
клинової форми
Рисунок 7.37 – Фільтр із сепараторами
клинової форми

ферментацією.

Фільтруючий матеріал у вигляді стрічки укладається між П-подібними рамками, що чергуються під час складання пакету відкритими та закритими сторонами у протилежних напрямках. Між сусідніми шарами матеріалу встановлюються гофровані роздільники, щоб не допустити примикання їх один до одного. Рамки, роздільники, бічні стінки корпусу можуть бути з різного матеріалу: фанери, вініпласту, алюмінію, нержавіючої сталі. Забруднені гази надходять в одну з відкритих сторін

Глибокі фільтри У зв'язку з основним недоліком тонковолокнистих фільтрів – порівняно коротким терміном безперервної роботи, у багатьох випадках використовують багатшарові глибокі фільтри. Ці фільтри складаються з глибокого лобового шару грубих волокон і тоншого замикаючого шару тонких волокон. Глибокі волокнисті фільтри з висотою фільтруючого шару 0,3 – 2,0 м широко застосовуються для стерилізації повітря у виробництві антибіотиків, вітамінів та інших продуктів, одержуваних



І – нестерильна зона; ІІ – стерильна зона; 1 – корпус; 2 – знімна кришка; 3 – прямокутна касета з фільтруючим матеріалом; 4 – додатковий фланець; 5 – П-подібні рамки; 6 – гофровані сепаратори; 7 – хомут; 8 – штуцер; 9 – патрубок для входу повітря; 10 – патрубок для виходу повітря

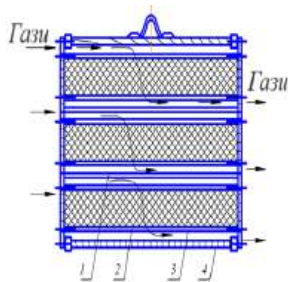
Рисунок 7.38 – Фільтр для стерилізації повітря

Очищення повітря від пилу та бактерій зазвичай проводиться у два ступення. Перший

(головний) фільтр споряджається шаром скляного волокна з різною щільністю набивання і висотою шару, що фільтрує, залежно від діаметра волокон. Діаметр волокон може змінюватись в межах від 8 до 19 мкм; оптимальна швидкість фільтрації становить 15 м/с. Як другий ступінь у процесі стерилізації повітря доцільний апарат, показаний на рис. 7.38.

Корпуси фільтрів-стерилізаторів мають циліндричну форму та розраховані на роботу під тиском до 0,3 МПа.

Фільтри грубої або попередньої очистки (грубоволокнисті). Зниження початкової концентрації частинок в умовах високоєфективної очистки газів може проводитися у фільтрах грубої або попередньої очистки (у передфільтрах), що мають низький початковий аеродинамічний опір 100–200 Па і високу пилоємність. Такі фільтри значно дешевші (іноді в 10 разів), ніж фільтри тонкого очищення, і їх можна легко замінювати або регенерувати. Фільтруючий матеріал для передфільтрів рекомендується складати із суміші волокон грубого діаметром від 1 до 20 мкм, причому до 50 % волокон повинні мати розміри менше 4 мкм. За умови швидкості фільтрації 0,05–0,1 м/с матеріал повинен майже повністю вловлювати частинки більші за 1 мкм. Після часткового забивання продуктом, що уловлюється, фільтр стає досить ефективним для субмікронних частинок.



1 – роздільна перегородка; 2 – фільтруючий матеріал; 3 – сітка; 4 – кожух дерев'яний

Рисунок 7.39 – Фільтр попереднього очищення з лавсановою насадкою

Схема фільтра попереднього очищення з лавсановим волокном діаметром від 15 до 25 мкм, із щільністю набивання 15–25 кг/м³ та товщиною шару 0,1 м показано на рис. 7.39.

Нижче наводиться технічна характеристика цього фільтра:

Продуктивність, м ³ /с	0,167 (600 м ³ /год)
Ефективність очищення атмосферного повітря, %	80–90
Швидкість фільтрації, м/с	0,25

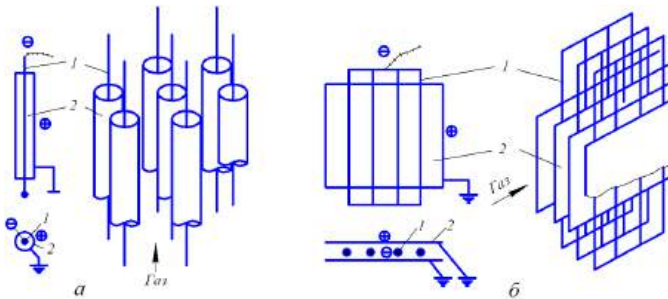
Електростатичні осаджувачі. В даний час електростатичні осаджувачі не поширені у харчовій промисловості. Однак їх застосування для очищення технологічних газів, в теплоенергетичному господарстві харчових підприємств представляється перспективним. У 1771 р. Беккарія вперше спостерігав рух пилу в електростатичному полі; в 1824 р. Холфельд провів експеримент, у якому в заземленому бутлі з поміщеним усередині голчастим електродом відбувалося осадження твердих частинок з диму; 1903 р. Лодіс, а 1906 р. Котрель запатентували, а потім використовували в США перші електроосаджувачі.

Фізичні основи поділу газових неоднорідних систем із твердою дисперсною фазою в електростатичному полі. Осадження твердих частинок в електростатичному полі ґрунтується на іонізації молекул газу електричним розрядом. Якщо газ, що містить вільні заряди (електрони та іони), помістити між двома електродами, що створюють постійне електричне поле, вільні заряди почнуть рухатися силовими лініями поля. Швидкість руху та кінетична енергія визначатиметься напруженістю електростатичного поля. З підвищенням різниці потенціалів до кількох десятків кіловольт кінетична енергія іонів та електронів стає достатньою для того, щоб вони стикалися з нейтральними газовими молекулами, розщеплювали їх на іони та вільні електрони. Заряди, що знову утворилися також іонізують газ. В результаті утворення іонів відбувається лавиноподібно, газ повністю іонізується. Таку іонізацію називають ударною. У цьому виникають умови електричного розряду.

За умови подальшого збільшення напруженості електричного поля можливі електричний пробій та коротке замикання електродів. Щоб уникнути цього, створюють неоднорідне електричне поле: один електрод роблять у вигляді дроту, а інший – у вигляді труби, що її охоплює, або розташованої поруч пластини (рис. 7.40). Напруженість поля найбільш висока біля дроту і поступово зменшується з наближенням до труби або пластини,

стаючи недостатньою для електричного пробоя. За напруженості поля, що забезпечує повну іонізацію газу, між електродами виникає коронний розряд, що супроводжується утворенням «корони», що світиться, навколо дроту. Тому цей електрод отримав назву коронуючого. Протилежно заряджений електрод, виконаний у вигляді труби або пластини, називають осаджувальним. Коронуючі електроди приєднують до негативного полюса джерела струму, а осаджувальні – до позитивного. Завдяки цьому можна використовувати більш високу напругу без виникнення пробоя.

Позитивні іони, що утворилися в області «корони», рухаються до коронуючого електрода і нейтралізуються на ньому. Негативні іони та вільні електрони переміщуються до осаджувального електрода. Торкаючись зустрічних частинок пилу, вони передають їм свій заряд і переміщують їх до осаджувального електрода. В результаті дисперсні частинки осідають на цьому електроді. Деяка, дуже невелика частина дисперсних частинок, що зіткнулися з позитивно зарядженими іонами в області «корони» (перетин якої значно менше перерізу міжелектродного простору), осідає на коронуючому електроді.



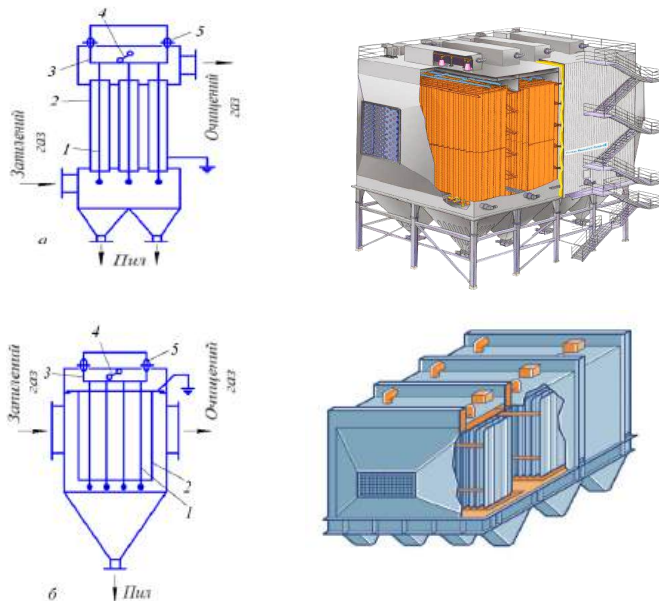
1 – коронуючі електроди; 2 – осаджувачі електроди

Рисунок 7.40 – Форми електродів трубчастого (а) та пластинчастого (б) електроосаджувачів

Ступінь очищення газів в електроосаджувачі багато в чому залежить від електропровідності частинок пилу та їх адгезійної здатності. Якщо частинки добре проводять струм, а сили адгезії невеликі, то частка досягнувши осаджувального електрода, віддає йому свій заряд, отримує заряд електрода і знову потрапляє в газовий потік, що знижує ступінь очищення. Якщо пил погано проводить струм, а сили адгезії істотні, то на електроді утворюється щільний шар негативно заряджених частинок, який протидіє основному електричному полю. В умовах великої товщини цього шару напруга в його порах може перевищити критичну і викликати коронування газу біля осаджувального електрода – «зворотну корону». Це знижує ефективність очищення. Його можна запобігти своєчасним очищенням електрода від пилу. Під час очищення газів з високою концентрацією твердих частинок можливе падіння сили струму практично до нуля – «запирання корони». Воно пов'язане з тим, що в таких умовах струм переноситься виключно зарядженими частинками пилу, рухливість яких мала в порівнянні з рухливістю іонів. Для боротьби з цим явищем необхідно зменшити концентрацію зв'язаних частинок, провівши попереднє очищення газу будь-яким іншим методом, або знизити швидкість надходження газу, зменшуючи тим самим навантаження на електроосаджувач.

Класифікація, конструктивні рішення та типи промислових електростатичних осаджувачів. Класифікаційні ознаки електроосаджувачів наведено в табл. 7.5 а основні конструктивні рішення цих апаратів – на рис. 7.41. Трубчастий електроосаджувач (рис. 7.41 а) являє собою апарат, в якому розташовані осаджувальні електроди 2, виконані у вигляді труб діаметром 0,15 – 0,30 м і довжиною 3 – 4 м. По осі труб проходять коронуючі електроди 1 з дроту діаметром 1,5 – 2,0 мм, які підвішені до рами 3, що спирається на ізолятори 5.

Запилений газ входить в апарат через штуцер внизу і далі рухається всередині труб 2. Пил осідає на стінках труб, а очищений газ виходить із апарата через штуцер угорі. У сухих електроосаджувачах пил періодично видаляється шляхом струшування електродів за допомогою спеціального пристрою 4.



1 – коронуючі електроди; 2 – осаджуючі електроди; 3 – рама; 4 – пристрої для струшування електродів; 5 – ізолятори

Рисунок 7.41 – Трубчастий (а) та пластинчастий (б) електроосаджувачі

Таблиця 7.5 – Класифікаційні ознаки електроосаджувачів

Класифікація	Конструктивні рішення
За типом осаджуючих електродів	Трубчасті (рис. 7.41, а) Пластинчасті (рис. 7.41, б)
За способом видалення осаджених часток з електродів	Сухі Мокрі
За напрямом руху газу	Вертикальні (рис. 7.41, а) Горизонтальні (рис. 7.41, б)
За кількістю послідовних електричних полів	Однопольові (рис. 7.41, а, б) Багатопольові
За кількістю паралельних секцій	Односекційні (рис. 7.41, а, б) Багатосекційні

У мокрих електроосаджувачах осілі частинки видаляються періодично або безперервно промиванням внутрішньої поверхні електродів водою. Аналогічно влаштовані та працюють *пластинчасті електроосаджувачі* (рис. 7.41, б). Основна відмінність їх від трубчастих полягає в тому, що осаджуючі електроди виконані у вигляді прямокутних пластин або сіток, натягнутих на рами. Пластинчасті електроосаджувачі компактніші, ніж трубчасті, з них легше видаляється пил. У свою чергу, трубчасті електроди дозволяють отримати більшу напруженість електричного поля і тому більш продуктивні і забезпечують краще відділення твердих частинок, що важко уловлюються. Хоча електроосаджувачі працюють в умовах високої напруги постійного струму (40 – 75 кВ), витрата електроенергії в них невелика і

завичай становить 0,2 – 0,3 кВт год на 1000 м³ газу. Гідралічний опір електроосаджувачів менше, ніж більшості інших апаратів газоочищення, і становить 150 – 200 Па. Ступінь очищення газу від пилу досягає 95 – 99%.

Під час складання технічних характеристик електроосаджувача використовують таку термінологію:

- активна висота електродів – висота коронуючих та осаджувальних електродів у межах (межах) активної зони;
- активна довжина поля – довжина поля у бік ходу газу у межах активної зони. У вертикальних апаратах активна довжина поля збігається з активною висотою електродів;
- активна довжина електроосаджувача – сума активних довжин усіх полів апарату;
- активний переріз – вільний перетин для проходження газу в активній зоні;
- поверхня осадження осаджувальних електродів – сумарна поверхня осаджувальних електродів в активній зоні;
- активна довжина електродів, що коронують – повна довжина всіх елементів коронуючих електродів в активній зоні.

Розрахунок електростатичних осаджувачів. Теоретичний вираз для парціальної ефективності електроосаджувача запропоновано Дейчем:

- для трубчастого електроосаджувача

$$\eta_n = 1 - e^{-\frac{2\omega L}{\omega R}}, \quad (7.73)$$

- для пластинчастого електроосаджувача

$$\eta_n = 1 - e^{-\frac{\omega L}{\omega H}}, \quad (7.74)$$

де ω – швидкість дрейфу частинок, м / с;

ω – швидкість газу в активному перерізі, м / с;

L – активна довжина електроосаджувача, м;

R – радіус трубчастого осадкового електрода, м;

H – відстань між коронуючим електродом і пластинчастим осаджувальним електродом, м.

Ці формули виведені, виходячи з припущень про рівномірний розподіл концентрацій пилу по перерізу апарату, сталості швидкості газового потоку та швидкості дрейфу частинок у всіх точках електроосаджувача, відсутності вторинного винесення осадженого пилу. Однак порівняння експериментальних та теоретичних залежностей ефективності від швидкості газу та інших параметрів свідчить про значні розбіжності. Нині ще немає формули, яка б з достатнім ступенем достовірності представляла можливість розрахунку ефективності електроосаджувача. Проте формула Дейча залишається основою сучасних розрахунків електроосаджувачів.

Якщо ввести поняття питомої поверхні осадження,

$$f = S / V, \quad (7.75)$$

де S – поверхня осадження осадкових електродів, м²;

V – об'ємна витрата газів, що очищаються, м³/с,

то, виходячи з (7.73) і (7.74), у загальному вигляді для будь-якого електроосаджувача можна записати

$$\eta_n = 1 - e^{-\alpha f}. \quad (7.76)$$

З (7.76) видно, що для визначення ефективності електроосаджувача необхідно за відомої питомої поверхні осадження знати швидкість дрейфу частинок. Номограма для розрахунків за формулою (7.76) подано на рис. 7.42.

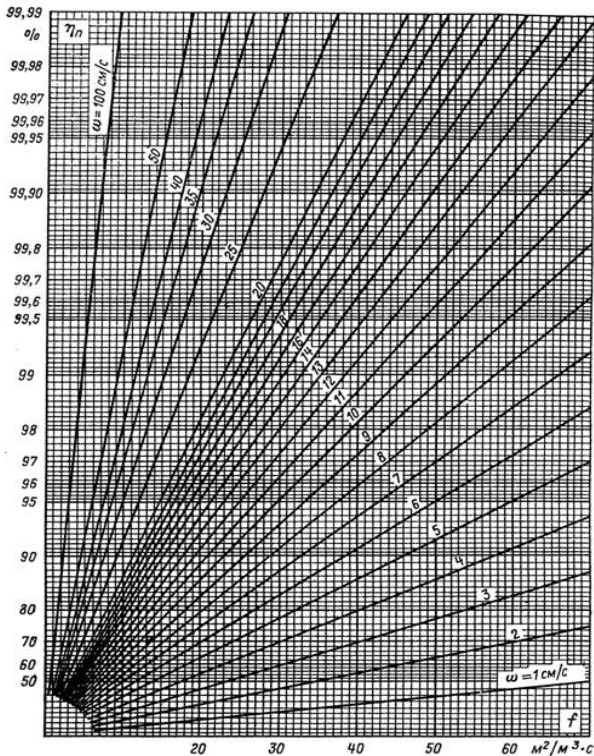


Рисунок 7.42 – Номограма щодо розрахунків за формулою $\eta_n = 1 - e^{-\omega f}$

На жаль, теоретичний розрахунок швидкості дрейфу мало надійний, тому що ця величина залежить від великої кількості факторів, які неможливо врахувати. Тому на практиці формулу (7.76) використовують у тому випадку, якщо є досвід експлуатації аналогічного електроосаджувача у подібних умовах. Тоді, виходячи з фактичного ступеня уловлювання частинок в електроосаджувачу-аналого, визначають умовне середнє значення швидкості дрейфу для даних умов. Так як у розглянутому підході величина ω в неявній формі включає в себе багато факторів, то треба дуже ретельно і обережно підходити до вибору електроосаджувача-аналога. залежності від багатьох факторів, може спричинити серйозні помилки у визначенні ефективності електроосадника.

До характеристик, які повинні лягти в основу порівняння проєктного електроосаджувача з аналогом, слід віднести: параметри пилогазового потоку (температура, тиск, склад газу, концентрація, дисперсність і властивості частинок, що вловлюються); електричний режим апарату; швидкість газу в активному перерізі; режим струшування електродів; конструкція електродів.

Найбільш надійним методом вибору електроосаджувачів для нових умов слід вважати проведення випробувань на дослідно-промислових або дослідних установках, що дозволяють досить повно моделювати умови роботи апарату, що проєктується. Для багатьох технологічних процесів, особливо новопроєктованих, підібрати відповідні аналоги неможливо, у зв'язку з чим визначити ефективність апарату розрахунковим шляхом можна лише приблизно. Тому питання вибору оптимального типорозміру апарату залежать головним чином від досвіду проєктувальників та дослідників. Такий досвід може бути накопичений лише внаслідок тривалого періоду практичної діяльності.

Контрольні питання

1. Як оцінюються ефективність пристроїв для поділу систем «газ – тверде тіло»?
2. У чому переваги логарифмічно-нормального розподілу для інтерпретації дисперсного складу пилу та порошку?
3. Які основні фізичні механізми виділення твердих частинок із пилогазового потоку?

4. У чому принцип дії пилоосаджувальних камер і найпростіших інерційних пиловловлювачів?
5. Як влаштовані одиночні, групові та батарейні циклони?
6. Яка послідовність розрахунку одиночного циклону?
7. У чому принцип роботи вихрових та динамічних пиловловлювачів?
8. Яка класифікація і в чому принцип роботи мокрих пиловловлювачів (скруберів)?
9. Як розрахувати гідравлічний опір скрубера?
10. Як влаштовані тарілчасті (пінні) та ударно-інерційні (ротоклони) пиловловлювачі?
11. У чому переваги та недоліки скруберів (труб) Вентурі?
12. Як розрахувати гідравлічний опір труб Вентурі?
13. У чому гідродинамічні особливості процесу фільтрування неоднорідних систем «газ – тверде тіло» та які моделі ідеалізованих пористих структур Вам відомі?
14. Як розрахувати процес фільтрування з відкладенням осаду та визначити перепад тисків?
15. Як розрахувати процес фільтрування пилогазового потоку з поступовим закупорюванням пор фільтрувальної перегородки?
16. У чому полягає принцип роботи тканинних та зернистих фільтрів?
17. Які модифікації зернистих фільтрів із насипними шарами?
18. Як влаштовані фільтри зі зв'язаною структурою зернистого шару?
19. Як влаштовані апарати з комбінованими фільтрувальними перегородками?
20. У чому полягають фізичні основи поділу газових неоднорідних систем із твердою дисперсною фазою в електростатичному полі?
21. За якими принципами класифікуються електроосаджувачі?
22. Який порядок та схема розрахунку електростатичних осаджувачів?

Розділ 8. МЕМБРАННІ ПРОЦЕСИ

Мембранні методи поділу рідких систем класифікують за середнім розміром пор: на зворотний осмос, ультрафільтрацію, мікрофільтрацію, діаліз та електродіаліз. Основними факторами, що впливають на баро-мембранні процеси, є тиск, температура, гідродинамічні умови, концентрація, електричні і магнітні поля, ультразвукові хвилі, природа і склад розчинених речовин та показник концентрації іонів водню (рН середовища).

8.1. Загальна характеристика мембранних процесів

Мембранні методи поділу рідких систем, що застосовуються в харчовій промисловості, класифікують за середнім розміром пор на зворотний осмос, ультрафільтрацію, мікрофільтрацію, діаліз і електродіаліз (рис. 8.1).



Рисуюнок 8.1 – Класифікація мембранних процесів

Сутність мембранних процесів полягає у фільтрації розчинів під тиском через спеціальні напівпроникні мембрани, що пропускають молекули розчинника і повністю або частково затримують молекули або іони розчинених речовин. В їх основі лежить явище осмосу – самовільного переходу води через напівпроникну перегородку в розчин. Поділ розчинів здійснюється без фазових перетворень і енергія в процесі витрачається, в основному, на створення тиску вихідної рідини та її продавлюванні через мембрану. Мембранні процеси відрізняються від процесу фільтрування. На очищення фільтруванням направляють рідину, що є гетерогенною (двофазною) системою з різним ступенем дисперсності зважених частинок. У фільтруванні затримуються зважені частки розміром не менше 100 – 200 А. Затримана речовина залишається або на поверхні, або в об'ємі фільтруючого матеріалу, який після забруднення змінюють або очищують зворотним промиванням.

Зворотним осмосом очищують, як правило, гомогенні (однорідні) системи – дійсні розчини. Осмотична мембрана повинна бути настільки щільною, щоб служити бар'єром для речовин, що знаходяться в розчинах у вигляді молекул та іонів, що викликає значні гідравлічні опори під час продавлювання через мембрани чистого розчинника. Крім того, у зворотноосмотичному поділі розчинів виникає ще одна сила, яка протидіє процесу – різниця осмотичних тисків, величина якої значна для високої концентрації розчинених речовин. У зворотному осмосі не повинно відбуватися забруднення мембрани, тобто затримувани речовини повинні відводитися від мембрани і не сорбуватися ні на її поверхні, ні в її об'ємі. Забруднення мембран є вторинним процесом, що негативно впливає на зворотноосмотичний поділ розчинів.

Мікрофільтрацією (мембранною фільтрацією) називається мембранний процес, у

якому з розчину виділяються великі колоїдні частинки або зважені мікрочастинки розміром 0,02 – 10,0 мкм. Процеси мікрофільтрації ускладнюються утворенням гелеподібних шарів на поверхні фільтруючої перегородки, названих мікрофільтраційної мембраною. Мікрофільтрація протікає під впливом невеликої різниці тисків з обох боків мікрофільтра. Вона займає проміжне місце між ультрафільтрацією та звичайною фільтрацією без різко виражених меж. Її використовують для концентрування тонких суспензій, освітлення (видалення зважених речовин) фруктових соків, очищення стічних вод.

Ультрафільтрація – це процес поділу, фракціонування та концентрування розчинів за допомогою напівпроникних мембран із середнім діаметром пор від 0,01 до 0,20 мкм під тиском 0,1 – 1,0 МПа. У процесах ультрафільтрації з вихідного розчину відокремлюють дрібні бактерії і сферичні віруси, великі білкові молекули і т. п. В процесі ультрафільтрації вихідний розчин поділяється на два принципово нових продукти: низькомолекулярний (фільтрат) і високомолекулярний. Фільтрат проходить крізь мембрану і видаляється, а високомолекулярний продукт концентрується. На відміну від процесів мікрофільтрації ультрафільтрація може супроводжуватися адсорбцією розчинених речовин на поверхні пор мембрани і навіть міжмолекулярною взаємодією. Ультрафільтрацію використовують для поділу систем, в яких молекулярна маса розчинених компонентів набагато більша за молекулярну масу розчинника. Зворотний осмос та ультрафільтрація принципово відрізняються від звичайної фільтрації. Якщо у фільтрації продукт відкладається у вигляді кристалічного або аморфного осаду на поверхні фільтра, то у зворотному осмосі та ультрафільтрації утворюються два розчини, один з яких збагачений розчиненою речовиною.

Зворотний осмос – це процес фільтрування розчинів під тиском, що перевищує осмотичний, через напівпроникні мембрани, що пропускають розчинник і затримують молекули або іони розчинених речовин. В основі методу, що описується, лежить явище осмосу – самовільного переходу розчинника через напівпроникну перегородку в розчин (рис. 8.2). Тиск, у якому настає рівновага називається осмотичним. Якщо з боку розчину прикласти тиск, що перевищує осмотичний, то перенесення розчинника відбуватиметься у зворотному напрямку, що знайшло відображення в назві процесу «зворотний осмос».

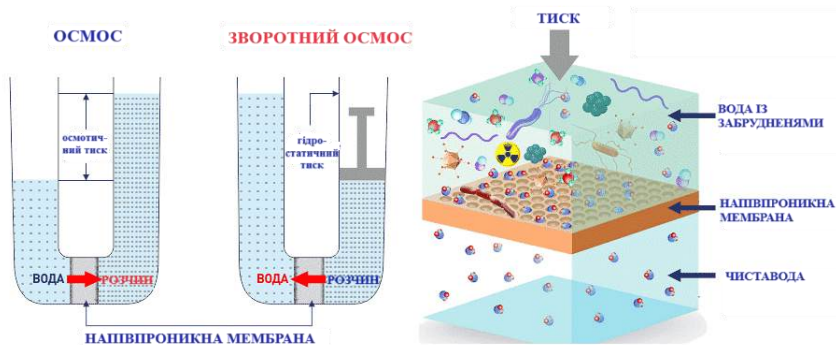


Рисунок 8.2 – Схема механізму зворотного осмосу

Тиск у зворотноосмотичних установках має бути значно більшим, оскільки їх продуктивність визначається різницею між робочим тиском і осмотичним. Головна особливість мембранного поділу полягає в тому, що в умовах, коли розміри пор мембрани можна порівняти з розмірами молекул розчинника та розчиненої речовини, змінюється механізм фільтрування. Можна виділити кілька послідовних стадій мембранного процесу: перенесення компонентів вихідного потоку до поверхні мембрани; проникнення цих компонентів у мембрану; проходження через мембрану; вихід компонентів з мембрани з протилежної сторони; поширення компонентів, які пройшли через мембрану в розчині праворуч від мембрани. Баромембранним процесам властиве явище так званої концентраційної поляризації, воно

полягає у збільшенні концентрації розчиненої речовини біля поверхні мембрани внаслідок переважного перенесення розчинника через мембрану.

Концентраційна поляризація – відношення концентрації розчиненої речовини біля поверхні мембрани до його концентрації в розділяемому розчині. Вплив концентраційної поляризації на робочі характеристики мембран негативний, тому що в цьому випадку внаслідок збільшення осмотичного тиску розчину знижується рушійна сила процесу розділення. Крім того, можливе випадання в осад і осадження на мембрані важкорозчинних солей, гелеутворення високомолекулярних сполук. В результаті падає питома продуктивність (проникність) та селективність мембран, знижується термін їхньої служби. Припускаючи, що розчинена речовина переноситься у прикордонному шарі молекулярною дифузиею та конвекцією, було отримано рівняння для визначення концентраційної поляризації КП

$$КП = \frac{\exp[(G_1/jv)]}{\varphi_u + (1 - \varphi_u) \exp[(G_1/jv)Sc^{2/3}]}, \quad (8.1)$$

де G_1 – питома проникність мембрани по розчиннику;

j – фактор Чилтона-Кольборна (для турбулентного режиму руху розчину, що розділяється $j = (\beta/v)Sc^{2/3}$);

v – середня швидкість руху розчину, що розділяється, м/с;

Sc – критерій Шмідта;

φ_u – істинна селективність мембрани ($\varphi_u = (C_3 - C_2) / C_3$);

C_2, C_3 – відповідно концентрація розчиненої речовини в ядрі потоку та біля поверхні мембрани.

Методи зниження концентраційної поляризації залежать від конструкції мембранного апарату, властивостей мембрани, вартості готового продукту, продуктивності установки та ін. Основними методами зниження концентраційної поляризації є:

- турбулізація розчину, який розділяється, що збільшує проникність і селективність мембрани внаслідок зниження концентрації розчинених речовин у пограничному шарі і наближення її до концентрації в ядрі потоку, що викликає зменшення осмотичного тиску і збільшення рушійної сили процесу;

- створення пульсуючого потоку, що підвищує швидкість пристінних шарів рідини, що зменшує ймовірність їх осідання на поверхні мембран і призводить до зниження проникності;

- використання апаратів з вузькими каналами, що спрямовано на створення ламінарного режиму руху розчину, який розділяється і що дозволяє досягти високої продуктивності невеликих за габаритними розмірами апаратів;

- підвищення температури, що зменшує в'язкість розчину, збільшуючи коефіцієнт дифузії розчиненої речовини;

- вплив на пограничний шар ультразвукових коливань.

Можна навести наступну умовну класифікацію різних мембранних процесів з погляду їхньої рушійної сили:

- градієнт електричного потенціалу: електродіаліз, електрофорез;

- градієнт концентрації: діаліз, пертракція, первапарація, пермеація, газорозділ;

- градієнт тиску: мікрофільтрація, ультрафільтрація, нанофільтрація, зворотний осмос;

- градієнт температури: термоосмос, ефект Сорета.

Первапарація – це процес випаровування через мембрану, що використовується для поділу важкороздільних сумішей. Випаровування через мембрану являє собою процес мембранного поділу рідин, коли суміш приводиться в контакт з однією стороною селективно проникної пористої мембрани, а компоненти (пермеат), що проникли через мембрану, видаляються у вигляді пари з її зворотної сторони.

В основі всіх електромембранних процесів лежить *електродіаліз* – перенесення іонів через мембрани під дією електричної сили. У випадку використання неселективних мембран, що проникні для іонів (наприклад, целофанових), можна відокремити електроліти від

неелектролітів. Якщо мембрани більш проникні для катіонів або, навпаки, для аніонів (наприклад, іонообмінні мембрани), то шляхом електродіалізу можна підвищити або знизити концентрацію іонної речовини в розчині.

В процесах концентрування харчових продуктів мембранними методами мета полягає у видаленні води (або інших небажаних компонентів) за умови збереження вихідного смаку, аромату, харчової цінності та функціональних властивостей продуктів. Мембранні методи мають характерну перевагу: вони не вимагають нагрівання або випарювання. До найважливіших технологічних параметрів баромембранних процесів відносяться швидкість фільтрації, повнота поділу (селективність) та проникність компонентів. Швидкістю фільтрації називають об'ємну витрату фільтрату, що отримується в одиницю часу з 1 м² площі поверхні мембрани. Роздільна здатність мембрани прийнято характеризувати селективністю R (%) (іноді R називають коефіцієнтом солевмісту)

$$R = 100(C_1 - C_2) / C_1, \quad (8.2)$$

де C_1 та C_2 – концентрації затримуваної речовини у вихідному розчині та фільтраті. Проникність G (л/(м³ год)) для даного тиску виражається співвідношенням

$$G = V / (F \tau), \quad (8.3)$$

де V – об'єм фільтрату, л;

F – робоча площа поверхні мембрани, м²;

τ – тривалість процесу, год.

Розрахунок осмотичного тиску. Осмотичний тиск розведених розчинів розраховують за рівнянням Вант-Гоффа:

$$p_o = cRT, \quad (8.4)$$

де c – мольна частка розчиненої речовини;

R – універсальна газова постійна;

T – абсолютна температура розчину.

Для практичного використання (8.4) вводять поправочні коефіцієнти. Тоді осмотичний тиск розраховують за рівнянням

$$p_o = i c RT, \quad (8.5)$$

де $i = 1 + \alpha'$ – коефіцієнт Вант-Гоффа;

α' – ступінь дисоціації розчиненої речовини.

Для сильних електролітів, що повністю дисоціюють на іони, осмотичний тиск визначається за рівнянням

$$p_o = \nu \Phi c RT, \quad (8.6)$$

де ν – число іонів, що утворюються в результаті дисоціації 1 молекули;

Φ – практичний осмотичний коефіцієнт ($i = \nu \Phi$).

Осмотичний тиск бінарних розчинів електролітів Осмотичний коефіцієнт безпосередньо зв'язаний з коефіцієнтом активності розчину i є важливим термодинамічним параметром: характеризує зміну активності розчинника. Він оцінює здатність електроліту зв'язувати воду з урахуванням усіх його індивідуальних властивостей. Коефіцієнт активності a_i компонента пов'язаний з його хімічним потенціалом у розчині μ_i співвідношенням

$$\mu_1 = \mu_1^0 + RT \ln a_1, \quad (8.7)$$

$$a_i = \gamma_i c_i, \quad (8.8)$$

де γ_i – коефіцієнт активності;

μ_i^0 – хімічний потенціал i -го компонента коли $a_i = 1$.

Теоретичний осмотичний коефіцієнт g визначається з виразу

$$\mu_1 = \mu_1^0 + gRT \ln c_1. \quad (8.9)$$

Коефіцієнти g та γ характеризують відхилення реальної системи від ідеальної; зазвичай вважають, що g і γ відносяться до розчинника.

Різницю хімічних потенціалів ($\mu_i - \mu_i^0$) можна записати як

$$\Delta\mu_1 = RT \ln c_1 = RT \ln(1 - c_2) \approx -gRT \ln c_2, \quad (8.10)$$

де c_1 – мольна частка розчинника;

c_2 – сумарна мольна частка розчинених речовин.

Можна показати, що

$$c_2 = (\sum m_i M_s) / 1000, \quad (8.11)$$

де M_s – маса 1 моля розчинника; підсумовування ведуть по всіх розчинених речовин;

m_i – молярність розчину i -го компонента.

Рівняння (8.10) з урахуванням (8.11) запишемо у вигляді

$$\Delta\mu_i = -RT \frac{\sum m_i M_s}{1000}.$$

Ввівши в рівняння практичний осмотичний коефіцієнт, отримаємо

$$\Delta\mu_i = -\Phi RT \frac{\sum m_i M_s}{1000}. \quad (8.12)$$

Вирішуючи спільно рівняння (8.12) і (8.10), отримаємо формулу, що зв'яже між собою практичний та теоретичний осмотичні коефіцієнти (для не надто концентрованих розчинів)

$$\Phi = -\frac{g \ln c_1}{\sum m_i M_s} 1000. \quad (8.13)$$

У разі розведених розчинів зв'язок між g і Φ виражається шляхом розкладання виразу

$$\ln c_1 = \ln \left(1 + \frac{\sum m_i M_s}{1000} \right):$$

$$\Phi = g \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\sum m_i M_s}{1000} + \frac{1}{3} \left(\frac{\sum m_i M_s}{1000} \right)^2 - \dots \right]. \quad (8.14)$$

Якщо в розчині є один електроліт, що дисоціює на ν іонів, то

$$\sum m_i = \nu m, \quad (8.15)$$

де m – моляльність розчину електроліту.

Рівняння (8.8) та (8.12) пов'язують коефіцієнт активності розчинника a_s та осмотичний коефіцієнт $\ln a_s = 0,001M_s \nu m \Phi$, де a_s – коефіцієнт активності розчинника.

Диференціюючи це рівняння з урахуванням рівняння Гіббса-Дюгема

$$c_1 \ln a_1 + c_2 \ln a_2 = 0, \quad (8.16)$$

отримаємо співвідношення Б'єрума, яке пов'язує практичний осмотичний коефіцієнт з коефіцієнтом активності:

$$d[m(1 - \Phi)] + m d \ln \gamma_{\pm} = 0. \quad (8.17)$$

В інтегральній формі рівняння (8.17) має вигляд

$$\Phi = 1 + \frac{1}{m} \int_0^m m d \ln \gamma_{\pm} \quad \text{або} \quad \ln \gamma_{\pm} = -(1 - \Phi) - 2 \int_0^m \frac{1 - \Phi}{\sqrt{m}} d(\sqrt{m}). \quad (8.18)$$

Розрахунок з урахуванням електростатичної теорії розчинів електролітів. Теорія Дебая-Гюкеля дає такі рівняння до розрахунку коефіцієнта активності:

$$\lg \gamma_{\pm} = A |z_+ z_-| \sqrt{I}, \quad (8.19)$$

$$\lg \gamma_{\pm} = \frac{|Az_+ z_-| \sqrt{I}}{1 + Bb \sqrt{I}}, \quad (8.20)$$

тут

$$A = \frac{e^3}{2,303k^{3/2}} \cdot \frac{1}{(\epsilon T)^{3/2}} \sqrt{\frac{2\pi N}{1000}} = \frac{1,8246 \cdot 10^6}{(\epsilon T)^{3/2}} \left[\text{моль}^{-1} \text{л}^{1/2} \text{К}^{-3/2} \right];$$

$$B = \left(\frac{8\pi N e^2}{1000k} \right)^{1/2} \cdot \frac{1}{(\epsilon T)^{1/2}} = \frac{50,29 \cdot 10^8}{(\epsilon T)^{1/2}} \left[\text{см}^{-1} \text{моль}^{1/2} \text{л}^{1/2} \right],$$

де e – заряд іона;

N – молярна концентрація речовини еквівалента у розчині;

b – відстань між іонами в умовах максимального зближення;

z_+ та z_- – валентність відповідно катіону та аніону;

k – константа Больцмана;

ϵ – діелектрична проникність;

I – іонна сила розчину, що дорівнює напівсумі добутків моляльностей всіх іонів у розчині на квадрат їхньої валентності, тобто $I = 0,5 (m_1 z_1^2 + m_2 z_2^2 + \dots + m_i z_i^2) = \sum (m_i z_i^2) / 2$.

Рівняння (8.19) справедливе для дуже розбавлених розчинів, рівняння (8.20). Якщо вважати, що молекула дисоціює на ν видів іонів загальним числом ν , то рівняння (8.20) з урахуванням співвідношення (8.18) приводиться до виду

$$\Phi = 1 - \left[\frac{bNe^6}{1000(ekT)^3} \right]^{1/2} \frac{\left(\sum_1^p c_i z_i^2 \right)^{3/2}}{3c_i} . \quad (8.21)$$

Для розрахунку осмотичного коефіцієнта використовується рівняння Гіббса-Дюгема з урахуванням другого наближення Дебая-Гюккеля – рівняння (8.20):

$$\Phi = 1 - \frac{A|z_+z_-|}{b^3I} \left[(1+b\sqrt{I}) - 2 \ln(1+b\sqrt{I}) - \frac{1}{1+b\sqrt{I}} \right]. \quad (8.22)$$

Точність цього рівняння можна істотно підвищити, ввівши до нього члени з вищими порядками по I ,

$$\Phi = 1 - \frac{A|z_+z_-|}{b^3I} \left[(1+b\sqrt{I}) - 2 \ln(b+1)\sqrt{I} - \frac{1}{1+b\sqrt{I}} \right] + BI + CI^2 + DI^3 . \quad (8.23)$$

Рівняння (8.23) можна використовувати для розрахунку осмотичного коефіцієнта змішаного розчину електролітів типу $I-I$ та $II-II$. Метод малоприматний для електролітів, які дисоціюють на іони з великим зарядом.

Чинники, що впливають на баромембранні процеси: тиск, температура, гідродинамічні умови, електричні та магнітні поля, ультразвукові хвилі, осадоутворення на мембранах.

Тиск. Основним фактором, що впливає на процес зворотного осмосу та ультрафільтрації, є робочий тиск. Зі збільшенням тиску збільшується ефективна рушійна сила процесу і, відповідно, зростає величина проникності мембрани. У тих випадках, коли мембрана не змінює своєї структури під дією тиску, проникність води лінійно зростає зі збільшенням ефективної рушійної сили, оскільки проникність розчиненої речовини мала порівняно з проникністю води. Загальна проникність добре описується рівнянням:

$$G = A(P - P_0) , \quad (8.24)$$

де G – проникність води;

A – константа для системи мембрана – розчин за певних зовнішніх умов;

$P - P_0$ – різниця осмотичних тисків розчинів по обидві сторони мембрани.

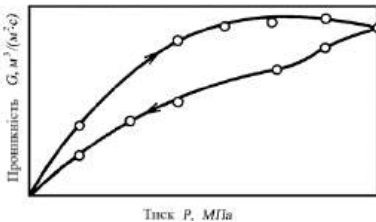


Рисунок 8.3 – Петля гістерезису $G = f(P)$ для ацетатцелюлозних

розділяється, типу мембрани, конструкції апарату, гідравлічного опору міжмембранного каналу і дренажу та ін. Внаслідок впливу високого тиску на полімерні мембрани спостерігаються значні залишкові деформації: після зняття тиску структура мембрани не повертається у вихідний стан. Повільне, але безперервне зниження питомої продуктивності спостерігається протягом усього терміну служби полімерної мембрани.

Як критерій, що характеризує в'язкоеластичні властивості мембрани, приймають площу петлі гістерезису, що описується кривою $G = f(P)$ в процесі послідовного збільшення тиску від нуля до деякого значення, а потім зміні тиску у зворотній послідовності (рис. 8.3). У мембран з більшою площею петлі гістерезису та безперервній роботі проникність знижується значно швидше і момент, коли експлуатація її стає недоцільною, настає раніше. Максимум кривої проникності пояснюється тим, що внаслідок зменшення діаметра пор в активному шарі ефективна площа мембрани знижується швидше, ніж збільшується рушійна сила процесу за рахунок підвищення робочого тиску. Проникність та залишкова деформація мембрани ізотропною та товщиною не залежать від положення мембрани.

Проникність мембрани G_1 залежно від тиску P для будь-яких мембран на основі целюлози, незалежно від їх структури та усадки, визначається виразом

$$G_1 = b_1 + b_2 \lg P, \quad (8.25)$$

де b_1 та b_2 – постійні для конкретної системи мембрана – розчин.

Для мембран з жорсткою структурою і в'язкісному характері протікання пермеату в порах справедлива лінійна залежність проникності G_1 від різниці тисків ΔP

$$G = A_1 (P - \Delta\pi) = A_1 \Delta P, \quad (8.26)$$

де A_1 – константа проникності розчинника.

Для оцінки впливу тиску P на селективність ϕ запропоновано вираз

$$\phi = a_1 P / (a_2 P + 1), \quad (8.27)$$

де a_1 та a_2 – постійні для конкретної системи мембрана – розчин.

Вплив тиску на селективність мембрани може бути різним та залежить від сили взаємодії компонентів розчину з матеріалом мембрани. *Температура.* Вплив температури розчину процес має складний характер. Збільшення температури зменшує в'язкість та густину розчину та одночасно збільшує його осмотичний тиск. Якщо зменшення в'язкості і густини призводить до збільшення проникності, збільшення осмотичного тиску знижує рушійну силу і зменшує проникність. Ступінь впливу тих чи інших факторів залежить від природи розчиненої речовини та концентрації розчину. Вплив температури на селективність стає дедалі помітнішим з підвищенням концентрації. Вплив температури на проникність під час розділення розчинів невисокої концентрації практично повністю визначається зміною в'язкості розчину і добре описується рівнянням

$$G \mu = const, \quad (8.28)$$

де G – проникність розчинника;

μ – в'язкість розчину.

Для концентрованих розчинів величина $G \mu$ зменшується зі збільшенням температури. Аналіз даних про вплив температури на селективність та проникність ацетатцелюлозних мембран для зворотного осмосу для розділення розчинів показує, що з підвищенням температури (приблизно до 50°C) проникність мембрани спочатку збільшується обернено пропорційно в'язкості рідини (рис. 7.4). Потім залежність $G = f(t)$ починає відхилятися від цієї закономірності, зменшується проникність і для $t = 85^\circ\text{C}$ падає до нуля. Цей ефект можна пояснити усадкою та повним стягуванням пор мембрани в процесі структурування полімеру, що закінчується за зазначеної температури і підтверджується, зокрема, незворотною зміною властивостей цих мембран після роботи за температури понад 50°C. Селективність ацетатцелюлозних мембран з підвищенням температури до 60°C незначно зростає, потім залишається практично постійною.

З підвищенням температури суттєво зростає проникність мембрани, це може знайти

практичне застосування для фракціонування компонентів водних розчинів недисоціюючих речовин, що відрізняються один від одного полярністю, а також електролітів від недисоціюючих речовин. Врахування впливу температури на характеристики мембран для зворотного осмосу з жорсткою структурою може бути проведено за рівнянням

$$C_2 = \frac{-z\sqrt{z^2 + 4(aA_1T + A_2c)A_2x_1\mu_b}}{2(aA_1T + A_2c)}, \quad (8.29)$$

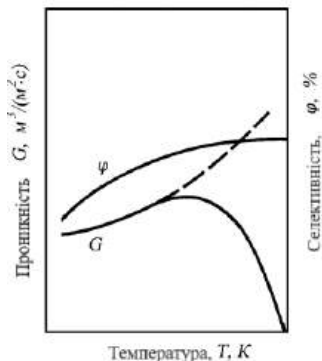


Рисунок 8.4 – Залежність селективності та проникності ацетатцелюлозної мембрани від температури та в'язкості

де $z = A_1(P - P_o) + A_2(\mu_b - x_1c)$;
 P – робочий тиск;
 P_o – осмотичний тиск;
 μ_b – в'язкість води;
 x_1 – концентрація вихідного розчину;
 a і c – константи;
 A_1 та A_2 – константи проникності відповідно води і розчиненої речовини;
 T – температура розчину.

За рівнянням (8.29) можна розрахувати значення концентрації пермеату x_2 за необхідної температури. Підвищення температури в процесах мікро- та ультрафільтрації призводить зазвичай до збільшення і проникності, і селективності мембрани. Пояснюється тим, що зменшується в'язкість пермеату, і навіть значно знижується вплив концентраційної поляризації на характеристики мембран.

Концентрація. Збільшення концентрації розчину призводить до зменшення рушійної сили процесу збільшення в'язкості і густини розчину, що знижує величину проникності. Для врахування зміни проникності

у зв'язку зі зміною концентрації запропоновано наступне емпіричне співвідношення

$$G = \Delta P \rho \mu k_1 / (k_2 + x^n), \quad (8.30)$$

де k_1, k_2, n – константи, що характеризують конкретну систему: мембрана – розчин;
 x – концентрація вихідного розчину;
 ρ – густина розчину;
 μ – в'язкість розчину.

Залежність селективності від концентрації має складніший характер. У разі поділу розчинів невисокої концентрації селективність суттєво не змінюється зі зміною концентрації, а падіння концентрації вважатиметься лінійним. Зі збільшенням концентрації розчинених речовин погіршуються робочі характеристики мембран – питома продуктивність і селективність. Під час концентрування підвищується осмотичний тиск розчину, отже, знижується ефективна рушійна сила процесу поділу; крім того, збільшується в'язкість, внаслідок чого зменшується коефіцієнт масовидачі. З цих причин питома продуктивність мембран може знизитися до настільки малих значень, що практичне використання баромембранних процесів стає недоцільним.

Залежність селективності від концентрації розчину в інтервалі можливих змін концентрацій у процесі зворотного осмосу може бути підрозділена на три області: область *I* характеризується підвищенням селективності, область *II* – селективність є практично постійною, область *III* характеризується різким падінням селективності і проникності

(рис. 8.5).

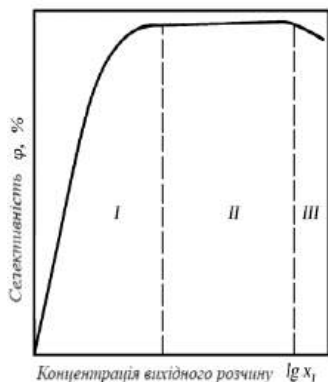


Рисунок 8.5 – Залежність селективності мембрани від концентрації вихідного розчину (x_1 , моль/дм³)

Електричне поле. Накладення електричного поля істотно впливає на перенесення речовини через мембрану і відповідно – на її селективні властивості. Ефекти, що спостерігаються, залежать від типу системи, що розділяється, структури мембрани, виду речовини, яка підводиться до мембрани, електричного поля (постійний або змінний струм) та інших факторів. Встановлено, що в умовах накладання постійного електричного поля до мембрани (для зворотного осмосу) суттєво змінюються основні характеристики перенесення іонів через мембрану: швидкість перенесення одних іонів зростає, а інших зменшується, внаслідок чого різко збільшуються коефіцієнти поділу. Процес, що відбувається в умовах одночасного впливу градієнтів тиску та електричного потенціалу, був названий *електроосмофільтрацією*. В процесі електроосмофільтрації катіони, що проникають через прикатодну мембрану, відводяться з пермеатом у вигляді основ, а аніони, що проникають через прианодну мембрану – у вигляді кислот. Іони, що затримуються мембраною, накопичуються в розчині, що розділяється. Якщо розчин, що розділяється, містить кілька катіонів або

аніонів, то зміною щільності струму можна регулювати ступінь їх поділу.

Магнітне поле. Дослідження показали, що магнітна обробка води перед проведенням зворотного осмосу сприяє тривалій роботі мембрани без помітного погіршення її характеристик. **Акустичні коливання.** У рідині поширення акустичної хвилі викликає (звуковий) тиск, під дією якого рідина піддається змінному стисканню та розтягуванню, що супроводжується утворенням бульбашок, заповнених паром та газом, розчиненим у рідині. Ці бульбашки називаються кавітаційними, а саме явище – ультразвуковою кавітацією. Утворення мікробульбашок під дією акустичних коливань називається кавітаційною стійкістю і залежить від присутності в рідині газових зародків і домішок твердих або розчинених речовин та інших факторів. Встановлено, що акустичні коливання і ефекти (кавітація та ін.), що виникають впливають на вирівнювання концентрації розчинених речовин у пограничних шарах і в усьому об'ємі апарату. Лінійне зростання коефіцієнта масовіддачі відбувається не тільки внаслідок інтенсифікації процесу перенесення речовини від поверхні мембрани в ядро потоку, але і внаслідок одночасного зниження концентраційної поляризації.

Природа та склад розчинених речовин. На селективність і значною мірою проникність мембран визначальний вплив надає природа розчинених речовин. Встановлені такі принципи поділу розчинів речовин різної природи: неорганічні речовини (електроліти) затримуються мембранами краще, ніж органічні тієї ж молекулярної маси; серед споріднених сполук краще затримуються речовини із більшою молекулярною масою; речовини, які можуть утворювати зв'язок з мембраною, затримуються мембраною тим краще, чим менш міцний цей зв'язок.

Показник концентрації іонів водню (pH середовища). Селективність мембран під час зворотного осмотичного поділу розчинів електролітів мінімальна для pH 5 – 6. Для багатовалентних розчинів солей, а також для розчинів електролітів досить високої концентрації помітного впливу pH на селективність мембран не виявлено. Встановлено, що проникність високоселективних мембран розчинником зі зміною pH в процесі ультрафільтрації практично не змінюється. У той самий час проникність мембрани по білку сильно залежить від pH. Різке збільшення селективності в області pH 9 – 10, очевидно, обумовлено збільшенням асоціації молекул білку поблизу ізоелектричної точки. Підйом кривих в області значення pH < 7, ймовірно, пов'язаний зі збільшенням взаємного притягання молекул білка з надлишковим позитивним зарядом і поверхні мембрани, що має невеликий негативний заряд.

Осадоутворення на мембранах. На тривалість та надійність роботи мембран великий вплив надає процес осадоутворення. Шар осаду, що утворюється, який, як правило, є соленепроникним, забиває поверхневі пори мембрани, створює додатковий опір потоку і масоперемачі в граничному шарі, в результаті чого збільшується концентраційна поляризація на мембранах і знижується їх солезатримуюча здатність і продуктивність. Хімічний склад осадів, що утворюються під час опріснення та очищення води різного типу, дуже різноманітний. На процеси зворотного осмосу негативно впливає утворення в апаратах відкладень малорозчинних солей кальцію, гідроксиду заліза та марганцю, а також завислих речовин та високомолекулярних сполук.

Мембранні методи у харчовій промисловості використовуються для обробки розсолів та маринадів видаленням через мембрану солей, кислот та води; виділення харчової лактози із молочних розчинів (сироватки, пахти); концентрування фруктових соків, кави без фазових перетворень, теплового руйнування чи втрат летких речовин; концентрування протеїнів яєчного білку, протеїнів молочної сироватки та желатину без теплового чи механічного руйнування та ін.

8.2. Характеристика мембран

Мембрана – напівпроникна перегородка, що пропускає певні компоненти рідких чи газових сумішей. Вона повинна мати високу роздільну здатність (селективність); високу питому продуктивність (проникність); хімічну стійкість до дії середовища системи, що розділяється; механічну міцність. Напівпроникні мембрани, за допомогою яких здійснюється процес поділу водних розчинів, є основною частиною мембранного апарату, яка визначає технологічні, технічні та експлуатаційні характеристики апаратів. Напівпроникні мембрани виготовляють із різних полімерних матеріалів, пористого скла, графітів, металеві фольги та ін. Від матеріалу мембрани залежать її властивості (хімічна стійкість, міцність) та структура. Мембрани поділяють на пористі та дифузійні.

Пористі мембрани мають як анізотропну, так і ізотропну структуру. Мембрани з анізотропною структурою мають поверхневий тонкопористий (названий активним або селективним) шар товщиною 0,25 – 0,50 мкм. Компоненти суміші поділяються саме цим шаром, що розташовується з боку оброблюваного розчину. Великопористий шар товщиною близько 100 – 200 мкм, що знаходиться під активним шаром, є підкладкою, що підвищує механічну міцність мембрани. Мембрани з анізотропною структурою характеризуються високою питомою продуктивністю, відсутністю закупорки пор у процесі їх експлуатації. Для мембран з ізотропною структурою характерне швидке зниження проникності внаслідок закупорки пор колоїдними або зваженими частинками, що містяться в розчинах.

Дифузійні (непористі) мембрани застосовують для поділу газів та рідких сумішей методом випаровування через мембрану. Вони є квазігомогенними гелями, через які розчинник і розчинені речовини проникають під дією градієнта концентрацій (молекулярна дифузія). Швидкість, з якою через мембрану проходять окремі компоненти, залежить від енергії активації під час взаємодії частинок, що переносяться, з матеріалом мембрани, а також від рухливості окремих ланок мембранної матриці і від властивостей дифундуючих компонентів розчину. Слід зазначити, що швидкість дифузії тим вища, чим слабше пов'язані між собою окремі ланки полімерного ланцюга в гелевому шарі, тобто чим сильніше набухає мембрана. Тому для виготовлення дифузійних мембран найбільш прийнятними є ліофільні матеріали.

Швидкість проходження молекул через дифузійну мембрану прямо пропорційна коефіцієнту дифузії, який визначається розмірами молекул та їх формою. Тому дифузійні мембрани найбільш раціонально застосовувати для поділу компонентів, що мають практично однакові властивості, але різняться розмірами та формою молекул. Проникність дифузійних мембран майже не знижується з часом. Дифузійні мембрани мають великий гідродинамічний опір, тому їх слід застосовувати у вигляді ультратонких плівок завтовшки близько 0,02 – 0,04 мкм, закріплених на пористих підкладках. Залежно від типу баромембранних апаратів пористі і дифузійні мембрани виготовляють листовими, трубчастими чи у вигляді порожнистих

волокон з внутрішнім діаметром 20 – 100 мкм з товщиною стінки 10 – 50 мкм. Мембрани можна виготовляти також на пористих носіях (підкладках) різної конфігурації, так звані композитні або комбіновані мембрани.

Мембрани (полімерні) які ущільнюються. До них відносяться мембрани, які під впливом тиску чи будь-яких інших факторів ущільнюються. Ці мембрани відрізняються еластичністю, що спрощує їхню герметизацію в апаратах. Найбільше застосування отримали полімерні мембрани з ліофільних матеріалів, що мають високу питому продуктивність. За типами структур мембрани можуть бути симетричними та асиметричними. З тим, щоб досягти можливо більшої продуктивності за достатньої чистоти пермеату (фільтрату), розділюючий шар мембрани повинен бути настільки можливо тоншим і в той же час забезпечувати високу селективність. Будучи тонкою, мембрана має забезпечувати високу механічну міцність щодо деформацій у широкому діапазоні температур. У зв'язку з цим було розроблено асиметричні мембрани. В асиметричних мембранах мікропористий шар (99,5% товщини мембрани), що не створює опору перенесенню, є лише підкладкою для селективного непористого робочого шару.

Мембрани з анізотропною структурою одержують із розчинів полімерів з різними добавками, що перешкоджають ущільненню полімеру внаслідок дії капілярних сил, які і видаляють розчинники або попередньо введені до них добавки. Для отримання листових напівпроникних мембран застосовують сухий (спонтанний), мокрий (коагуляційний) та термальний методи. У сухому методі полімер, наприклад ефір целюлози або суміш ефірів, розчиняють у розчинниках типу ацетону і до цього розчину додають відповідні пороутворюючі агенти (етанол, бутанол, воду, гліцерин та ін.). Переваги мембран, отриманих цим методом, – можливість їх зберігання та транспортування у сухому вигляді. У процесі випаровування розчинника підвищується концентрація полімеру в розчині, знижується швидкість випаровування розчинника, у результаті на поверхні півки утворюється активний шар. Пористість мембран можна регулювати, змінюючи концентрацію та умови випаровування розчинів (наприклад, температуру), а також вводячи солі та інші водорозчинні речовини.

Мокрий метод формування мембран полягає в тому, що розчин, який складається з ацетату целюлози, розчинника (ацетону та води) та пороутворювача (перхлорату магнію, іноді формаміду) у співвідношенні 22,2:66,7:10,0:1,1 % (мас.), наносять тонким шаром на скляну пластину, підсушують кілька хвилин і потім півку, що утворюється разом з пластиною занурюють в холодну воду (близько 0°C), в якій витримують протягом 1 години до відшарування півки від пластини. У початковій стадії формування ацетон швидко випаровується з поверхні розчину полімеру і на ній утворюється гелеподібний шар, що перешкоджає видаленню розчинника з більш глибоких шарів полімеру розчину. Надалі цей шар перетворюється на активний.

Термальний метод формування мембран полягає в термічній желатинізації суміші полімеру та відповідних пластифікаторів, наприклад, полігліколів. Компоненти змішують, розплавляють та охолоджують, отримуючи так звані термальні гелі. Розчинна здатність пластифікаторів, а отже, і ступінь розчинення полімеру змінюється разом з температурою. У міру зниження температури розплаву макромолекули полімеру взаємодіють між собою та утворюють гелеподібну структуру. В результаті поділу фаз утворюються пори. Термальні гелі дуже хороші як підкладки в комбінованих (композитних) мембранах, тому що можуть мати ізотропну структуру, а власне термічна желатинізація дозволяє отримати структуру полімерної півки практично будь-якої пористості. Термальний метод формування використовують також для отримання мембран пресуванням за умови підвищених температур трикомпонентних композицій, що включають ефір целюлози (триацетат), пластифікатор (диметилсульфоксид та ін) та пороутворювач – поліол (три або тетраетилгліколь). Сьогодні розроблені та випускаються мембрани на основі ароматичних поліамідів типу УПМ (табл. 8.1).

Мембрани з ізотропною структурою отримують опроміненням тонких полімерних півок зарядженими частинками або електромагнітним випромінюванням з подальшим травленням хімічними реагентами, через що їх називають ядерними мембранами, або

«нуклеопорами». Внаслідок деструкції молекулярна маса полімеру вздовж треку зарядженої частинки стає значно меншою, ніж у радіаційно неушкоджених місцях. Тому підвищується чутливість області треку до хімічної дії. Щоб у результаті хімічного травлення утворилися наскрізні практично однакового діаметра пори, слід застосовувати випромінювання з високою щільністю іонізації, зокрема α -частки і протони.

Таблиця 8.1 – Основні властивості мембран на основі похідних целюлози

Марка	Пористість, %	Продуктивність для 20°C по воді*		Діаметр пор, мкм	Вміст, %	Робочий діапазон pH
		л/(м ² добу)	мл/(см ² ·хв)			
Мембрани для зворотного осмосу						
МГА-70	72–78	1000	–	–	–	4–7
МГА-80	72–78	600	–	–	70	4–7
МГА-90	72–78	350	–	–	80	4–7
МГА-95	72–78	250	–	–	90	4–7
МГА-100	72–78	100	–	–	95	4–7
МГЕ-70	–	500	–	–	97,5	1–14
МГЕ-80	–	250	–	–	–	1–14
МГЕ-90	–	180	–	–	–	1–14
Мембрани для ультрафільтрації						
УАМ-50	72–78	30–130	–	До 0,005	–	4–7
УАМ-100	72–78	140–390	–	0,005–0,01	–	4–7
УАМ-150	72–78	400–790	–	0,01–0,015	–	4–7
УАМ-200	72–78	800–1400	–	0,015–0,02	–	4–7
УАМ-300	77–83	1600–3200	–	0,02–0,03	–	4–7
УАМ-500	77–83	4500–7000	–	0,03	–	4–7
УЕМ-100	68–72	29–58	–	0,0075–	–	1–14
УЕМ-200	68–72	72–140	–	0,0125	–	1–14
УЕМ-300	70–74	160–360	–	0,0175–0,0225	–	1–14
УЕМ-500	72–76	430–580	–	0,0275–0,0325	–	1–14
Мембрани для мікрофільтрації						
МФА-МА № 1	75–80	–	0,5–0,99	0,05–0,15	–	1–10
МФА-МА № 2	75–80	–	1,0–2,99	0,151–0,25	–	1–10
МФА-МА № 3	75–80	–	3,0–5,99	0,251–0,35	–	1–10
МФА-МА № 4	77–83	–	6,0–9,99	0,351–0,45	–	1–10
МФА-МА № 5	77–83	–	10,0–13,9	0,451–0,55	–	1–10
МФА-МА № 6	77–83	–	14,0–19,9	0,551–0,65	–	1–10
МФА-МА № 7	78–85	–	20,0–25,9	0,651–0,75	–	1–10
МФА-МА № 8	78–85	–	26,0–31,9	0,751–0,85	–	1–10
МФА-МА № 9	78–85	–	32,0–41,9	0,451–0,95	–	1–10
МФА-МА №10	78–83	–	42,0–55,0	0,951–1,05	–	1–10
МФА-А № 1	75–80	–	8,0–14,0	0,2	–	1–10
МФА-А № 2	77–83	–	17,0–25,0	0,5	–	1–10
МФА-ЕМ № 1	75–80	–	8,0–14,0	0,2	–	1–10
МФА-ЕМ № 2	77–83	–	17,0–25,0	0,5	–	1–10
МФЦ № 1	75–80	–	0,5–5,9	–	–	1–10
МФЦ № 2	75–80	–	6,0–13,9	–	–	1–10
МФЦ № 3	77–83	–	14,0–25,9	–	–	1–10
МФЦ № 4	78–85	–	26,0–42,0	–	–	1–10
МФЕ № 1	–	–	0,6–6,0	–	–	1–14
МФЕ № 2	–	–	6,1–19,9	–	–	1–14
МФЕ № 3	–	–	20,0	–	–	1–14

* Продуктивність мембран визначена за таких тисків: для зворотного осмосу – 5 МПа, для ультрафільтрації – 0,15 МПа, для мікрофільтрації – 0,05 МПа.

Однак важкі заряджені частинки з високою іонізуючою здатністю мають у полімері невеликий пробіг. Тому їх доцільно використовувати для опромінення тонких плівок завтовшки до 10 – 15 мкм. Для збільшення деструкції матеріалу вздовж треку доцільно опромінення частинками поєднувати з додатковим опроміненням ультрафіолетовим світлом, рентгенівськими променями, γ -променями або електронами. Коли велика заряджена частка (важкий позитивний іон) проходить через речовину, вона вибиває зовнішні електрони атомів у кристалічних решітках, утворюючи так званий клин збуджених іонів. Для більшості полімерів можливим механізмом утворення

треків є розрив хімічних зв'язків. Заряджені частинки іонізують і збуджують макромолекули полімеру розривом ланцюгів, кінці яких мають високу хімічну активність. Тому надалі після занурення опроміненої плівки у кислоту або луг на місці треків утворюються пори, які мають конічну форму, причому кут конуса θ залежить від відношення R швидкості вилугування по осі треку до швидкості розчинення неопроміненої полімерної плівки. Для великих значень кут конуса θ зменшується, і форма пор, що утворюються, наближається до циліндричної.

На структуру мембран значний вплив мають такі фактори: тип зарядженої частинки, присутність домішок у полімері, концентрація розчину, вид і тривалість додаткового опромінення, тривалість хімічного травлення. В даний час можна отримувати ядерні мембрани з порами діаметром від 4 нм до кількох десятків мікрометрів. Товщина цих мембран змінюється від 1 км до кількох мікрометрів (зазвичай близько 10 км). На поверхні ядерних мембран є частково перекриті пори (рис. 8.6). Оскільки точки, в яких іони потрапляють на плівку, що опромінюється, розподіляються за законом випадкових чисел, число таких перекриттів швидко зростає зі збільшенням діаметра пор і дози опромінення. Однак напрями руху окремих іонів у пучку практично ніколи не бувають суворо паралельними. Тому навіть у тих випадках, коли входні отвори частково перекриваються, пори всередині плівки часто виявляються розділеними. Внаслідок цього ядерні мембрани навіть із частково перекритими порами залишаються високоселективними.

Переваги ядерних мембран: відхилення діаметрів пор від номінального значення не перевищує 10 %; правильна, практично кругла форма поперечного перерізу пор (див. рис. 8.6); можливість отримання мембран із заданим числом та діаметром пор; дуже вузький розподіл пор за діаметром; можливість використання матеріалів, стійких до агресивних середовищ; вони пасивні в біологічному відношенні, не руйнуються бактеріями і не мають бактерицидних властивостей; їх можна піддавати термічній та хімічній обробці та ін.

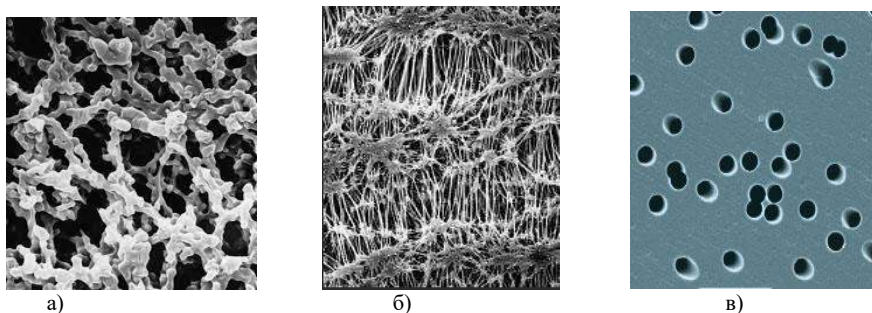


Рисунок 8.6 – Порівняння форми та розміру пор у фільтрах «Міліпор» (а) (середній діаметр пор 0,45 км), флуоропор (б) (середній діаметр пор 0,5 км) та ядерних фільтрах (в) (характерний діаметр пор 0,40 км)

Властивості полімерних мембран, здатних до ущільнення визначаються їхньою структурою, обумовленою хімічною природою, наявністю заряджених частинок (на молекулярному рівні) і мікрокристалітною структурою (надмолекулярний рівень) – пористістю, розміром пор, розподілом пор за розмірами та ступенем її асиметрії. Найбільш складна структура анізотропних мембран. Наприклад, детальне вивчення поперечного зрізу ацетатцелюлозних мембран, проведене за допомогою електронного мікроскопа, виявило три шари з різними за структурою та розмірами пор: А – активний шар, В – підшар, С – крупнопористий шар.

Для оцінки проникності та селективності мембран важливо знати ступінь кристалічності полімеру, з якого вони виготовляються. Кристалічність визначаються також різні параметри, що характеризують хімічні та механічні властивості мембран. Полімерні мембрани з високим ступенем кристалічності зазвичай менш проникні, ніж мембрани з

аморфною структурою. Співвідношення між кристалічною та аморфною фазами дуже впливає на механічні властивості полімерних мембран. Окремі кристаліти є дуже жорсткими, особливо у напрямку їх поздовжньої осі. Своєю жорсткістю кристаліти перешкоджають стисканню полімерних мембран; аморфні ділянки полімеру, розташовані між кристалітами, легко піддаються деформації. Ступінь деформації їх може сильно змінюватися зі зміною температури (нижче за температуру скловання $t_{ск}$ жорсткість аморфної фази може бути значною), а також у присутності пластифікаторів.

Мембрани із жорсткою структурою. До них відносяться металеві мембрани, з пористого скла, нанесені, динамічні та ін. *Металеві мембрани* виготовляють вилуговуванням або сублимацією одного з компонентів сплаву. Отримані мембрани відрізняються високою пористістю і дуже вузьким розподілом пор за розмірами. Діаметр пор в таких мембранах становить 0,1 – 5,0 мкм, але в разі необхідності його можна зменшити, використовуючи в процесі виготовлення мембран тонку металеву фольгу. Металеві мембрани можна виготовляти також спіканням металевого порошку за високої температури. Діаметр пор у мембранах, отриманих таким способом, знаходиться в межах від декількох мікрометрів до десятків і навіть сотих часток мікрометра. Основна перевага металевих мембран – однорідність структури та розмірів пор. Ці мембрани не схильні до впливу бактерій, хімічно стійкі в різних середовищах. Їх можна очищати зворотним потоком води або будь-якої іншої рідини або прожарюванням.

Мембрани з пористого скла мають високу хімічну стійкість і жорсткість структури, не схильні до дії мікроорганізмів. Мембрани з пористого скла виготовляють у вигляді пластин, плівок, трубок, капілярів, порожнистого волокна; їх можна піддавати як тепловій стерилізації так і хімічній.

Нанесені мембрани. Залежно від способу отримання мембрани можна розділити на просочені і напилені. Для отримання просочених мембран як пористої основи використовують різні матеріали: пористу нержавіючу сталь, металокерамічні перегородки, а як речовини, що зменшують розміри пор, – нерозчинні солі, які утворюються на поверхні пор в результаті хімічної взаємодії між спеціально підібраними розчинними солями.

Напилені мембрани отримують напильником на мікропористу підкладку різних речовин (з розчинів і розплавів полімерів, металів та ін), що мають схильність до зчеплення з матеріалом підкладки. Змінюючи товщину напильного шару на підкладку, можна спрямовано регулювати розмір пор. Прикладом напильних мембран можуть бути ультратонкі мембрани, отримані плазмовою полімеризацією: тліючим розрядом, органічних сполук з подальшим осадженням продуктів полімеризації на пористій підкладці. Такі мембрани називають плазмовими. Полімеризація в тліючому розряді може бути здійснена як з розрядом між електродами, так і безелектродним розрядом – радіохвильовим і мікрохвильовим. Різновидом напильних мембран є композитні мембрани. Їх одержують конденсацією полімеру (завичай нецелюлозного типу) на пористій підкладці (наприклад, з полісульфону). Товщина активного шару цих мембран становить 25 – 50 нм. Перспективність композитних мембран зумовлена такими перевагами: мала товщина активного шару; великий вибір матеріалів їхнього виготовлення; не потрібні дренажні матеріали.

Динамічні мембрани отримують фільтруванням розчину, що містить спеціальні добавки диспергованих речовин через пористі підкладки. Підкладки, маючи номінальний розмір пор від 5 нм до 5 мкм, не здатні затримувати молекули та іони розчинених низькомолекулярних речовин. Однак у результаті сорбції дисперсних частинок поверхні підкладки, зверненої до розчину, утворюється напівпроникний шар. У створенні апаратів з динамічними мембранами виникають певні труднощі розробки способів кріплення і герметизації пористих підкладок. Тому найкраща конструкція апарату типу «кожухотрубчастий теплообмінник», який має пористі трубки малого діаметра, що дозволяє отримати в одиниці об'єму велику поверхню мембран. Перевагами динамічних мембран є: висока питома продуктивність, практично необмежений термін служби. У разі механічного пошкодження динамічної мембрани можливе самовідновлення в результаті відкладення на підкладці нового напівпроникного шару.

Рідкі мембрани. Під рідкими мембранами розуміють мембрани з рідиною, іммобілізованою всередині пор мікропористої підкладки. Якщо мембрана змочується рідиною, то остання може утримуватись у порах за рахунок капілярних сил. Тиск, необхідний для витіснення рідини з пор, називається капілярним тиском і змінюється обернено пропорційно діаметру пор, тому для досить малих пор рідина утримується на підкладці в умовах різниці тисків під та над мембраною в кілька атмосфер. Поділ рідких систем за допомогою рідких мембран полягає в тому, що основним опором перенесення речовини є дифузія цієї речовини через рідку плівку, сформовану такими способами:

1) тонка рідка плівка (вільно розташована або укладена в отворах стінки або сітки сепараторів, що відокремлюють дві рідини, що розділяються);

2) тонкий шар рідини (або плівки), укладений між двома паралельними полімерними плівками;

3) рідка плівка, пов'язана з матеріалом мембрани (підкладки) та перекриває її пори;

4) «мембранна» рідина охоплює краплі рідини (дисперсна фаза), розподілені в іншій рідині (суцільна, або дисперсійна фаза), тобто система являє собою емульсію.

Поверхня рідких мембран, одержаних першими двома способами, порівняно невелика. Найбільша поверхня рідких мембран досягається у четвертому способі. Тому для промислової реалізації найбільш перспективними є рідкі мембрани в емульсійній системі. Речовина, що проходить через рідку мембрану, розчиняється в ній, дифундує через мембрану і потім переходить в іншу рідку фазу. Що тонша мембрана, то швидше протікає перенесення речовини. Процес поділу за допомогою рідких мембран може бути здійснений у вже відомих апаратах для проведення рідинної екстракції, наприклад, розпилювальної колоні або в роторно-дисковому екстракторі.

Методи очищення мембран. Під час проведення мембранних процесів в результаті концентраційної поляризації на поверхні мембрани утворюється шар слабorozчинних солей (зворотний осмос), гель (ультрафільтрація) або осад мікрочастинок (мікрофільтрація). Методи очищення мембран залежать від ступеня та виду забруднень вихідного розчину, типу апарату та мембранного процесу, вимог до якості пермеату тощо.

Для очищення мембран використовують механічні, гідродинамічні, фізичні та хімічні методи. *Механічне очищення* – механічна дія на робочу поверхню мембрани (наприклад, еластичною губкою із застосуванням миючих засобів). *Гідродинамічне очищення* – пульсаційний вплив на забруднену поверхню мембрани розчином, що розділяється або промивною рідиною (водою), турбулізація потоку, промивання газорідної емульсією (сумішшю води і повітря), зворотне продування мембрани стисненим повітрям, зворотний потік рідини. Крім того, під час різкого скидання тиску в апараті забруднення відшаровуються від мембрани та вимиваються сильним потоком води. *Фізичне очищення* – вплив на мембрану різних (електричних, магнітних, ультразвукових) полів. *Хімічне очищення* – промивання робочої поверхні різними хімічними реактивами (розчином соляної, лимонної кислоти, содою тощо.).

8.3. Апарати для баромембранних процесів

Баромембранні апарати класифікуються:

за способом укладання мембран: на апарати з плоскими, з трубчастими мембранними елементами, мембранними елементами рулонного типу, мембранами у вигляді порожнистих волокон;

за положенням мембранних елементів: на горизонтальні, вертикальні;

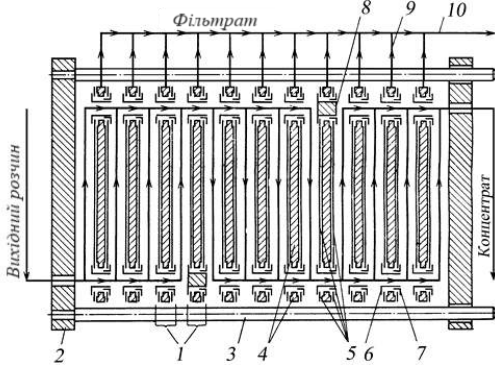
за умовами демонтажу: на розбірні та нерозбірні.

Вони можуть бути корпусні та безкорпусні. Мембранні апарати можуть працювати в режимі ідеального витіснення, так і в режимі ідеального перемішування.

Апарати з плоскими мембранними елементами випускають у різних модифікаціях: корпусними та безкорпусними, з центральним та периферійним виведенням пермеату, із загальним відведенням пермеату або окремо з кожного елемента. За формою мембранні елементи виготовляють круглими (еліптичними) та прямокутними (квадратними). В них

мембранний елемент складається з плоских мембран, покладених з обох боків плоского пористого матеріалу. Відстань між сусідніми мембранними елементами, яким протікає вихідний розчин, становить 0,5 – 5,0 мм. Розчин, що розділяється послідовно проходить між усіма мембранними елементами, концентрується і видаляється з апарату.

Апарат із плоским мембранним елементом еліптичної форми складається з пакету мембранних елементів 1 еліптичної форми, що знаходяться між круглими фланцями 2, співвісність яких забезпечується двома напрямними штангами 3 (рис. 8.7).



- 1 – мембранний елемент; 2 – фланець;
- 3 – напрямна штанга; 4 – опорна пластина; 5 – мембрана;
- 6 – проточне кільце; 7 – замкове кільце; 8 – заглушка;
- 9 – шланг; 10 – колектор пермеату

Рисунок 8.7 – Схема апарату з плоским мембранним елементом

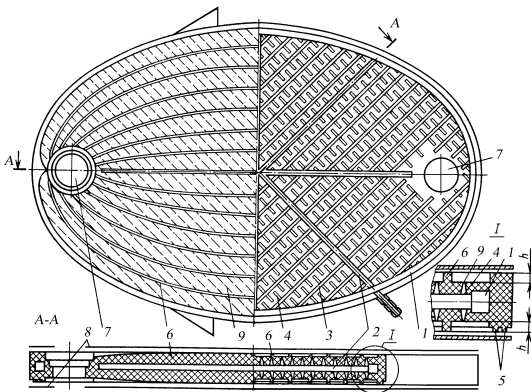
елемента по гнучких капілярних шлангах 9 з наступним виведенням в загальний колектор 10.

Мембранні елементи складаються з опорних пластин 4, по обидва боки яких укладені мембрани 5. Отвори в опорних пластинах і мембранах точно поєднуються і герметизуються двома кільцями, що фіксуються: проточним 6 з боку входу розчину в переточний отвір і замковим 7 з боку виходу. Для подачі розчину, що розділяється, з переточного отвору в міжмембранний канал і відведення його в інший переточний отвір в проточних кільцях є прорізи в радіальному напрямку.

Для розподілу розчину, що розділяється по секціях один з переточних отворів на відповідних мембранних елементах перекривають заглушкою 8. Пермеат відбирають окремо з кожного мембранного

елемента по гнучких капілярних шлангах 9 з наступним виведенням в загальний колектор 10.

Конструкція опорної пластини цього апарату (рис. 8.8) складна: два склені пластмасові диски мають розгалужену мережу внутрішніх каналів різного перерізу для збору пермеату. У пластині вздовж її кромки розташований замкнутий з великим поперечним перерізом кільцевий канал 1, призначений для збору пермеату, що надходить з мембранного елемента іншими каналами, найбільші з яких 2 розходяться променями з центру опорної пластини. Ці канали мають численні поперечні порожнини 4, які з'єднуються з поверхнею дисків у вигляді вузьких щілин 9. Малий опір потоку пермеату забезпечується великою кількістю щілин 9.



- 1, 2, 3 – відповідно кільцевий, радіальний та діагональний канали;
- 4 – внутрішня порожнина; 5 – кільцевий виступ; 6 – ребро;
- 7 – переточний отвір; 8 – мембрана; 9 – щілина

Рисунок 8.8 – Опорна пластина апарату

Висота міжмембранного каналу H визначається висотою виступів уздовж кромки сусідніх опорних пластин, якими одночасно ущільнюється пакет мембранних елементів. Для зменшення зусиль ущільнення пакета на одній з поверхонь мембранних елементів передбачені

кільцеві виступи 5. Суворо фіксація заданої висоти каналів над поверхнею мембранних елементів здійснюється ребрами 6, розташованими в напрямку від одного переточного отвору 7 до іншого. Мембрани 8, які досягають торців елементів, за робочого тиску облягають поверхню опорних пластин. Між мембранами сусідніх елементів утворюються канали для протікання розчину, що розділяється.

З кільцевим каналом 1 з'єднуються розташовані паралельно один одному канали

Модуль працює наступним чином: суміш, що розділяється, вводиться через отвір і далі послідовно проходить секції мембранного елемента в напрямках, зазначених стрілками. Частина суміші проникає через мембрану та відводиться з модуля через колектор (пермеат, фільтрат). Непроникна частина суміші (концентрат) виводиться з модуля через отвір.

Організація потоків у плоскорамному модулі та типова конструкція модуля з плоскими мембранними елементами показана на рис. 8.9.

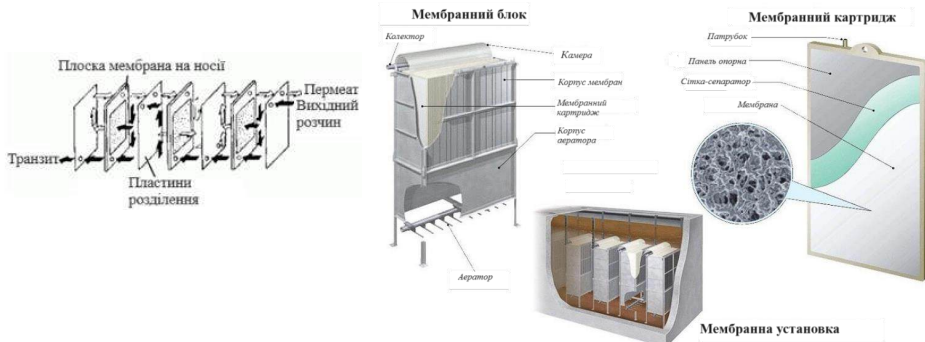


Рисунок 8.9 – Модуль з плоскими мембранними елементами. Схема руху потоків та вигляд установки

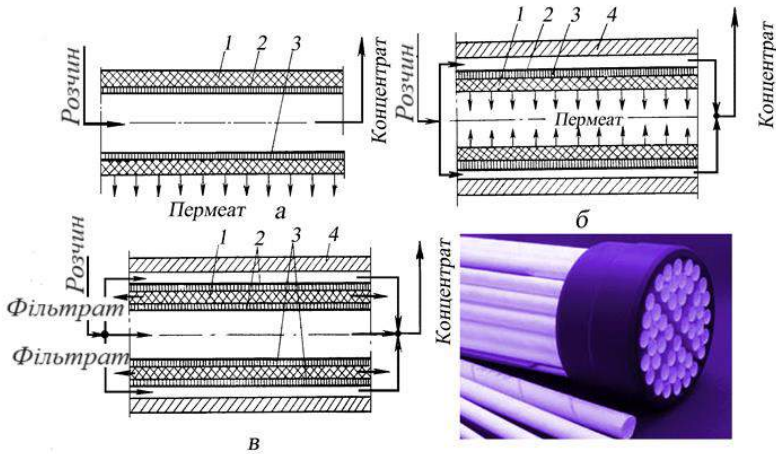
У корпусі апарата на трубчастому колекторі герметично закріплені мембранні плоскі елементи. У фланцях знаходяться отвори для введення вихідної суміші та відведення концентрату відповідно. Між елементами паралельно розташовані проставки, виготовлені з відрізків дроту, зварених у місцях перетину під кутом 60° або з тканини. Кінці елементів втоплені в стінку з кремнійорганічної смоли, поліуретану, епоксидної або будь-якої смоли, що полімеризується. Мембранний елемент має пористу опору із напівпроникною мембраною на протилежних кінцях. У центрі елемента передбачений отвір під колектор. На мембранний елемент переважно круглої форми нанесена на кінцях по периферії смолиста маса для його герметизації.

Мембранні апарати з плоскими елементами мають такі недоліки: нерациональний розкрій листових матеріалів під мембрани, складність герметизації переточних отворів, нерівномірність руху розчину, що розділяється, в поперечному перерізі міжмембранного каналу і можливість утворення застійних зон, ускладнення конструкцій апаратів у випадку використання роздільних пластин для поліпшення гідродинамічних умов руху розчину.

Апарати із трубчастими мембранними елементами. Розрізняють трубчасті мембранні елементи з мембраною 2 всередині (рис. 8.10 а), зовні трубки (рис. 8.10 б) і з комбінованим її розташуванням (рис. 8.10 в). Найбільше застосування отримали апарати з мембраною всередині трубки. Вони мають такі переваги: малу матеріаломісткість через відсутність корпусу; низький гідравлічний опір потоку пермеату у зв'язку з невеликою довжиною дренажного каналу; хороші гідродинамічні умови роботи мембрани, тобто рівномірний рух потоку розчину з високою швидкістю над її поверхнею та відсутність застійних зон; можливе механічне очищення мембранних елементів від осаду без розбирання апарату; зручність встановлення трубчастих мембранних елементів в апарати; надійна герметизація апарату.

Недоліки апаратів цього типу: мала питома поверхня мембран в апараті; підвищена точність виготовлення та механічної обробки внутрішньої поверхні дренажного каркасу; неможливий візуальний контроль процесу формування мембран. Трубчастий мембранний елемент складається з мембрани та дренажного каркаса. Дренажний каркас виготовляють з трубки, що є опорою для мембранного елемента, і мікропористої підкладки 3, що виключає вдавлювання мембрани 2 в дренажні канали трубки під впливом робочого тиску суміші, що розділяється.

У апаратах з комбінованим розташуванням мембран у трубчастих мембранних елементах мембрани поміщаються на дренажному каркасі як усередині труб так і зовні. Апарати цього типу мають найбільшу питому поверхню мембран. Однак, крім недоліків, характерних для апаратів з трубчастими мембранними елементами, в яких мембрани розташовані всередині або зовні труб, в апаратах цього типу маємо значний гідравлічний опір через великий шлях пермеату всередині трубки. Трубчасті мембранні елементи відрізняються також конструкцією дренажного каркаса і методом кріплення на ньому мембрани.



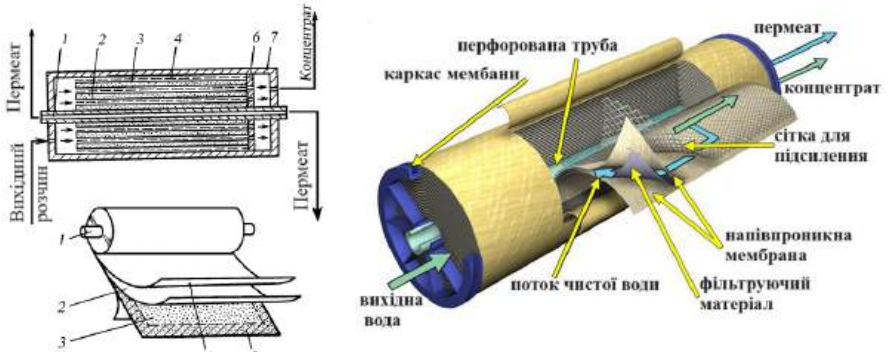
а – з мембранами усередині трубки; б – з мембранами зовні трубки; в – комбінована конструкція; 1 – трубка; 2 – мембрана; 3 – підкладка; 4 – корпус

Рисунок 8.10 – Трубчасті мембранні елементи

Трубки для дренажного каркасу виготовляють із поропластів, а також навивкою на оправу кількох шарів філаментного синтетичного волокна або скловолокна з наступним частковим просочуванням смолою, плетенням рукавів із синтетичних ниток або нержавіючої проволочки, перфоруванням металевих труб, пресуванням керамічних, металокерамічних або пластмасових порошкових матеріалів, просочуванням наповнювача термопластами. Щоб знизити гідравлічний опір потоку пермеату, у плетені і кручені труби іноді укладають поздовжні волокна, а у випадку використання непористих труб на їх поверхні роблять поздовжні пази. З цією ж метою пористі труби іноді виготовляють з пучків волокон або з гофрованої тканини, що утворює після просочення смолою і затвердіння жорсткий дренажний каркас з поздовжніми каналами для відведення пермеату. Як мікропористі підкладки використовують папір, просочений смолами, філаментні волокна і волокнисті матеріали, текстильні тканини, пластмасові сітки, поропласти, різні пористі матеріали. Підкладки зазвичай виготовляють на трубах, що мають канали для відведення пермеату, у єдиному технологічному процесі.

Апарати із рулонними мембранними елементами. Розрізняють чотири типи апаратів з рулонними мембранними елементами: з рулонними мембранними елементами з кількома пакетами і однією трубкою для відведення пермеату; із спільно навитими рулонними

мембранними елементами; з рулонними мембранними елементами з кількома пермеатними трубками; з рулонними мембранними елементами, що мають канали для збирання пермеату. У апаратах перших трьох типів потоки розподіляються за схемою, наведеною на рис. 8.11. У мембранних елементах апаратів четвертого типу пермеат рухається вздовж осі рулону. У корпусі 7 послідовно встановлені кілька рулонних мембранних елементів (рис. 8.11). Рулонний мембранний елемент складається з трубки, що має прорізи для проходу пермеату, і герметично приєднаного до неї пакета двох мембран 2, розташованого між ними дренажного листа 3 і сітки-сепаратора 4, що утворює міжмембранні канали. У процесі скручування пакета для герметичного розділення напірної порожнини та порожнини збору пермеату кромки дренажного листа просочують спеціальним клеєм.



1 – пермеатвідвідна трубка; 2 – мембрана; 3 – дренажний лист; 4 – сітка-сепаратор; 5 – область склеювання; 6 – фіксатор; 7 – корпус

Рисунок 8.11 – Апарат з рулонними мембранними елементами

Для запобігання телескопічному ефекту (зсуву шарів в рулоні вздовж його осі), що виникає внаслідок різниці тисків біля торців мембранного елемента, в корпусі апарату 7 встановлюють фіксатори 6 (диски з отворами для проходу розчину, що розділяється). Розчин рухається міжмембранним каналом, сітка-сепаратор 4 не тільки визначає його висоту, але і є турбулізатором. Рулонний розділюючий елемент виготовляють шляхом згортання в рулон на трубці, що відводить фільтрат, складеної вдвічі мембрани і поміщеного між полотнами мембрани листа дренажного матеріалу. Під час згортання рулону дренажний матеріал по контуру просочують клеєм і склеюють з обома полотнами мембрани з утворенням безнапірного дренажного каналу. З робочого боку мембрани поміщають смугу турбулізатора-розділювача, що створює гарантований зазор між полотнами мембран і утворює напірний канал (рис. 8.12). Система, що розділяється, яку подають в апарат під тиском, надходить в елемент і рухається по напірному каналу паралельно осі трубки. Частина високо проникаючого компонента системи проходить через мембрану, потрапляє в дренажний шар, рухається по спіралі до відвідної перфорованої трубки, і видаляється з апарату.

Операція намотування матеріалів з одночасною склейкою безнапірного дренажного каналу механізована, в той час як операція кріплення матеріалів до відвідної трубки виконується вручну. Тому для виготовлення розділюючих елементів рулонного типу доцільно використовувати мембрану можливо більшої довжини, збільшення довжини мембранного пакета призводить до збільшення щільності упаковки мембран. Однак довжина безнапірного дренажного каналу обмежена з конструктивних міркувань і лімітується величиною гідродинамічних втрат у дренажному каналі.

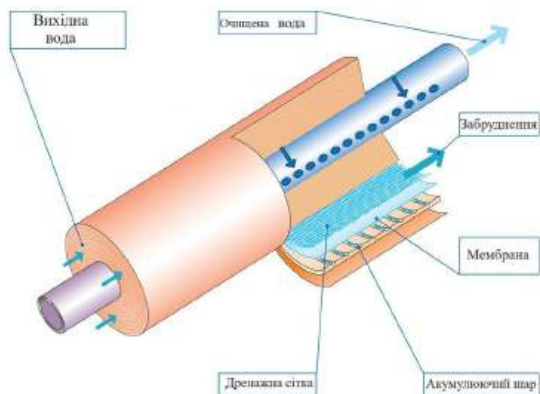


Рисунок 8.12 – Схема рулонного розділюючого елемента

Апарати з рулонними мембранними елементами мають високу питому поверхню мембран, малу металомісткість, високу густину упаковки мембран в одиниці об'єму; зручність монтажу та демонтажу розділюючого елемента в апараті; простоту конструкції та низьку вартість напірного корпусу апарату; відносно низькі втрати тиску в апараті. Недоліки апаратів цього типу: складність монтажу пакетів деяких конструкцій; необхідність заміни всього пакета після пошкодження мембрани; високий гідравлічний опір міжмембранних каналів і дренажного листа; необхідність попередньої підготовки систем, що розділяються. Найбільш перспективні апарати із спільно навитими рулонними мембранними елементами. За порівняно невеликих габаритних розмірів вони мають більшу продуктивність.

Апарати з порожнистими волокнами. Основними перевагами розділюючих апаратів з порожнистими волокнами, що мають селективно проникні стінки, є висока питома продуктивність, виключення необхідності застосування спеціальних дренажних систем, простота експлуатації. Крім того, апарати з порожнистими волокнами вигідніші за інші апарати у експлуатації з енергетичної точки зору, так як для них потрібні менші витрати енергії на турбулізацію потоку. Так, для забезпечення стабільної роботи трубчастого апарату на основі динамічних мембран рекомендується значення критерію Рейнольдса 2500 – 3000, для апарату плоскокамерного типу $Re = 180 - 200$, а для апарата з порожнистими волокнами достатньо значення $Re = 20 - 30$. До переваг апаратів на основі порожнистих волокон можна віднести високу щільність упаковки мембран.

Апарати з порожнистими волокнами мають багато конструктивних варіантів, але незважаючи на різноманітність конструкцій, вони можуть бути віднесені до двох груп: безпорні апарати та апарати з опорно-розподільчими трубками. Безпорні апарати в конструктивному відношенні найпростіші. Апарат такого типу є розділюючим елементом, поміщеним у пластмасовий, скляний або металевий корпус, закритий кришками з ущільнювачами. Розділюючим елементом в даному випадку є пучок паралельно покладених порожнистих волокон, кінцеві частини яких закріплені в пластмасовому блоці-колекторі. Для закріплення кінців волокон використовують полімерні заливальні склади – компаунди. Операція закріплення волокон за допомогою компаундів є дуже відповідальною, тому що саме на цій стадії виготовлення розділюючих елементів забезпечується герметичність торцевих частин апарату.

Апарати з порожнистими волокнами можна розділити на такі групи: з паралельним розташуванням порожнистих волокон, з циліндричними мембранними елементами, з U-подібним розташуванням порожнистих волокон, зі сферичними мембранними елементами. Апарати з порожнистими волокнами можуть бути безпорними, так і з опорно-розподільчими трубками. Безпорні апарати простіше за устроєм, але гідродинамічні умови в них і розподіл

розчину, що розділяється, по перерізу і довжині апарата гірше, ніж в апаратах з опорно-розподільчими трубками. Для покращення гідродинамічних умов в апаратах застосовують різні розподільні пристрої та турбулізатори. Ці апарати прості за устроєм, технологічні у виготовленні; вони легко збираються та зручні в експлуатації. У цих апаратах внаслідок малих діаметрів волокон забезпечується дуже висока питома поверхня мембран – до 20 – 30 тис. м²/м³. Однак під час експлуатації цих апаратів пред'являють підвищені вимоги до попереднього очищення розчинів, що розділяються, від суспензій. У разі виходу з ладу частини порожнистих волокон доводиться замінювати весь пучок порожнистих волокон.

Апарат з паралельним розташуванням порожнистих волокон і з рухом розчину, що розділяється, уздовж їх зовнішньої поверхні має корпус із штуцерами для введення і виведення розчину, що розділяється, і з фланцями для кріплення збірників пермеату і трубних решіток (рис. 8.13).



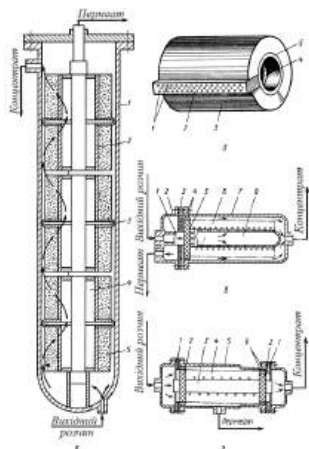
Рисунок 8.13 – Схема та елементи безопорного апарату з паралельно розташованими порожнистими волокнами

Порожнисті волокна у вигляді пучків 4 розміщені в корпусі апарату 3 паралельно його осі, а кінці порожнистих волокон за допомогою епоксидної смоли і ущільнень герметично закріплені в трубних решітках 5. Апарат працює наступним чином. Розділюваний розчин рухається вздовж зовнішньої поверхні порожнистих волокон 4. Під тиском частина рідини проходить через стінки волокон і по їх внутрішніх капілярах відводиться в збірники 1, утворюючи пермеат. Концентрований розчин безперервно виводиться з апарату. Апарати цього типу мають суттєві недоліки: невисоку щільність упаковки мембрани, складність кріплення та герметизації пучків волокна, нерівномірний розподіл розчину, що розділяється в пучках волокон. Зазначені недоліки усунуті в апаратах з мембранними елементами у вигляді порожнистих волокон, що утворюють один пучок.

Апарати з циліндричними мембранними елементами комплектують мембранними елементами 2, зібраними в корпусі 1 в секції, розділені відбивними перегородками 3, які спільно з сердечником 4 забезпечують послідовне проходження розчином, всіх циліндричних мембранних елементів (рис. 8.14, а). Розчин, що надходить у кільцевий зазор між корпусом 1 і мембранними елементами 2, рухається вздовж порожнистих волокон 5 спочатку до поздовжньої осі апарату, на якій розташований сердечник 4, а потім від центру до стінки апарата Мембранний елемент апарату (рис. 8.14 б) складається з сердечника 5 з отворами і жолобом 4 для відведення пермеату, на який намотані шари порожнистого волокна 3, що мають зазор для пористої трубної решітки 2.

Отвори трубної решітки 2 з одного боку з'єднуються з жолобом 4, а з іншого (на рис. 8.14, б не показано) – закриті кришкою. Недоліки цих апаратів – необхідність заміни всієї секції після виходу з ладу одного з мембранних елементів, великі втрати робочого тиску в

процесі руху розчину, що розділяється, по порожнистих волокнах.



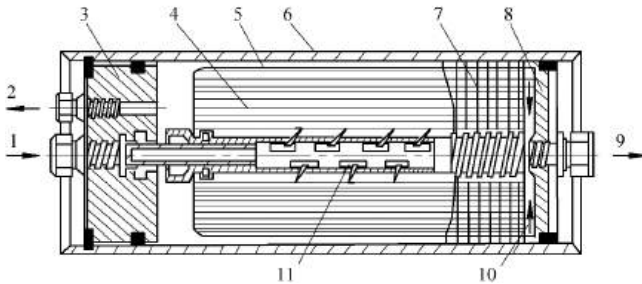
a – з подачею розчину, що розділяється на зовнішню поверхню волокна, варіант 1: 1 – корпус; 2 – мембранний елемент; 3 – відбивна перегородка; 4 – сердечник; 5 – порожнисте волокно; *б* – те саме, варіант 2: 1 – отвори трубної решітки; 2 – пористі трубні решітки; 3 – порожнисте волокно; 4 – жолоб; 5 – сердечник; *в* – те саме, варіант 3: 1 – трубний сердечник; 2 – збірка пермеату; 3 – трубні решітки; 4 – кільцеве ущільнення; 5 – шайба; 6 – порожнисте волокно; 7 – корпус; 8 – опорно-розподільна труба (перфорована); *г* – з подачею вихідного розчину всередину волокна; 1 – кільцева обійма; 2 – шайба; 3 – опорний стрижень; 4 – порожнисте волокно; 5 – корпус; 6 – кільцеві ущільнення

Рисунок 8.14 – Апарати і установка з циліндричними мембранними елементами у вигляді порожнистих волокон

Під час розробки апаратів з циліндричними мембранами великі труднощі викликає створення простої та надійної системи герметизації порожнистих волокон у мембранних елементах та самих мембранних елементів у корпусі. По одному з варіантів (рис. 8.14 в) мембранні елементи складаються з шайб 2 і вклеваних в них порожнистих волокон 4, намотаних на стрижень 3. Ці елементи встановлюють і герметизують у корпусі 5 за допомогою кільцевих обійм 1, кільцевих ущільнень 6 і шайб 2. Відомі апарати, які займають проміжне положення між апаратами з мембранами трубчастими елементами і апаратами з порожнистими волокнами. З них найбільший інтерес становлять апарати на кшталт «спагетті». Пластмасовий стрижень діаметром 3 – 4 мм із поздовжніми канавками (поперечним перетином) 0,5 – 0,5 мм покривають дренажною сіткою, а зверху – мембраною. Один кінець стрижня заглушують, а інший вставляють у трубні решітки і, таким чином, збирають пучок стрижнів з поверхнею мембрани в одному апараті до 9 м². Переваги цих апаратів: компактність, механізований спосіб формування мембранних елементів. Однак збирання апарату складне, гідродинамічні умови в ньому далекі від оптимальних.

Як правило, ультрафільтраційні безопорні апарати експлуатують за умови невеликих робочих тисків (до 0,3 МПа). Щоб уникнути високого гідродинамічного опору потоку рідини використовують волокна з діаметром центрального каналу 0,2 – 1,5 мкм. Зазвичай довжина ультрафільтраційного або діалізного безопорного апарату з подачею системи, що розділяється, всередину каналів волокна не перевищує 1000 мм. Коли довжина апарату перевищує 250 – 300 мм, використовують порожнисті волокна із внутрішнім діаметром 0,5 – 1,5 мм. Коли довжина апарату не перевищує 250 мм застосовують волокна із внутрішнім діаметром 0,2 мм. На рис. 8.15 представлена схема розділяючого апарату Dowex RO-4K Permeator. Розділюючі елементи цих апаратів виготовляють на спеціальному верстаті

Полотно, що утворюється, безперервно намотують на перфоровану трубку з одночасним склеюванням волокон по обидва боки полотна, що рухається. Подібний верстат використовують і для виготовлення розділюючих елементів для апаратів типу Permasep. Порожнисте волокно в цих розділюючих елементах укладено вздовж опорно-розподільчих трубок шарами, розділеними тонким нетканим набухаючим матеріалом. Необхідність поділу



- 1 – потік системи, що розділяється; 2 – потік, збагачений малопроникним компонентом; 3 – передня кришка; 4 – порожнисте волокно; 5 – поліефірна оболонка; 6 – корпус апарату; 7 – блок-колектор; 8 – задня кришка; 9 – потік, збагачений проникаючим компонентом; 10 – затискне кільце; 11 – опорно-розподільна трубка

Рисунок 8.15 – Схема волокнистого мембранного розділюючого апарату

шарів волокна викликана тим, що за умови високих швидкостей руху рідини в апаратах змінюється взаємне розташування волокон, що погіршує гідродинамічний режим роботи розділюючих елементів. Нетканый матеріал, укладений між шарами волокон і легко проникний для рідини, перешкоджає зміщенню волокон в елементах розділення під час експлуатації. Кінці порожнистих волокон, зібрані разом, полімеризують за допомогою епоксидної

смоли. Торці волокон разом із компаундом утворюють циліндричний блок-колектор.

Дуже цікавий для практичного застосування апарат, в якому для створення робочого тиску використовується відцентрове поле. Він є вертикальною центрифугою, обичайка ротора якої виконана у вигляді напівпроникної мембрани, затиснутої між двома шарами пористого матеріалу. Останні служать для рівномірного розподілу потоку по поверхні мембрани і надання обичайці необхідної міцності. Розчин через трубу живлення або через порожнистий вал подається всередину ротора. Швидкість обертання ротора та його розміри підбирають таким чином, щоб відцентровий тиск на мембрану дорівнював робочому тиску. Пермеат збирається у нерухомий кожух апарату, а концентрат виводять переливом через борт ротора. Діаметр переливного борту більше діаметра живильної труби, тому розчин рухається вздовж ротора самопливом. Відцентрові мембранні апарати можуть застосовуватися для проведення ультрафільтраційних та мікрофільтраційних процесів, що відрізняються використанням невеликих робочих тисків, які можуть бути створені за рахунок обертання ротора апарату. Недоліки відцентрових мембранних апаратів – порівняно складний устрій та монтаж, мала питома поверхня мембран в апараті.

8.4. Розрахунок баромембранних процесів і апаратів

Розрахунок на основі параметра перенесення та енергії гідратації. Запишемо рівняння перенесення через мембрану як

$$C_i = x_{A_i} / x_{A_i}^o, \quad (8.31)$$

де C_i – безрозмірна концентрація;

x – концентрація;

індекси $i = 1, 2, 3$, тут 1 відноситься до розчину, що розділяється в об'ємі;

2 – до розчину біля поверхні мембрани;

3 – до пермеату; індекси A і B відносяться відповідно до розчиненої речовини

та води;

верхній індекс o – до початкової стадії процесу.

Приймаємо, що в будь-якому зворотноосмотичному процесі система може бути повністю визначена трьома безрозмірними параметрами – v , θ і λ ,

$$v = P(x_{A_i}^o) / P; \quad \theta = D_{AM} v_{\omega}^* / (k\delta); \quad \lambda = \beta k \delta / D_{AM}, \quad (8.32)$$

де $P(x_{A_i}^o)$ – осмотичний тиск живильного розчину біля входу на мембрану для безперервного та періодичного (на початку операції) процесів;

P – робочий тиск;

$D_{AM} / (k\delta)$ – параметр перенесення розчиненої речовини:

D_{AM} – коефіцієнт дифузії розчиненої речовини у мембрані;

k – константа розподілу розчиненої речовини між мембраною та розчином;

δ – ефективна товщина мембрани;

$v_{\omega}^* = AP / \rho$ – швидкість проникнення чистої води;

A – константа пропорційності;

ρ – мольна густина розчину;

β – коефіцієнт масовіддачі.

Припускаючи, що мольна густина розчину незмінна; осмотичний тиск пропорційний мольній частці розчиненої речовини; параметр $D_{AM} / (k\delta)$ не залежить від концентрації та витрати живильного розчину; мольна проникність розчиненої речовини через мембрану N_A дуже мала в порівнянні з проникністю води N_B , отримуємо наступне рівняння:

$$x_{A_3} = N_A / (N_A + N_B) \approx N_A / N_B. \quad (8.33)$$

З урахуванням зазначених припущень записують вирази швидкості переходу води через мембрану:

$$v_{\omega} = N_B / \rho = v_{\omega}^* [1 - v(C_2 - C_3)], \quad (8.34)$$

$$v_{\omega} = [D_{AM} / (k\delta)] (C_2 - C_3) / C_3, \quad (8.35)$$

$$v_{\omega} = \beta \ln [(C_2 - C_3) / (C_1 - C_3)]. \quad (8.36)$$

На їх основі отримують рівності

$$C_1 = C_3 q, \quad (8.37)$$

$$C_2 = C_3 \left(1 + \frac{1}{vC_3 + \theta} \right), \quad (8.38)$$

$$C_3 = \frac{\sqrt{(1 + \theta - vC_2)^2 + 4v\theta C_2} - (1 + \theta - vC_2)}{2v} \quad (8.39)$$

$$q = 1 + \frac{1}{vC_3 + \theta} \exp \left[-\frac{1}{\lambda(vC_3 + \theta)} \right]. \quad (8.40)$$

Розглядаючи рівняння (8.34), (8.37) – (8.39) спільно з рівняннями матеріального балансу, одержують вирази для розрахунку поверхні мембран та потоків для періодичного та безперервного процесу.

Розрахунок з урахуванням рівняння конвективної дифузії. Запропоновано наближене аналітичне рішення рівняння конвективної дифузії для випадку асиметричного відведення пермеату для $\varphi_u = 100\%$:

$$(A - 1,5X)(1 - Y^2) \frac{\partial C}{\partial X} + \frac{1 - Y}{16}(11 - 2Y - Y^2) \frac{\partial C}{\partial Y} - B \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2} = 0, \quad (8.41)$$

де $A = 1,5v/v_o$;

$B = D/(v_o h)$;

v – швидкість потоку розчину, що розділяється в каналі;

v_o – швидкість проходження розчинника через мембрану;

D – коефіцієнт дифузії розчиненої речовини у розчиннику;

h – половина висоти каналу;

$C = C_i / \bar{C}$; $X = x/h$; $Y = y/h$ – безрозмірні параметри;

C_i – поточна концентрація;

$\bar{C} = C_1 / (1 - 1,5\varphi_u X / A)$ – середня концентрація в об'ємі розчину;

x – координата, паралельна мембрані і спрямована вздовж потоку розчину, що розділяється;

y – координата, нормальна до поверхні мембрани.

Початок координат – на вході до каналу.

Вирішуючи рівняння (8.41), за граничних умов:

$C_1 = 0$ для $X = 0$ $-1 \leq Y \leq 1$

$\frac{\partial C}{\partial Y} = 0$ для $X > 0$ $Y = -1$

$B \frac{\partial C}{\partial Y} = \varphi_u C$ для $X > 0$ $Y = 1$

отримали

$$KП = 3,41 \sqrt[4]{2G^3 x h / (3vD^2)}, \quad (8.42)$$

звідки

$$G = \sqrt[3]{3vD^2 (KП)^4 / (3,41 x 2h)}. \quad (8.43)$$

Таким чином, концентраційна поляризація (КП) збільшується зі зростанням проникності мембрани G , висоти каналу $2h$ і в міру віддалення від входу в канал x , зменшується зі збільшенням швидкості руху розчину v і коефіцієнта дифузії D розчиненої речовини.

Розрахунок з урахуванням рівняння масопередачі. Масовий потік M речовини, що проходить через мембрану, визначається за основним кінетичним рівнянням масопередачі

$$M = KF \Delta_{сер} \tau, \quad (8.44)$$

де K – коефіцієнт масопередачі;

F – робоча поверхня мембрани;

$\Delta_{сер}$ – рушійна сила процесу мембранного поділу;

τ – тривалість процесу мембранного поділу.

З рівняння (8.44) отримуємо вираз для розрахунку робочої поверхні мембрани

$$F = M / (K \Delta_{\text{сеп}} \tau). \quad (8.45)$$

Масовий потік зазвичай визначається рівняння матеріального балансу. Коефіцієнт масопередачі в процесі перенесення речовини через мембрану дорівнює

$$K = \frac{1}{1/\beta_1 + \delta/\lambda_m + 1/\beta_2}, \quad (8.46)$$

де β_1 , β_2 , – відповідно коефіцієнти масовіддачі від потоку суміші, що розділяється, до поверхні мембрани і від мембрани в потік пермеату;

δ – товщина мембрани;

λ_m – коефіцієнт масопровідності мембрани.

Однак складність визначення коефіцієнтів масовіддачі β_1 та β_2 , а також рушійної сили процесу поділу $\Delta_{\text{сеп}}$ призвів до того, що широкого поширення цей метод розрахунку робочої поверхні мембран на основі рівнянь масопередачі не отримав. В інженерній практиці широко використовуються розрахунки на основі математичного моделювання та емпіричних кореляцій.

Повний розрахунок установок для проведення баромембранних процесів включає технологічний, гідравлічний і механічний розрахунки. У ряді випадків, коли використовують системи підігріву або охолодження розчинів, потрібен тепловий розрахунок. У результаті технологічного розрахунку визначають необхідну поверхню мембран, рідинні потоки та їх склад.

Мета гідравлічного розрахунку – визначення гідравлічного опору апаратів та арматури, механічного – обґрунтування розмірів елементів апаратів та вибір арматури для роботи установки за відповідних тисків. Тепловий розрахунок дозволяє визначити необхідну поверхню теплообміну та витрату тепло- або холодоносіїв.

Існують кілька методів розрахунку мембранних процесів та апаратів:

– перший у тому, щоб з урахуванням рівнянь гідродинаміки (Нав'є – Стокса і нерозривності потоку) і масопереносу (конвективної і молекулярної дифузії) отримати рівняння для визначення основних технологічних характеристик (селективності, проникності, необхідної поверхні мембран). Цей шлях виявляється дуже складним: важко знайти розподіл концентрацій у пограничних шарах фаз, часто важко визначити поверхню контакту фаз тощо;

– другий полягає в тому, що процес розбивають на окремі стадії, знаходять рівняння для визначення швидкості перенесення на кожній стадії та за рівнянням масопередачі розраховують необхідну поверхню масопереносу, в даному випадку – робочу поверхню мембрани. Його перевагою є можливість отримання узагальнених залежностей визначення швидкостей окремих стадій процесу. Розрахунок гідравлічного опору мембранних апаратів проводять з метою визначення необхідного напору насосу для подачі вихідного розчину в апарат із заданим робочим тиском.

Тиск, що розвивається насосом, можна визначити за рівнянням

$$\Delta P_n = \Delta P + \Delta P_a + \Delta P_o, \quad (8.47)$$

де ΔP – перепад робочого тиску через мембрану;

ΔP_a і ΔP_o – гідравлічний опір, відповідно, потоків розчину в апараті та пермеаті в дренажному шарі.

В апараті з трубчастими мембранами гідравлічний опір потоку розчину визначається за загальноприйнятими формулами. В апаратах рулонного та плоскокамерного типу канали утворені сепаруючими сітками складної геометричної конфігурації, а в апаратах з

порожнистим волокном – пучками волокон, які можуть бути довільно розміщені в апараті. Розглянемо методики розрахунку гідравлічного опору у цих апаратах.

Гідравлічний опір апаратів рулонного типу. В процесі руху рідини в каналах, утворених сепаруючими та дренажними сітками, гідравлічний опір можна визначати за формулами

$$\Delta P_a = \Delta P_{нк} \xi_1, \quad (8.48)$$

$$\Delta P_d = \Delta P_{нк} \xi_2, \quad (8.49)$$

де $\Delta P_{нк}$ – гідравлічний опір порожнистих каналів;

ξ_1 та ξ_2 – коефіцієнти, що залежать від виду сепаруючої сітки та дренажного матеріалу.

Значення $\Delta P_{нк}$ розраховують за рівнянням

$$\Delta P_{нк} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{\rho w^2}{2}. \quad (8.50)$$

Зазвичай для турбулізуючих і сепаруючих сіток $\xi_1 = 5 \dots 10$, а для дренажних матеріалів $\xi_2 = 100 \dots 200$, тобто гідравлічний опір напірних каналів з сітками на порядок, а дренажних каналів – на два порядки більше, ніж опір порожнистих, щільних або кільцевих каналів. У більшості випадків в апаратах рулонного типу розчин, що розділяється, тече ламінарно.

Тоді $\lambda = 96 / Re$, де $Re = wd_3 \rho / \mu = w 2\delta_c \rho / \mu$.

Для щільного та кільцевого каналів еквівалентний діаметр дорівнює подвоєній висоті каналу, яку можна прийняти рівною товщині сепаруючої сітки. В цьому випадку опір порожнистого каналу зручно визначати за формулою

$$\Delta P_{нк} = \frac{96\mu}{w 2\delta_c \rho} \frac{l}{2\delta_c} \frac{\rho w^2}{2} = 12 \frac{\mu l w}{\delta_c^2}. \quad (8.51)$$

Швидкість розчину в секційованій установці мало змінюється, тому в розрахунках можна брати середнє значення для кожної секції. Розрахунок опору дренажного шару складніше, оскільки швидкість пермеату змінюється від нуля на вході в апарат до максимального значення на вході у трубку відведення пермеату. Розглянемо перепад тиску на ділянці нескінченно малої довжини у довільному перерізі порожнистого каналу для ламінарного режиму:

$$dP = 12 \frac{\mu w}{\delta_\delta^2} dl. \quad (8.52)$$

Тут використано вираз (8.51), отриманий вище, і прийнято, що висота порожнистого каналу дорівнює висоті дренажного шару δ_δ .

Швидкість пермеату по довжині каналу

$$w = \frac{V_n}{S_\delta} = \frac{GF}{\rho \delta_\delta l_M} = \frac{G \cdot 2l_M l}{\rho \delta_\delta l_M} = \frac{2Gl}{\rho \delta_\delta}, \quad (8.53)$$

де V_n – об'ємна витрата пермеату, рівна масовій витраті, поділеній на густину пермеату; масова витрата виражається як добуток питомої продуктивності мембран на робочу поверхню мембран F , що визначається відстанню l ;

$$F = 2l_M l,$$

де l_M – робоча ширина рулонного модуля;

$S_\delta = \delta_\delta l_M$ – площа поперечного перерізу каналу, яким тече пермеат.

Підставимо отриманий вираз для швидкості до рівняння (8.52)

$$dP = 12 \frac{\mu \cdot 2Gl}{\delta_\delta^2 \rho \delta_\delta} dl = 24 \frac{\mu G}{\rho \delta_\delta^3} l dl. \quad (8.54)$$

Проінтегруємо ліву частину виразу (8.54) від 0 до $\Delta P_{нк}$, а праву – від 0 до l_n ,

де l_n – довжина пакета, тобто довжина спіралі.

В процесі інтегрування будемо вважати питому продуктивність постійною і рівною середньому значенню між величинами, що відповідають початковій та кінцевій концентраціям розчину, що розділяється в апараті

$$\int_0^{\Delta P_{нк}} dP = 24 \frac{\mu G}{\rho \delta_\delta^3} \int_0^{l_n} l dl,$$

$$\Delta P_{нк} = 24 \frac{\mu G}{\rho \delta_\delta^3} \frac{l_n^2}{2} = 12 \frac{\mu G l_n^2}{\rho \delta_\delta^3}. \quad (8.55)$$

Останнє рівняння є розрахунковим для знаходження гідравлічного опору порожнистого каналу, утвореного дренажним шаром.

Гідравлічний опір апаратів із плоскими мембранними елементами. *Апарати без турбулізаторів.* Розглянемо апарати з круглими мембранними елементами, для розрахунку яких необхідно враховувати зміну поперечного перерізу напірного каналу та особливості шляху руху пермеату у дренажному шарі. Середню швидкість руху розчину між круглими мембранними елементами можна знайти усереднивши поперечний переріз. Розділимо площу поперечного перерізу елемента на довжину шляху розчину, яку приймемо рівною діаметру елемента. Отримаємо середню ширину поперечного перерізу $\pi d_M^2 / (4d_M) = 0,785d_M$. Після множення цієї величини на висоту каналу, що дорівнює товщині сепаруючої сітки, отримаємо середній поперечний переріз каналу, знаючи який можна розрахувати середню швидкість і потім ΔP_a – за формулою (8.48).

Під час визначення слід враховувати, що швидкість відведення пермеату змінюється від нульової в центрі елемента до максимальної межі зовнішнього кола. Загальна довжина каналу, яким виводиться пермеат, дорівнює радіусу мембранного елемента $l = r_M = d_M / 2$. Перепад тиску для ламінарного потоку в довільному перерізі на відстані r від центру елемента на ділянці довжиною dr можна виразити наступним чином:

$$dP = 12 \frac{\mu w}{\delta_\delta^2} dr, \quad (8.56)$$

де w – швидкість пермеату на відстані r від центру елемента, що пов'язана з r співвідношенням

$$w = \frac{GF}{\rho S_\delta} = \frac{G \cdot 2\pi r^2}{\rho \cdot 2\pi r \delta_\delta} = \frac{Gr}{\rho \delta_\delta},$$

Тут $F = 2\pi r^2$ – поверхня мембрани від центру елемента до взятого перерізу;
 $S_\delta = 2\pi r \delta_\delta$ – площа поперечного перерізу каналу на відстані r від центру елемента.
 Перепишемо рівняння (8.56) з урахуванням наведеного виразу для швидкості

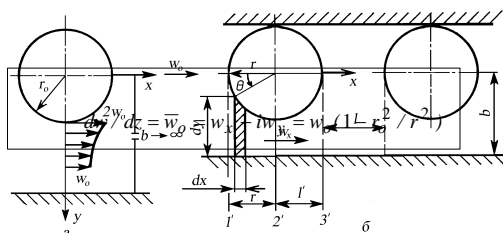
$$dP = 12 \frac{\mu G r}{\delta_\delta^2 \rho \delta_\delta} dr = 12 \frac{\mu G r}{\delta_\delta^3 \rho} dr$$

Проінтегруємо його ліву частину від 0 до $\Delta P_{\text{пк}}$, а праву – від 0 до r_M , вважаючи $G = \text{const}$

$$\int_0^{\Delta P_{\text{пк}}} dP = 12 \frac{\mu G}{\rho \delta_\delta^3} \int_0^{r_M} r dr, \quad \Delta P_{\text{пк}} = 12 \frac{\mu G}{\rho \delta_\delta^3} \frac{r_M^2}{2} = 6 \frac{\mu G}{\rho \delta_\delta^3} r_M^2 = \frac{3}{2} \frac{\mu G d_M^2}{\rho \delta_\delta^3}. \quad (8.57)$$

За цим рівнянням зручно розраховувати гідравлічний опір порожнистого каналу, утвореного дренажним шаром.

Апарати з турбулізаторами у вигляді окремих волокон, перпендикулярних потоку. У ряді ультрафільтраційних апаратів застосовують турбулізатори у вигляді виступаючих ребер або волокон, виконаних на непроникній стінці мембранного каналу. Підвищення гідравлічного опору в каналах з турбулізаторами обумовлено впливом потоку, що обтікає волокно, а також вихору, що утворюється вздовж мембрани зі швидкістю w_0 (рис. 8.16).



a – потік ідеальної рідини в умовах нескінченній відстані від стінки; b – потік в реальному каналі коли

$b \gg r$; w_0 – фактивна швидкість потоку; $-l, l'$

характерні розміри

Рисунок 8.16 – Схема обтікання циліндричного волокна

Швидкість складного руху у такій системі виразимо рівнянням

$$w_x = \frac{w_0(b+r)}{d(y)} = \frac{w_0(b+r)}{b-r \sin \theta}. \quad (8.58)$$

Складові швидкості в полярних координатах представимо рівняннями

$$w_r = \frac{\partial \varphi}{\partial z} = w_0 (1 - r_0^2 / r^2) \cos \theta, \quad (8.59)$$

$$w_\theta = (1/r) (\partial \varphi / \partial \theta) = -w_0 (1 + r_0^2 / r^2) \sin \theta \quad (8.60)$$

Оскільки радіус волокна зафіксований ($r_0 = r$) лежить на поверхні циліндричного волокна $w_r = 0$, $w_\theta = 2w_0 \sin \theta$, а $|w_\theta| = 2w_0$.

Якщо, $\theta = \pi/2$ $r \rightarrow \infty$, то $w_\theta = w_0$.

У випадку обтікання циліндра реальною в'язкою рідиною за тильною поверхню його відбувається вихорутворення, що призводить до часткового руйнування в'язкого ламінарного підшару і збільшення гідравлічного опору на ділянці l . У промислових апаратах турбулізатори часто розташовують у стиснених каналах з $(b-r) \leq r$ (рис. 8.16, б). Обтікання волокна на ділянці d_x швидкість потоку описується рівнянням

$$w_x = \frac{w_0(b+r)}{d(y)} = \frac{w_0(b+r)}{b-r \sin \theta}, \quad (8.61)$$

а гідравлічний опір визначається виразом

$$d(\Delta P_{mp}) = \lambda \frac{dx}{2d(y)} \frac{w_x^2 \rho}{2} = \lambda \frac{\rho (b+r)^2 w_0^2 dx}{4 (b-r \sin \theta)^3}. \quad (8.62)$$

Проінтегруємо вираз (8.62) у полярних координатах

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda \rho (b+r)^2 r w_0}{2 b} \int_0^{\pi/2} \frac{d\theta}{[1-(r/b)\sin\theta]^3}. \quad (8.63)$$

Якщо $(b-r) \ll r$ то умови обтікання волокна можна розглядати, вважаючи $r \rightarrow \infty$ (рис. 8.16, а). Однак у точці 2' $w_x \gg w_0$. В даному випадку зазор між волокном і стінкою на ділянці можна ідентифікувати як сопло, в якому конфузур і дифузур симетричні щодо точки 2'. Проте внаслідок дисипації енергії швидкість $w_{x,x=0}$ на вході в «сопло» більша за швидкість $w_{x,x=l}$ на виході з «сопла». Таким чином, опір волокна на ділянці $l=2r$ виражається рівнянням (8.63) з урахуванням деякого коефіцієнта $K < 1$, обумовленого дисипацією енергії в результаті в'язкого тертя та відбору частини потоку через мембрану. Вирішення рівняння (8.63) чисельним способом виявило, що $\Delta P_{тр}$ різко зростає в області $r/b \approx 0,6 \dots 0,8$. В результаті узагальнення експериментальних даних отримано вираз коефіцієнта опору в інтервалах $110 \leq Re \leq 4000$, $7,5 \leq l/d_g \leq 60$

$$\lambda = \frac{1800}{Re(l/d_g)^{0,35}}. \quad (8.64)$$

Підстановка значення λ з виразу (8.64) в рівняння Дарсі дозволяє розрахувати гідравлічний опір каналу з турбулізатором. В даний час немає єдиної методики розрахунку еквівалентного діаметра d_e каналів з турбулізаторами у вигляді волокон, перпендикулярних потоку. Так, у ряді робіт за визначальний характеристичний розмір $h_{сер}$ під час розрахунку d_e прийнято мінімальний зазор між волокном та мембраною, що не виправдано для значень $l/d_b > 2$. Прийнята методика (рис. 8.17), заснована на аналізі ліній струменю та вихору під час обтікання затоплених плоским струменем волокон, дозволила отримати вирази для характеристичної висоти залежно від частоти розміщення волокон:

$$\text{коли } l - \frac{d_g}{\text{tg } \alpha} - \frac{d_g}{2} \geq 0 \quad h_{сер} = \frac{\left(l h - \frac{d_b}{\text{tg } \alpha} \frac{d_b}{2} - \frac{\pi d_b^2}{4 \cdot 2} \right)}{l}, \quad (8.65)$$

$$\text{коли } l - \frac{d_g}{\text{tg } \alpha} - \frac{d_g}{2} \leq 0 \quad h_{сер} = \frac{\left\{ l(h - d_b) + \left[\left(l - \frac{d_b}{2} \right)^2 \text{tg } \alpha \right] / 2 \right\}}{l} \dots \quad (8.66)$$

У загальному випадку $\alpha = f(w_0)$; часткове рішення для $Re \geq 150$ дає значення

$\alpha=8 - 12^\circ$. Для розрахунку еквівалентного діаметра використали рівняння

$$d_e = 2bh_{\text{ср}} / (b + h_{\text{ср}}) \tag{8.67}$$

Вплив проникності на коефіцієнт тертя. В процесі поділу розчинів зворотним осмосом питома проникність зазвичай не перевищує $0,5 \cdot 10^{-5} \text{ см}^3/\text{м}^2$ і мало впливає на коефіцієнт тертя λ . Однак в ультрафільтрації такий вплив суттєвий через більш високу проникність (приблизно на порядок)

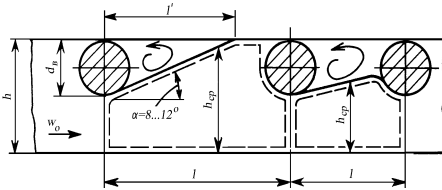


Рисунок 8.17 – Схема визначення середньої висоти $h_{\text{ср}}$ і еквівалентного діаметру d_e каналу з турбулізатором

порожнистих волокон і малої відстані між ними в пучку. Так як характеристики поділу значною мірою є функцією рушійної сили процесу, то знання локальної рушійної сили на будь-якій ділянці апарату дозволить визначити селективність та питому продуктивність у кожному перерізі і потім розрахувати їх інтегральні значення.

Таблиця 8.2 – Вплив проникності на λ

Область	$\lambda = A' Re^p$	$\lambda = A' Re^p + B' Re^q$
$Re < 1600$	$\lambda = 96 / Re$	$Re_n < 7 \cdot 10^{-2} \quad \lambda = 96 / Re + 0,03 Re_n^{0,58}$ $Re_n > 7 \cdot 10^{-2} \quad \lambda = 96 / Re + 0,0063$
$1600 < Re < 3000$	$\lambda = 0,3 / Re^{0,28}$	$Re_n < 0,12 \quad \lambda = 0,3 / Re^{0,28} + 0,072 Re_n^{0,75}$ $Re_n > 0,12 \quad \lambda = 0,3 / Re^{0,28} + 0,0351$
$3000 < Re < 7000$	$\lambda = 1,3 / Re^{0,45}$	$Re_n < 0,38 \quad \lambda = 1,3 / Re^{0,45} + 0,127 Re_n^{1,26}$ $Re_n > 0,38 \quad \lambda = 1,3 / Re^{0,45} + 0,155$

Зв'язок рушійної сили та основних характеристик процесу поділу в діапазоні концентрацій $0,025 - 0,250 \text{ кмоль}/\text{м}^3$ та тисків $0,5 - 3,0 \text{ МПа}$ може бути описаний такими рівняннями:

$$G = A(P_1 - \Delta P) ; \tag{8.68}$$

$$1 - \varphi = B_1 \frac{1}{P_1 - \Delta \pi} - C , \tag{8.69}$$

де A – постійна мембрани, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$;

B_1 і C – константи.

Для з'ясування характеру зміни рушійної сили процесу за довжиною апарату розглянемо фізичну та математичну модель процесу. Вихідна суміш за змінного тиску $P_1(x)$ фільтрується через зовнішню циліндричну поверхню порожнистого волокна радіусом R_1 . Пермеат зі змінним тиском $P(x)$ протікає всередині порожнистого волокна внутрішнім радіусом R . Закони збереження маси та імпульсу для даної системи в інтегральній формі мають вигляд

$$\frac{d}{dx} \int_0^R 2\pi r \rho_2 u dr = \rho_1 A [(P_1 - P) - \Delta P] 2\pi R_1, \quad (8.70)$$

$$\pi R^2 \frac{dP}{dx} = -2\pi R \tau - \pi R^2 \bar{u} \rho_2 \frac{d\bar{u}}{dx}, \quad (8.71)$$

де x – поздовжня координата;

r – поточний радіус;

ρ_1, ρ_2 – густина відповідно розчину, що розділяється (або концентрату) і пермеату;

u, \bar{u} – локальна та середня швидкості руху пермеату всередині волокна;

τ – дотична напруга.

Якщо до рівняння (8.71) підставимо $\mu = 10^{-3}$ Па·с, $\rho_1 = \rho_2 = 10^3$ кг/м³, $A = 10^{-12}$ м/(с·Па) і $(P_1 - P) = 10^6$ Па, отримаємо, що «інерційний» член приблизно на чотири порядки менше, ніж «в'язкісний». Тому рівняння збереження імпульсу можна представити у більш простому вигляді. Вважаючи, що профіль швидкостей під час протікання пермеату має параболічний характер (таке припущення справедливе внаслідок малого спотворення профілю через порівняно низьку питому продуктивність волокна) і густини ρ_1 і ρ_2 рівні між собою, отримаємо систему двох диференціальних рівнянь другого порядку

$$\frac{d^2 P}{dx^2} = -\beta^2 (P_e - P); \quad (8.72)$$

$$\frac{d^2 u}{dx^2} = \beta^2 u, \quad (8.73)$$

де $\beta = \left(\frac{16\mu R_1 A}{R^4} \right)^{1/2}$ – коефіцієнт, що визначається геометричними характеристиками

волокна (R, R_1), в'язкістю пермеату (μ) і постійної мембрани (A);

$$P_e = P_1(x) - \Delta\pi(x);$$

u – максимальна швидкість пермеату (вздовж осі волокна).

Система (8.72), (8.73) за граничних умов $u_{x=0} = 0$; $\left(\frac{dp}{dx} \right)_{x=0} = 0$; $P_{x=0} = P_e$; вирішена для

розглянутих нижче трьох основних випадків, які визначаються взаємним напрямком руху пермеату та розчину, що розділяється.

1) Тиск у міжволоконному просторі постійний, тобто значення P_1 і $\Delta\pi$ не залежать від координати x . Це має місце на практиці, якщо концентрація розчину, що розділяється, низька (до 1,0 г/л) або режим течії в міжволоконному просторі апарату близький до моделі ідеального змішування. У такому разі маємо

$$P_e - P = \frac{(P_e - P_A) 2e^{\beta x}}{e^{2\beta x} + 1} ; \quad (8.74)$$

де $\Delta P = P_e - P_A$;

$$\Delta P_o = P_e - P_o .$$

2) Волокна укладені паралельно та відкриті з одного кінця; вихідний розчин і пермеат рухаються в одному напрямку (прямотечія). Тоді

$$P_{вн} - P = (P_{вн} - P_o) ch(\beta x) - \frac{B}{\beta} sh(\beta x) + Bx , \quad (8.75)$$

$$\bar{u} = \frac{R^2}{8\mu} [(P_{вн} - P_o) \beta ch(\beta x) - B sh(\beta x) + B] , \quad (8.76)$$

де $P_{вн} = P_{ex} - \Delta\pi_{ex}$;

$$B = K_1 B_{ex} + K_2 \Delta\pi_{ex} ;$$

$P_{вн}$ і $\Delta\pi_{вн}$ – робочий тиск і різниця осмотичних тисків на вході розчину у волокно;

K_1 і K_2 – константи.

3) Вихідний розчин і пермеат рухаються у взаємно протилежних напрямках (протитечія). В цьому випадку

$$P_{вк} - P = (P_{вк} - P_o) ch(\beta x) + \frac{B'}{\beta} sh(\beta x) - B'x ; \quad (8.77)$$

$$\bar{u} = \frac{R^2}{8\mu} [(P_{вк} - P_o) \beta ch(\beta x) + B' sh(\beta x) - B'] , \quad (8.78)$$

де $P_{вк} = P_{вих} - \Delta\pi_{вих}$;

$$B' = K_1 B_{вих} + K_2 \Delta\pi_{вих} ;$$

$P_{вих}$ і $\Delta\pi_{вих}$ – робочий тиск та різниця осмотичних тисків на виході з волокна.

З отриманих результатів випливає, що функції $P(x)$ і $u(x)$ характеризуються великою крутістю, тобто сильною зміною тиску та швидкості пермеату на порівняно короткій ділянці порожнистого волокна. Слід зазначити також, що в рівняннях (8.73), (8.75), (8.77) вирази $(P_e - P)$, $(P_{вн} - P)$ і $(P_{вк} - P)$, по суті, являють собою локальні рушійні сили. Таким чином, за допомогою отриманих рівнянь можна визначити продуктивність апарату та склад пермеату C_n

$$Q_n = n\bar{u}\pi R^2 , \quad (8.79)$$

$$C_n = \sum_{i=1}^k C_{ni} \bar{u}_i / \sum_{i=1}^k \bar{u}_i , \quad (8.80)$$

де n – число волокон в апараті;

k – номери ділянок, на які розбивається апарат під час обчислення складу пермеату; \bar{u}_i , C_{ni} – швидкість і склад пермеату на i -му ділянці апарату.

Іншим фактором, що впливає на рушійну силу, є втрата тиску в процесі течії розчину в пучку порожнистих волокон. Коефіцієнт опору визначається рівняння

$$\lambda = A_o / Re + B_o \cdot \quad (8.81)$$

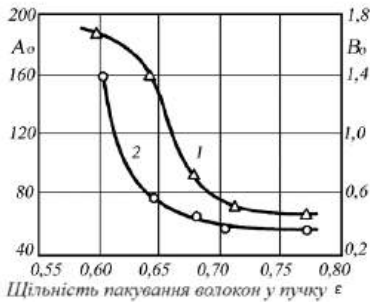


Рисунок 8.18 – Залежність величин A_o (1) та B_o (2) від порозності

Коефіцієнти A_o і B_o залежать від порозності пучка волокон ϵ (рис. 8.18). Втрати тиску в умовах обтікання пучка волокон значно менші, ніж під час руху розчину всередині порожнистого волокна, але їх необхідно враховувати в умовах послідовного з'єднання модулів у мембранних установках. Третім фактором, що впливає на рушійну силу процесу розділення, є зростання осмотичного тиску, особливо в процесі поділу концентрованих розчинів.

Контрольні питання

1. За якою ознакою та типами класифікуються мембранні процеси?
2. Який тиск називають осмотичним?
3. Який мембранний процес називається ультрафільтрацією, мікрофільтрацією, зворотним осмосом, діалізом, електродіалізом?
4. Що таке концентраційна поляризація? Як вона визначається?
5. Які методи зниження концентраційної поляризації Ви знаєте?
6. Які найважливіші технологічні характеристики баромембранних процесів Ви знаєте? Як їх визначити?
7. Що є рушійною силою мембранних процесів?
8. Якими методами та як розраховується осмотичний тиск?
9. Які чинники впливають на баромембранні процеси? Охарактеризуйте їх.
10. Що таке мембрана? Як класифікуються мембрани?
11. Як класифікуються баромембранні апарати?
12. Яким є устрій і принцип роботи апаратів з плоскими мембранними елементами?
13. Яким є устрій і принцип роботи апаратів з трубчастими мембранними елементами?
14. Яким є устрій і принцип роботи апаратів з рулонними мембранними елементами?
15. У чому полягають основні методи розрахунку мембранних апаратів?
16. Яка сутність розрахунку баромембранних процесів та апаратів на основі параметра переносу та енергії гідратації?
17. У чому полягає сутність розрахунку баромембранних процесів та апаратів на основі рівняння конвективної дифузії?
18. У чому полягає сутність розрахунку баромембранних процесів та апаратів на основі рівняння масопередачі?
19. Як розрахувати гідравлічний опір мембранних апаратів рулонного типу?
20. Як розрахувати гідравлічний опір мембранних апаратів із плоскими мембранними елементами?
21. Як розрахувати гідравлічний опір мембранних апаратів із порожнистими волокнами?
22. Яким є устрій і принцип роботи основних типів мембран?

Розділ 9. ПРОЦЕСИ ПЕРЕМІШУВАННЯ ХАРЧОВИХ СЕРЕДОВИЩ

Перемішування здійснюється робочими органами, що швидко обертаються (лопаті, гвинти, ножі, шнеки); у резервуарі змішувача; стисненим газом; пропусканням маси під тиском через сопла та щілини; ультразвуком або гідродинамічним ефектом. Важливими характеристиками перемішувачих пристроїв є ефективність та інтенсивність їх дії.

9.1. Загальна характеристика процесу перемішування

Змішування або перемішування – механічний процес рівномірного розподілу окремих компонентів у всьому об'ємі суміші під дією зовнішніх сил. Застосовується в харчовій промисловості для приготування емульсій, суспензій та отримання гомогенних систем (розчинів), а також для інтенсифікації біохімічних, теплових та дифузійних процесів. Процес змішування матеріалів залежить від конструкції змішувача і полягає у вирівнюванні концентрацій кожного з компонентів суміші по всьому об'єму робочої камери з утворенням зрештою однорідної суміші.

Способи перемішування. Розрізняють два основних способи перемішування в рідких середовищах: механічний (у резервуарі змішувача за допомогою мішалок різних конструкцій (лопаті, гвинти, ножі, шнеки та ін.)) і пневматичний (стисненим повітрям, парою або інертним газом). Крім того, застосовують перемішування в трубопроводах і перемішування за допомогою сопел і насосів, ультразвуком або гідродинамічним ефектом та ін. Змішування твердих сипких матеріалів є скоріше механічним, ніж гідродинамічним процесом. Для змішувача конфігурацію і форму лопатей вибирають, враховуючи стан маси, що перемішується, її об'єм, товщину шару, продуктивність, співвідношення змішуваних компонентів, ступінь однорідності, спосіб завантаження і вивантаження продукту, вимоги технології.

Під час використання перемішування для інтенсифікації біохімічних, теплових і дифузійних процесів в гетерогенних системах створюються кращі умови для підведення речовини в зону реакції, до межі розділу фаз або до поверхні теплообміну. Збільшення ступеня турбулентності системи, що досягається при перемішуванні, призводить до зменшення товщини пограничного шару, збільшення та безперервного оновлення поверхні взаємодіючих фаз. Це викликає суттєве прискорення процесів тепло- та масообміну.

Критерії ефективності процесу змішування. Найбільш важливими характеристиками перемішувачих пристроїв, які можуть бути покладені в основу їх порівняльної оцінки, є: ефективність і інтенсивність їх дії. *Ефективність* пристрою характеризує якість проведення процесу перемішування. Наприклад, в процесі отримання суспензій ефективність перемішування характеризується ступенем рівномірності розподілу твердої фази в об'ємі апарату; для інтенсифікації теплових і дифузійних процесів – відношенням коефіцієнтів тепло- або масовіддачі під час перемішування і без нього. На ефективність змішування впливають густина вихідних компонентів, гранулометричний склад (форма, розміри, дисперсійний розподіл за ступенем крупності для неоднорідних компонентів) частинок компонентів суміші, вологість компонентів, стан поверхні частинок, сили тертя і адгезії поверхні частинок.

Інтенсивність перемішування визначається часом досягнення заданого технологічного результату або числом оборотів мішалки за фіксованої тривалості процесу (для механічних мішалок). Чим вище інтенсивність перемішування, тим менше часу потрібно для досягнення заданого ефекту перемішування. Інтенсифікація процесів перемішування призводить до зменшення розмірів проектованої апаратури та збільшення продуктивності діючої.

В ідеальному випадку повинна бути отримана суміш, в якій в будь-якій її точці до кожної частинки одного компонента примикають частинки інших компонентів, причому в кількостях, визначених заданим їх співвідношенням. Насправді такого ідеального розташування частинок практично не буває, тому що величезна кількість різних факторів впливає на їхнє перемішування. Можлива нескінченна розмаїтість взаємного розташування частинок, тому співвідношення компонентів у будь-яких точках суміші буде випадковою

величиною. Оскільки закони взаємного розташування частинок для систем з багатьма випадковими величинами дуже складні, практично, статистичний матеріал аналізують по одній випадковій величині, тобто по розподілу одного з компонентів. Для того щоб оцінити якість змішування за однією випадковою величиною, суміш умовно вважають двокомпонентною. Зазвичай виділяють один компонент, названий ключовим, а інші об'єднують у другий умовний. Таким чином, у двокомпонентній суміші випадковою величиною x є вміст ключового компонента в мікрооб'ємі. До ключового компонента висувають такі вимоги: порівняльна простота визначення його вмісту в пробі; невелика його кількість; фізичні властивості повинні відрізнятися від властивостей інших компонентів.

Найбільшого поширення як критерій оцінки якості змішування набув коефіцієнт варіації (неоднорідності):

$$k_c = \frac{100}{X} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=n} (x_i - X)^2}{n-1}}, \quad (9.1)$$

де X – середній вміст ключового компонента у пробах;

x_i – значення випадкової величини x у i -му досліді;

n – кількість відібраних проб.

Суміш вважається однорідною, якщо в кожній пробі кількість компонента x буде дорівнювати X , то $k_c \rightarrow 0$. І навпаки, чим більше значення k_c , тим менш однорідна суміш. Якщо через C_r і S_r позначити відповідно середню кількість ключового компонента і середнє квадратичне відхилення для всієї сукупності, а через C і S відповідно ті ж величини, але для обраної кількості проб, тоді число проб, що відбираються, повинно бути таким, щоб значення C і S були близькими за величиною C_r та S_r . Коли $n \rightarrow \infty$, $C_r = C$, $S_r \approx R$. Практично кількість проб знаходять за допомогою теореми, за якою ймовірність нерівності $\frac{C-C_r}{S\sqrt{n}} < t$ має межу нормальну функцію розподілу

$$P\left\{C - C_r \left| t \frac{S}{\sqrt{n}} \right. \right\} \approx 2\Phi(t) = a, \quad (9.2)$$

де $\Phi(t)$ функція Лапласа, значення якої знаходять за таблицями;

t – нормоване відхилення.

Якщо прийняти, що нерівність $C - C_r < \Delta$ виконується з ймовірністю, не меншою a , то

$$t_a = \frac{S}{\sqrt{n}} \leq \Delta \quad \text{або} \quad n \geq \frac{t_a^2 S^2}{\Delta^2}, \quad (9.3)$$

в яких t_a знайдено за заданим значенням a з рівняння $2\Phi(t) = a$ з використанням таблиць. Останню формулу можна уявити в іншому вигляді, для чого слід розділити чисельник і знаменник на C^2 і помножити на 10^4 , тобто

$$n \geq \frac{t_a^2 \left(\frac{S}{C}\right)^2 10^4}{\left(\frac{\Delta}{C}\right)^2 10^4} = \frac{t_a^2 k_c^2}{\varepsilon^2}, \quad (9.4)$$

де k_c – коефіцієнт неоднорідності (варіації) суміші, %;

ε – відносна гранична похибка визначення C_r по C %.

Масу проби для ідеальної суміші з частинок сферичної форми однакових розмірів можна знайти за формулою

$$G_m = \frac{n_r \cdot 100}{C_o} \cdot \frac{\pi}{6} d^3 \rho, \quad (9.5)$$

де n_r – число частинок ключового компонента у пробі мінімальної маси;

d – діаметр частинок, м;

ρ – густина частинок, кг/м³;

C_o – теоретичне значення числа частинок ключового компонента у пробі.

Потрібно прагнути до того, щоб зміна кількості частинок на ± 1 шт. не змінювало значення C більш як на δ (%), тобто

$$\frac{n_r - (n_r - 1)}{n_r} 100 = \delta; \quad n_r = \frac{100}{\delta}. \quad (9.6)$$

Звідки

$$G_m = \frac{10^4}{\delta C} \cdot \frac{\pi}{6} d^3 \rho. \quad (9.7)$$

У реальній суміші замість C_o поставити $C_o + 3S$. Подальші перетворення з урахуванням $\delta = 1\%$ для $k_c \leq 50\%$ і $\delta = 0,5 C_o$ приведуть до формули

$$G_m = \frac{0,21 \cdot 10^4 d^3 \rho}{C_o}. \quad (9.8)$$

Для тонкодисперсних компонентів G_m може мати дуже малі значення і брати невеликі проби недоцільно через зниження точності визначення кількості ключового компонента.

Періодичне змішування. У змішувачах періодичної дії змішуванню піддається суміш, складена з різних компонентів. Процес змішування складається з елементарних процесів:

– переміщення групи суміжних частинок з одного місця суміші в інше в процесі ковзання шарів (так зване конвективне змішування);

– поступовий перерозподіл частинок через свіжоутворену межу їхнього розділу (так зване дифузійне змішування);

– зосередження частинок, що мають близьку масу та розміри, у відповідних місцях змішувача під дією інерційних і гравітаційних сил (сегрегація частинок).

Якщо перші два процеси сприяють поліпшенню якості суміші, останній перешкоджає цьому. У змішувачі одночасно протікають всі три процеси, але їх вплив у різні періоди змішування неоднаковий. Процес конвективного змішування в перші моменти йде з великою швидкістю, процесу конвективного змішування відповідає I ділянка (рис. 9.1). Між компонентами суміші величина поверхні розділу ще невелика частка дифузійного змішування незначна. На ділянці конвективного змішування швидкість процесу майже не залежить від фізико-механічних властивостей суміші, оскільки процес змішування йде лише на рівні макрооб'ємів. Головний вплив на швидкість процесу змішування в ці моменти часу має характер рух потоків частинок у змішувачі, який залежить від конструкції та параметрів змішувача. змішувача, процеси конвективного і дифузійного змішування стають за їх впливом на загальний процес змішування порівняно близькими. У цей час процес перерозподілу частинок відбувається на рівні макрооб'ємів. Починаючи з деякого моменту, процес дифузійного змішування стає переважним (II ділянка на рис. 9.1). Істотний вплив на процес починає грати сегрегація часток. У якийсь момент часу ці процеси можуть врівноважитись, після чого подальше перемішування втрачає сенс, і процес має бути закінчений (III ділянка на

рис. 9.1).

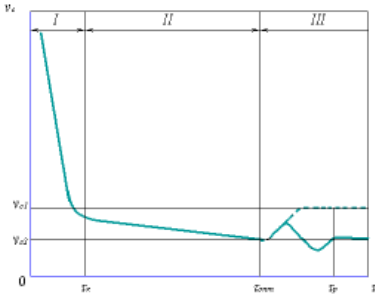


Рисунок 9.1 – Залежність коефіцієнта варіації однорідності суміші від тривалості змішування

що компоненти з більшою дисперсією, які містять в одиниці об'єму більшу кількість частинок, краще розподіляються.

У різних галузях харчової промисловості виникає необхідність у перемішуванні рідких продуктів: для змішування двох або декількох рідин, збереження певного технологічного стану емульсій і суспензій, розчинення або рівномірного розподілу твердих продуктів у рідині, інтенсифікації теплових процесів або біохімічних реакцій, отримання або підтримки певної температури або консистенції рідин. Змішування харчових продуктів здійснюється у змішувачах наступних типів: шнекових, лопатевих, барабанних, пневматичних (стисненим повітрям) та комбінованих.

Змішувачі класифікуються за:

- *призначенням*: для змішування, розчинення, темперування;
- *розташуванням апарата*: вертикальні, горизонтальні, похилі, спеціальні;
- *характером обробки робочого середовища*: змішування одночасно у всьому об'ємі, в частині об'єму та плівкове змішування;
- *характером руху рідини в апараті*: радіальне, осьове, тангенційне та змішане;
- *принципом дії*: механічні, пневматичні, ежекторні, циркуляційні та спеціальні.

Для тонкого подрібнення та перемішування м'ясної сировини використовують куттер-мішалку. Кускові в'язкі та в'язкопластичні продукти (борошно, м'ясо, м'ясний фарш, сирно-сиркова маса) перемішують шнеками, лопатями в барабанних та інших змішувачах. Рідкі продукти (молоко, вершки, сметана та ін) перемішують у ємностях лопатевими, пропелерними та турбінними мішалками.

9.2. Механічне перемішування

Механічне перемішування здійснюється за допомогою мішалок, яким передається обертальний рух або безпосередньо від електродвигуна, або через редуктор чи клинопасову передачу. В умовах повільного руху у в'язкому середовищі тіла будь-якої форми, в тонкому шарі рідини що примикає до його поверхні, утворюється ламінарний пограничний шар, вигляд і товщина якого залежать від форми і розмірів тіла. Зі збільшенням швидкості руху відбувається відрив пограничного шару від поверхні тіла в точках, де швидкість рідини є найбільшою, наприклад біля кромок вертикальної пластини, і утворення турбулентного кормового сліду за тілом, що рухається. Початок відриву пограничного шару характеризується різким зростанням опору середовища руху тіла.

Окружна швидкість має найбільше значення на периферії мішалки, тому що ця величина пропорційна діаметру мішалки. У цій частині, як впливає з рівняння Бернуллі, утворюється зона зниженого тиску, куди спрямовується рідина, що знаходиться в апараті. Ця течія, а також радіальні потоки, що виникають під дією відцентрових сил під час обертального

руху мішалки, призводять до інтенсивного перемішування вмісту апарату. Завдання зовнішнього обтікання тіл в умовах перемішування може бути вирішена за допомогою рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності потоку.

Мішалки є одним з основних елементів апарату для перемішування рідких середовищ. Вони призначені для передачі механічної енергії середовищу, що перемішується. У промисловості використовуються дванадцять типів мішалок: трилопатева з кутом нахилу лопаті $\alpha = 24^\circ$; гвинтова; турбінна відкрита; турбінна закрита; шестилопатева з кутом нахилу лопаті $\alpha = 45^\circ$; кліткова та ін.

За типом створюваного мішалкою потоку рідини в апараті розрізняють мішалки, що забезпечують тангенційну, радіальну, осову та змішану течії. В умовах тангенційної течії рідина в апараті рухається переважно по концентричних колах, паралельних площині обертання мішалки. Перемішування відбувається за рахунок вихорів, що виникають на кромках мішалки. Якість перемішування буде найгіршою, коли швидкість обертання рідини дорівнює швидкості обертання мішалки. Радіальне переміщення характеризується спрямованим рухом рідини від мішалки до стінок апарату перпендикулярно до осі обертання мішалки. Осовий рух рідини спрямований паралельно осі обертання мішалки. У промислових мішалках можливі різні поєднання цих основних типів течії.

В умовах високих швидкостей обертання мішалок рідина, що перемішується, залучається в круговий рух і навколо валу утворюється воронка, глибина якої збільшується зі зростанням числа обертів і зменшенням густини і в'язкості середовища. Для запобігання утворенню воронки в апараті встановлюють відбивні перегородки, які, крім того, сприяють виникненню вихорів та збільшенню турбулентності системи. Утворенню воронки можна запобігти повним заповненням рідиною апарату, тобто відсутністю повітряного прошарку між рідиною, що перемішується, і кришкою апарату, а також установкою валу мішалки ексцентрично до осі апарату або застосуванням апарата прямокутного перерізу. Крім цього відбивні перегородки встановлюють у всіх випадках під час перемішування в системах газ-рідина. Застосування відбивних перегородок, а також ексцентричне або похиле розташування валу мішалки призводить до збільшення споживаної нею потужності.

Усі мішалки, що застосовуються, поділяються на *швидкохідні*, що використовуються для перемішування рідких середовищ в умовах турбулентного і перехідного режимів руху рідини, і *тихохідні*, що використовуються для перемішування рідких середовищ за умови ламінарного режиму руху рідини. Причому симплекс геометричної подібності мішалок $\Gamma = D/d_m$ визначається нерівностями: для швидкохідних мішалок – $2,0 \leq \Gamma \leq 8,0$ і для тихохідних $-1,04 \leq \Gamma \leq 2,0$.

Мішалки зазвичай встановлюються по осі апарату на відстані h_m від його дна: для швидкохідних мішалок – $0,4 \leq h_m \leq 1,0$ і для тихохідних мішалок – $h_m/d_m = (0,5 \dots 5,0)(\Gamma - 1,0)$. Максимальна відстань від дна апарату становить $h_m = 0,5H$, де H – висота рівня рідини в апараті для $n = 0$, а максимальна відстань $h_m = 0,25D$.

Швидкохідні мішалки можуть бути також використані і у вигляді багаторядних перемішувачих пристроїв, коли на одному валу встановлюються дві, три, чотири і більш однакових мішалок. Мінімальна відстань між двома сусідніми мішалками не повинна бути меншою за їх діаметр d_m , мінімальна висота H у разі встановлення двох мішалок на валу повинна вибиратися із співвідношення $H \geq 1,3D$.

Швидкохідні мішалки можна розділити на мішалки, лопаті яких перпендикулярні площині обертання (лопатева, кліткова, відкрита та закрита турбінні), і мішалки, лопаті яких утворюють постійний або змінний кут нахилу з площиною обертання. Швидкохідні мішалки можуть використовуватися в гладкостінних апаратах, а також в апаратах, обладнаних різними внутрішніми пристроями.

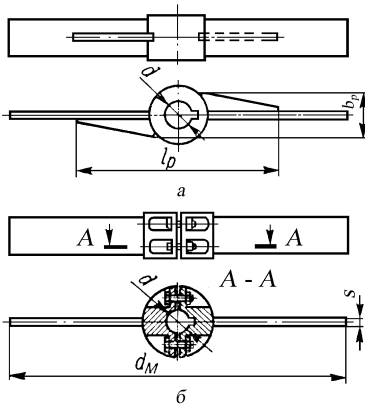
Лопатеві мішалки складаються з втулки, до циліндричної поверхні якої під кутом 90° до площини її обертання приварені дві або більше лопатей прямокутного перерізу (рис. 9.2). Втулка закріплена на вертикальному або похилому валу, що обертається. Мішалки виготовляються нероз'ємними та роз'ємними. Весь ряд мішалок, починаючи з $d_m = 80$ мм і

закінчуючи $d_m = 2240$ мм включно, виготовляється нероз'ємним. Для збереження міцності, починаючи з $d_m = 710$ мм, мішалки мають зміцнювальні ребра, товщина яких дорівнює товщині лопатей мішалки s . Довжина ребер, що зміцнюють, вибирається із співвідношення $lp = 0,63 d_m$; сумарна ширина зміцнювальних ребер $- b_p = 1,5 b$, де b – ширина лопаті, $b = 0,1 d_m$. Роз'ємні лопатеві мішалки виготовляють, починаючи з $d_m = 710$ мм.

Внаслідок незначності осевого потоку лопатеві мішалки перемішують тільки ті шари рідини, які знаходяться в безпосередній близькості від лопатей мішалки. Розвиток турбулентності в об'ємі рідини, що перемішується відбувається повільно, циркуляція рідини невелика. Тому лопатеві мішалки застосовують для перемішування рідин, в'язкість яких не перевищує 10^3 МПа с. Ці мішалки непридатні для перемішування апаратів безперервної дії. Вони здатні утримувати у зваженому стані частинки, швидкість осадження яких невелика. З метою збільшення турбулентності середовища під час перемішування лопатевими мішалками в апаратах з великим відношенням висоти до діаметра використовують багаторядні дволопатеві мішалки з установкою на валу декількох рядів мішалок, повернутих один відносно одного на 90° . Відстань між окремими рядами вибирають у межах $(0,3 - 0,8)d$, де d – діаметр мішалки, м. Основні переваги лопатевих мішалок – простота та невисока вартість виготовлення. До недоліків мішалок цього типу слід віднести низьку насосну дію мішалки (слабкий осевий потік), що не забезпечує достатнього повного перемішування у всьому об'ємі апарату.

До лопатевих мішалок відносяться також рамні та листові мішалки.

Листові мішалки (рис. 9.3) мають лопаті більшої ширини, ніж у лопатевих мішалок, і відносяться до мішалок, що забезпечують тангенціальне перетікання середовища, що перемішується.



а – нероз'ємна; б – роз'ємна
Рисунок 9.2 – Лопатєва мішалка

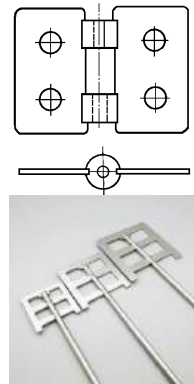


Рисунок 9.3 – Листова мішалка

Крім чисто тангенційного потоку, який є переважаючим, верхні та нижні кромки мішалки створюють вихрові потоки подібні до тих, які виникають під час обтікання рідиною плоскої пластини з гострими кроями. В умовах великих швидкостей обертання листової мішалки на тангенційний потік накладається радіальне перетікання, викликане відцентровими силами.

Листові мішалки застосовують для перемішування малов'язких рідин (в'язкістю менше 50 МПа с), інтенсифікації процесів теплообміну, під час проведення біохімічних реакцій в об'ємі та розчиненні. Для процесів розчинення використовують листові мішалки з отворами у лопатях. В процесі обертання такої мішалки на виході з отворів утворюються струмені, що сприяють розчиненню твердих матеріалів.

Основні розміри лопатевих мішалок змінюються залежно від в'язкості середовища.

Зазвичай для лопатевих мішалок приймають такі співвідношення розмірів: діаметр мішалки $d = (0,66 - 0,9)D$ (D – внутрішній діаметр апарату, м), ширина лопаті мішалки $b = (0,1 - 2)D$, висота рівня рідини у посудині $H = (0,8 - 3)D$, відстань від мішалки до дна посудини $h \leq 0,3D$. Для листових мішалок $d = (0,3 - 0,5)D$, $b = (0,5 - 1,0)D$, $h = (0,2 - 0,5)D$. Окружна швидкість лопатевих і листових мішалок залежно від в'язкості середовища, що перемішується, може змінюватися в широких межах (від 0,5 до 5,0 с^{-1}), причому зі збільшенням в'язкості і ширини лопаті швидкість обертання мішалки зменшується. Для високих швидкостей обертання лопатевих мішалок в апараті встановлюють відбивні перегородки. Листові мішалки без відбивних перегородок не застосовують.

Трилопатева мішалка (рис. 9.4) є конструкцією, що складається з втулки з внутрішнім діаметром d , до зовнішнього діаметра $d_{\text{вн}}$ якої приварені три плоскі лопатки під кутом 24° до площини обертання мішалки. Ширина лопатей мішалки становить $b = 0,2 d_{\text{вн}}$.

Шестилопатева мішалка складаються з втулки з внутрішнім d і зовнішнім $d_{\text{вн}}$ діаметрами, до циліндричної поверхні якої під кутом $\alpha = 45^\circ$ до площини обертання мішалки приварено шість лопатей (рис. 9.5). Геометричні розміри шестилопатевої мішалки такі ж, як і у трилопатевої мішалки.

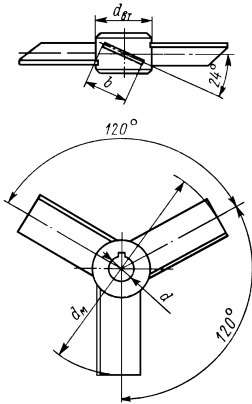


Рисунок 9.4 – Трилопатева мішалка

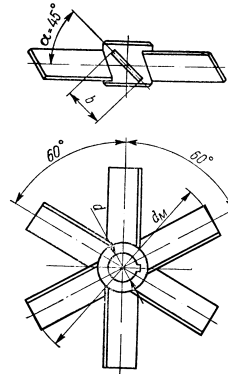


Рисунок 9.5 – Шестилопатева мішалка

Клітьові мішалки (рис. 9.6) являють собою циліндричну втулку, до зовнішньої поверхні якої приварені чотири фігурні лопаті 4, скріплені бандажами 1 і 3. До внутрішньої поверхні бандажів приварені дві плоскі лопаті 2, рівномірно розташовані по колу між фігурними лопатями.

Пропелерні (гвинтові) мішалки. Робочою частиною пропелерної мішалки є пропелер - пристрій з декількома фасонними лопатями, вигнутими за профілем гребного гвинта. Найбільшого поширення набули трилопатеві пропелери. Вал мішалки може бути розташований вертикально горизонтально чи похило. На ньому в залежності від висоти шару рідини встановлюють один або кілька пропелерів.

Внаслідок більш обтічної форми пропелерні мішалки в умовах однакового значення числа Рейнольдса споживають меншу потужність, ніж мішалки інших типів. Перехід в автомобільну область для них спостерігається за відносно низьких значень критерію Рейнольдса ($Re_{\text{к}} \approx 10^4$). До переваг пропелерних мішалок слід віднести також відносно високу швидкість обертання та можливість безпосереднього приєднання мішалки до електродвигуна, що призводить до зменшення механічних втрат.

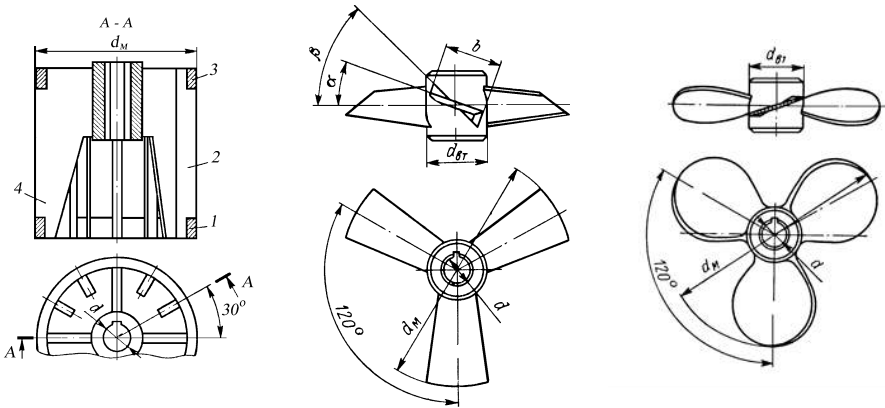
Пропелерні мішалки створюють переважно осьові потоки середовища, що дозволяє істотно скоротити тривалість перемішування. Разом з тим пропелерні мішалки відрізняються

складністю конструкції та порівняно високою вартістю виготовлення. Їхня ефективність сильно залежить від форми апарату та розташування в ньому мішалки. Пропелерні мішалки слід застосовувати в циліндричних апаратах з опуклими днищами. Під час встановлення їх у прямокутних баках або апаратах з плоскими або увігнутими днищами інтенсивність перемішування знижується внаслідок утворення застійних зон. Пропелерні (гвинтові) мішалки застосовують для перемішування рідин в'язкістю не більше $2 \cdot 10^3$ МПа с, для розчинення, швидкого перемішування, проведення біохімічних реакцій у рідкому середовищі, утворення малов'язких емульсій та гомогенізації рідини. Для пропелерних мішалок приймають такі співвідношення основних розмірів: діаметр мішалки $d = (0,2 - 0,5)D$, крок гвинта $S = (1,0 - 3,0) D$, відстань від мішалки до дна посудини $h = (0,5 - 1,0)d$, висота рівня рідини в посудині $H = (0,8 - 1,2) D$.

Гвинтова мішалка з постійним кроком S гвинтової лінії (рис. 9.7 а) являє собою втулку із зовнішнім діаметром d_{em} і внутрішнім діаметром d . До зовнішньої поверхні втулки під кутом 120° одна до іншої приварені три плоскі лопаті шириною b . Кут нахилу лопатей β на діаметрі d_{em} більше кута нахилу α на діаметрі d_m , причому $tg \beta = tg \alpha (d_m / d_{em})$ а $tg \alpha = S/\pi$. Діаметр гвинтової мішалки d_m вибирається з ряду: 50, 75, 100, 150, 180, 200, 225, 250 мм.

Гвинтова мішалка з крилоподібним профілем лопаті є конструкцією, що складається з циліндричної втулки з внутрішнім d і зовнішнім діаметром d_{em} , заодно з якою відлиті три лопаті складної просторової крилоподібної форми (рис. 9.7, б).

Гвинтова мішалка з постійною товщиною лопаті є конструкцією, що складається з циліндричної втулки з внутрішнім d і зовнішнім d_{em} діаметром, до периферії якої приварені три лопаті постійної товщини. Лопаті гвинтової мішалки мають форму пелюстки з розмірами, що визначаються за виразами: $h = 0,22 d_m$; $R = 0,4 d_m$; $R = 0,064 d_m$.



1,3 – бандаж; 2 – плоска лопать;
4 – фігурна лопать

Рисунок 9.6 – Клітвоя мішалка

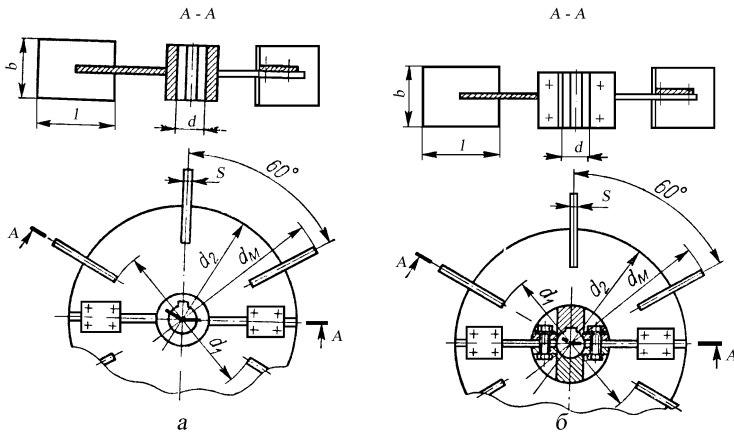
а – з постійним кроком гвинтової лінії;
б – лита з профілем крилоподібної форми
Рисунок 9.7 – Гвинтова мішалка

Турбінні мішалки мають форму коліс водяних турбін із плоскими, похилими або криволінійними лопатками, укріпленими, як правило, на вертикальному валу. У таких апаратах створюються переважно радіальні потоки рідини. Під час роботи турбінних мішалок з великим числом обертів поряд з радіальним потоком можливе виникнення тангенційної кругової течії вмісту апарату і утворення воронки. В цьому випадку в апараті встановлюють відбивні перегородки. Ці мішалки забезпечують інтенсивне перемішування у всьому обсязі апарату. Для більших значень відношення висоти до діаметра апарату застосовують

багаторядні турбінні мішалки.

Потужність, що споживається турбінними мішалками, що працюють в апаратах з відбивними перегородками, в турбулентному режимі перемішування практично не залежить від в'язкості середовища. Тому мішалки цього типу можуть застосовуватися для сумішей, в'язкість яких під час перемішування змінюється. Ці мішалки широко застосовують для утворення суспензій (розмір частинок для закритих мішалок може досягати 25 мм), розчинення та інтенсифікації теплообміну. Залежно від сфери застосування турбінні мішалки зазвичай мають діаметр $d = (0,15 - 0,65) D$ і відношення висоти рівня рідини до діаметру апарату не більше двох.

Турбінні відкриті мішалки (рис. 9.8) є конструкцією, що складається з циліндричної втулки з внутрішнім d і зовнішнім $d_{\text{вн}}$ діаметрами, на периферії якої встановлений кільцевий диск діаметром $d_2 = 0,75 d_{\text{вн}}$, що несе на собі шість плоских лопатей, рівномірно розташованих по його колу. Довжина кожної лопаті дорівнює $l = 0,25 d_{\text{вн}}$. Внутрішній діаметр розташування лопатей дорівнює $d_1 = 0,5 d_{\text{вн}}$. Висота лопаті дорівнює $b = 0,2 d_{\text{вн}}$.



а – нерж'ємна; б – роз'ємна

Рисунок 9.8 – Відкрита турбінна мішалка

Турбінні закриті мішалки, на відміну від відкритих, мають плоскі лопаті конічної форми з кутом при вершині $22^\circ - 30'$. Лопаті з обох боків закриті конічними дисками (рис. 9.9). Розміри d_1 , d_2 та l для закритих мішалок визначаються за тими ж формулами, що і для відкритих. Закриті турбінні мішалки на відміну від відкритих створюють чіткіше виражений радіальний потік. Закриті мішалки мають два диски з отворами в центрі для проходу рідини, диски зверху та знизу приварюються до плоских лопатей. Рідина надходить у мішалку паралельно осі валу, викидається мішалкою в радіальному напрямку та досягає найбільш віддалених точок апарату. Закрита турбінна мішалка може бути використана для подачі газу в рідину, що перемішується. У цьому випадку її зазвичай монтують у центральній всмоктувальній трубі, що має на нижньому кінці конічний елемент, на периферії якого розташовані нерухомі відбивні ребра, що сприяють збільшенню об'єму газу, що засмоктується, і ступеня його дисперсності.

Тихохідні мішалки застосовують в основному для гомогенізації та усереднення високов'язких та ньютонівських середовищ, інтенсифікації тепломасообміну та для здійснення деяких інших технологічних операцій. Тихохідні мішалки використовуються тільки в гладкостінних апаратах, винятком є шнекова мішалка, яка може бути також використана в апаратах з циркуляційною трубою і з відбивними перегородками.

Для перемішування рідин в'язкістю не більше 10^4 МПа с, також для перемішування в

апаратах, що обігріваються за допомогою сорочки або внутрішніх змійовиків. У тих випадках, коли можливе випадання осаду або забруднення теплопередаючої поверхні, застосовують якірні (рис. 9.10) або рамні мішалки. Вони мають форму, що відповідає внутрішній формі

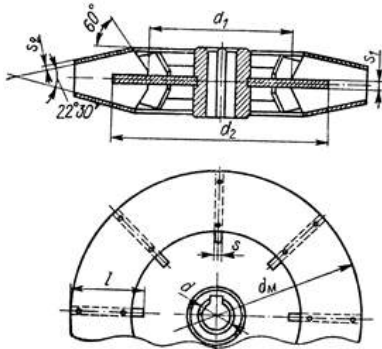


Рисунок 9.9 – Закрита турбінна мішалка

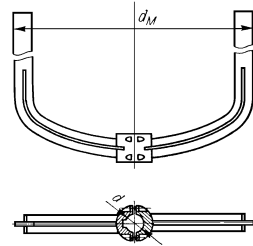
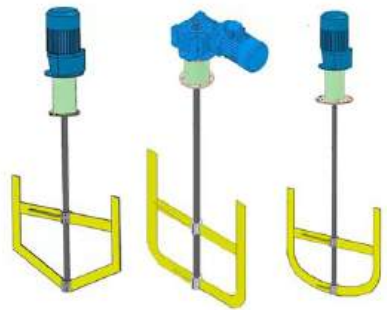
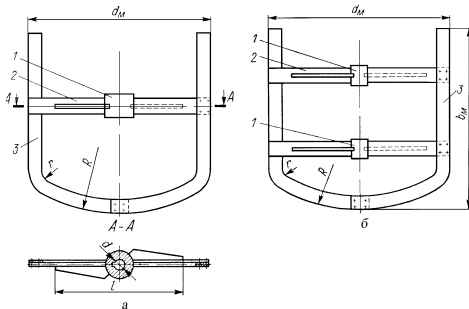


Рисунок 9.10 – Якірна мішалка

апарату, і діаметр, близький до внутрішнього діаметра апарату або змійовика. В процесі обертання ці мішалки очищують стінки і дно апарату від забруднень, що налипають.

Якірна мішалка складається з циліндричної втулки, до зовнішньої поверхні якої приварені дві профільовані лопаті. Профіль лопатей мішалки відповідає внутрішній поверхні корпусу апарату (рис. 9.10): у нижній своїй частині лопаті мають еліптичну або конічну форму, а у верхній – вони являють собою дві плоскі вертикальні пластини, торець яких паралельний циліндричній частині корпусу апарату. Зовнішній діаметр якірної мішалки вибирається від 200 до 1180 мм.

Рамна мішалка складається з однієї або двох циліндричних втулок, до зовнішніх поверхонь яких приварені дві радіальні плоскі лопаті, на периферії яких встановлені по одній плоскій профільованій лопаті (рис. 9.11).



а) – з однією маточиною; б) – з двома маточинами; в) для ємності з конічним дном; г) для ємності із плоским дном; д) для ємності з еліптичним дном 1 – маточина; 2 – плоска радіальна лопать; 3 – плоска периферійна лопать

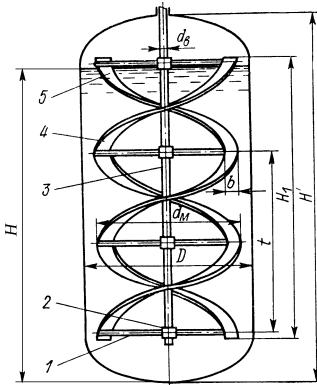
Рисунок 9.11 – Рамна мішалка для роботи в апаратах з еліптичним днищем

Залежно від розмірів рамні мішалки випускаються нероз'ємними для діаметрів 200 – 1600 мм і роз'ємними для діаметрів 800 – 3000 мм. Роз'ємні мішалки виготовляються двох

варіантів: мішалки з діаметром 300 – 1600 мм мають одну роз'ємну маточину (рис. 9.11, а), а мішалки з діаметрами 1700 – 3000 мм – дві роз'ємні маточини (рис. 9.11, б). Як перший, так і другий тип мішалок пристосований для використання в апаратах з еліптичним або конічним дном. Під час виготовлення рамних мішалок витримуються такі співвідношення їх основних

розмірів: $r = 0,152 d_m$; $R = 0,82 d_m$; $l = l_1 = 0,3 d_m$.

Стрічкова мішалка (рис. 9.12) є конструкцією, що складається з вертикального валу, на якому на рівній відстані одна від одної встановлені циліндричні втулки 2. До кожної втулки приварені дві циліндричні траверси 1, на периферійну частину яких спіраються дві плоскі стрічки 4 і 5 шириною b із відносним кроком $S = (t/d_m) = 1,0$. Ширина лопаті $b = 0,1 d_m$. Висота стрічкової мішалки H приймається конструктивно в залежності від висоти корпусу апарату H' та рівня H рідини в ньому.



1 – радіальна траверса; 2 – втулка; 3 – вал; 4 та 5 – спіральні стрічки

Рисунок 9.12 – Стрічкова мішалка



Стрічкові мішалки використовуються в апаратах, що мають наступні геометричні характеристики: $1,0 \leq (H'/D) \leq 3,0$ та $1,04 \leq \Gamma \leq 1,30$.

Стрічкові мішалки із скребками використовуються для інтенсифікації процесу тепловіддачі (рис. 9.13). Висота мішалки H_1 приймається конструктивно залежно від висоти корпусу апарату H' та рівня рідини в ньому. Ця висота має бути кратною $0,166 t$. Усі розміри стрічкової мішалки зі скребками ідентичні розмірам стрічкової мішалки, проте застосовувати цю мішалку найбільш раціонально в апаратах, що мають відносну висоту корпусу $H'/D = 2,3 - 3,0$.

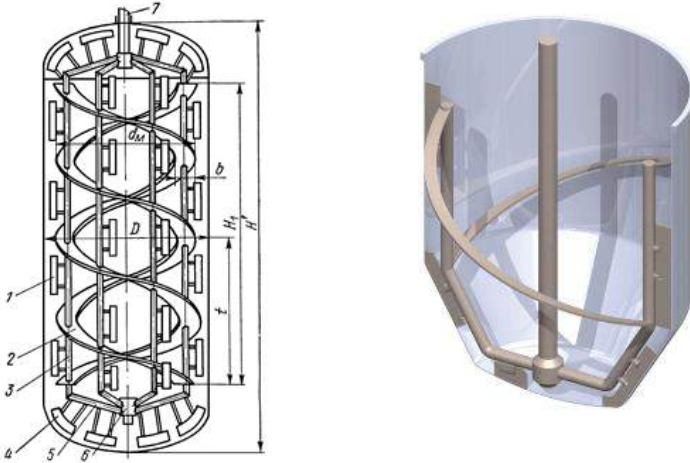
Шнекова мішалка складається з циліндричної втулки або валу, до зовнішньої поверхні яких приварена по гвинтовій лінії плоска стрічка з певним кроком (рис. 9.14). Шнекові мішалки, як правило, встановлюють у циркуляційній трубі. Конструктивно повинні дотримуватися наступних співвідношень між окремими розмірами елементів апарату: $1,8 \leq (H'/D) \leq 2,7$; $0,14 \leq (d_n/d_m) \leq 0,30$; $1,05 \leq (d_r/d_m) \leq 1,15$; $1,0 \leq (H'/D) \leq 3,0$ і $S = t/d_m = \text{const} = 1,0$.

Спеціальні мішалки. До цієї групи належать барабанні, дискові та вібраційні мішалки.

Барабанні мішалки складаються з двох циліндричних кілець, з'єднаних між собою вертикальними лопатями прямокутного перерізу. Висота мішалки становить $1,5 - 1,6$ її діаметра.

Мішалки цієї конструкції створюють значний осьовий потік і застосовуються (за умови відношення висоти стовпа рідини в апараті до діаметра барабана не менше 10) для проведення газорід. Дискові мішалки являють собою один або кілька гладких дисків, що обертаються з великою швидкістю на вертикальному валу. Рух рідини в апараті відбувається в

тангенційному напрямку за рахунок тертя рідини об диск, причому диски, що звужуються, створюють також осьовий потік. Іноді краї диска роблять зубчастими. Діаметр диска

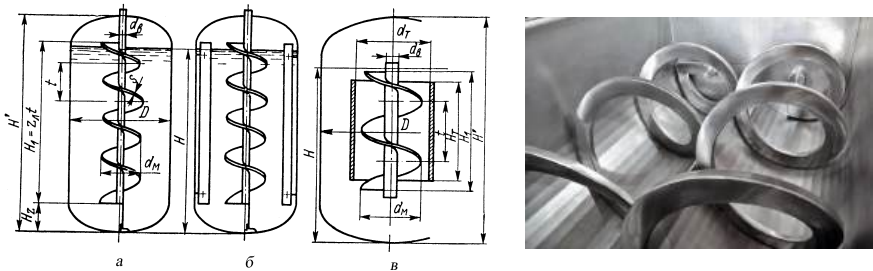


1 – скребок; 2 – спіральна стрічка; 3 – вертикальна траверса; 4 – скребок з еліптичною торцевою поверхнею; 5 – радіальна траверса; 6 – втулка; 7 – вал

Рисунок 9.13 – Стрічкова мішалка зі скребками

становить 0,1 – 0,15 діаметра апарату. Окружна швидкість дорівнює 5 – 35 м/с, що за невеликих розмірів диску відповідає дуже високим числам обертів. Споживання енергії коливається від 0,5 кВт для малов'язких середовищ до 20 кВт для в'язких сумішей. Дискові мішалки застосовуються для перемішування рідин об'ємом до 4 м³. Із цих реакцій, отримання емульсій та змучування осадів.

И



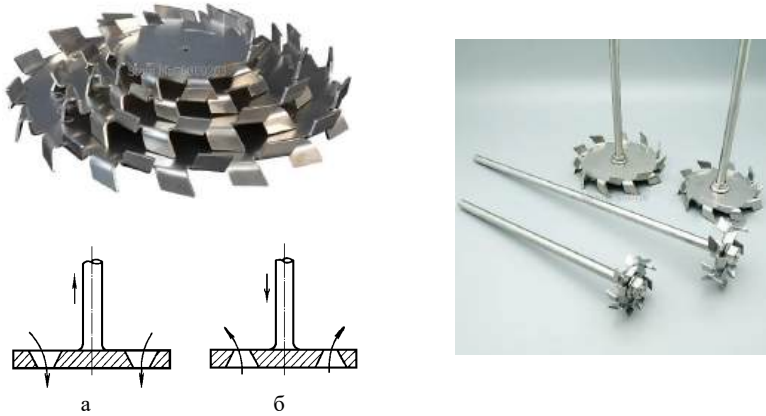
а – в гладкостінному апараті; б – в апараті з відбивними перегородками; в – в апараті з циркуляційною трубою

Рисунок 9.14 – Шнекова мішалка

Вібраційні мішалки мають вал із закріпленими на ньому одним або кількома перфорованими дисками (рис. 9.15).

Диски здійснюють зворотно-поступальний рух, в результаті чого досягається інтенсивне перемішування вмісту апарату. Енергія, що споживається мішалками цього типу, невелика. Вони використовуються для перемішування рідких сумішей та суспензій переважно в апаратах, що працюють під тиском. Час, необхідний для розчинення, гомогенізації,

диспергування у вібраційних мішалках, значно скорочується. Поверхня рідини під час перемішування цими мішалками залишається спокійною, вирви не утворюються. Вібраційні мішалки виготовляються діаметром до 300 мм та застосовуються в апаратах ємністю не більше 3 м³.



а – спрямований рух донизу; б – спрямований рух вгору
Рисунок 9.15 – Вигляд вібраційних та відцентрових дискових мішалок

Потужність, яка споживається механічними мішалками. Вимушений стаціонарний рух рідини в умовах, коли дією сили тяжіння нехтувати не можна, описується за допомогою узагальненого рівняння гідродинаміки

$$Eu = f(Re, Fr, F_l \Gamma_2, \dots), \quad (9.9)$$

де Eu_m, Re_m, Fr_m – модифіковані критерії Ейлера, Рейнольдса та Фруда;

$\Gamma_1, \Gamma_2, \dots$ – симплекси геометричної подібності.

Модифіковані критерії Ейлера Рейнольдса та Фруда отримують шляхом перетворення звичайних виразів цих критеріїв. Замість лінійної швидкості рідини у модифіковані критерії підставляється величина nd , пропорційна окружній швидкості мішалки $\omega_{окр}$:

$$\omega_{окр} = \pi dn,$$

де n – число обертів мішалки в одиницю часу;

d – діаметр мішалки, м.

Як визначальний лінійний розмір у всіх згаданих критеріях використовується діаметр d мішалки.

Підставляючи ці величини у відповідні критерії, отримаємо такі вирази для модифікованих критеріїв подібності: $Re_m = \frac{nd \cdot d\rho}{\mu} = \frac{nd^2 \rho}{\mu}$, $Fr_m = \frac{n^2 d^2}{gd} = \frac{n^2 d}{g}$, $Eu_m = \frac{\Delta p}{\rho(nd)^2}$.

У критерій Ейлера входить різниця тисків Δp між передньою та задньою площиною лопаті мішалки. Цей перепад тисків, що долається зусиллям P , прикладеним до валу мішалки, виражають через корисну потужність N , що передається рідині. Величина N пропорційна добутку зусилля на валу та окружної швидкості, тобто.

$$N \sim P(nd). \quad (9.10)$$

Тоді перепад тиску можна замінити пропорційною величиною

$$\Delta p = \frac{P}{S} \sim \frac{N}{(nd)S} \sim \frac{N}{nd^3}, \quad (9.11)$$

де $S \sim d^2$ – площа, на якій розподілено зусилля P .

Підставивши Δp у вираз для E_{u_m} , отримаємо

$$E_{u_m} = \frac{N}{\rho n^3 d^5}. \quad (9.12)$$

Критерій E_{u_m} , виражений у такому вигляді, називають критерієм потужності та позначають через K_N .

Відповідно узагальнене рівняння гідродинаміки для процесів перемішування набуває вигляду

$$K_N = f(Re_m, Fr_m, \Gamma_l, \Gamma_z, \dots) \quad \text{або} \quad K_N = A' Re_m^m Fr_m^n \Gamma_1^p, \Gamma_2^q, \dots \quad (9.13)$$

Вплив сили тяжіння позначається утворенням воронки і хвиль на вільній поверхні рідини, що переміщується. За наявності в апараті відбивних перегородок або за умови ексцентричного розташування валу мішалки щодо осі апарату впливом сили тяжіння можна знехтувати. У цьому випадку з рівняння (9.13) виключається модифікований критерій Фруда:

$$K_N = f(Re_m, \Gamma_l, \Gamma_z, \dots) \quad \text{або} \quad K_N = A' Re_m^m \Gamma_1^p, \Gamma_2^q, \dots \quad (9.14)$$

Рівняння (9.13) та (9.14) застосовують для розрахунку потужності N , що споживається мішалкою. Значення коефіцієнтів A та показники ступенів визначають дослідним шляхом; вони залежать від типу мішалки, конструкції апарату та режиму перемішування. Графік залежностей $E_{u_m} = f(Re_m)$ дозволяє підібрати тип мішалки, її розміри та кількість обертів, а також визначити потужність двигуна (рис. 9.16). Характеристики мішалок наведено у табл. 9.1 та на рис. 9.17. За попередньо вибраними параметрами мішалки знаходять число $E_{u_m} = N/(\rho n^3 d^5)$. Знаючи E_{u_m} , для вибраного типу мішалки знаходять Re_m , користуючись графіком на рис. 9.16. За значенням Re_m визначають кількість обертів мішалки:

$$n = Re_m \mu / (d^2 \rho). \quad (9.15)$$

Якщо знайдене із співвідношення (9.15) число оборотів мішалки виявиться меншим, ніж попередньо прийняте, останнє збільшують. Розрахунок проводять до збігу попередньо прийнято числа оборотів мішалки зі знайденим із співвідношення (9.15). Коли знайдене в результаті такого розрахунку число оборотів мішалки доцільно збільшити, то для цього зменшують попередньо прийнятий діаметр мішалки.

Потужність (кВт) двигуна мішалки визначають за формулою

$$N_{\partial} = N/102\eta, \quad (9.16)$$

де η – ККД приводу.

Потужність, що споживається мішалкою в процесі перемішування, пропорційна кубу числа оборотів мішалки і п'ятому ступеню діаметра лопатей і збільшується зі зростанням густини і в'язкості рідини, що переміщується.

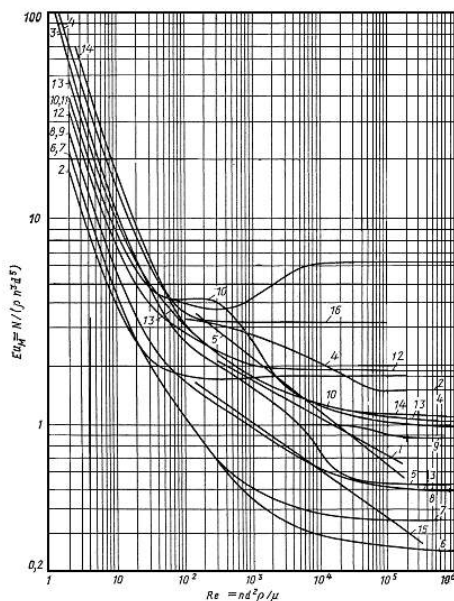


Рисунок 9.16 – Залежність $E_{M,N} = f(Re_M)$ для мішалок різних типів

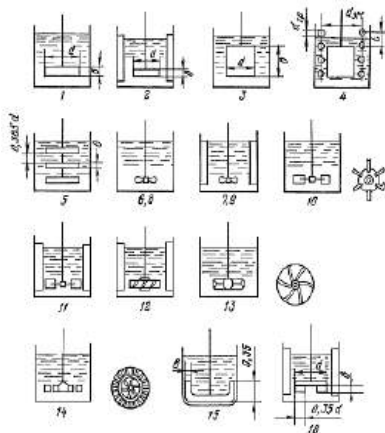


Рисунок 9.17 – Типи мішалок та апаратів (номер позиції відповідає номеру кривої на рис. 9.16)

На величину потужності, що споживається мішалкою, істотно впливають форма апарату і розташування мішалки в ньому. Для апаратів, форма яких відрізняється від циліндричної, а також за умови розміщенні мішалок ексцентрично або похило до осі апарату спожита потужність зростає. До збільшення споживаної потужності призводить і розміщення в апаратах з мішалками перегородок, нагрівальних змійовиків тощо. В процесях перемішування механічними мішалками розрізняють два режими перемішування: ламінарний та турбулентний. Ламінарний режим ($Re_M < 30$) відповідає неінтенсивному перемішуванню, коли рідина плавно обтікає кромки лопаті мішалки, захоплюється лопатями і обертається разом з ними. У ламінарному режимі перемішуються тільки ті шари рідини, які безпосередньо примикають до лопаті мішалки.

Зі збільшенням числа обертів мішалки зростає опір середовища, викликаний турбулізацією пограничного шару і утворенням турбулентного кормового сліду за лопатями, що рухаються. Коли $Re_M > 10^2$ виникає турбулентний режим перемішування, що характеризується менш різкою залежністю критерію потужності K_N від Re_M . В області розвинутої турбулентності ($Re_M > 10^5$) критерій K_N мало залежить від Re_M . У цьому режимі (який називається автоматичним) витрата енергії визначається лише інерційними силами. Подальше збільшення числа обертів, хоч і призводить до більш інтенсивного перемішування середовища, часто виявляється недоцільним, внаслідок того, що зростання витрат потужності в цьому випадку не компенсується ефектом, що досягається.

Якщо висота рівня рідини в апараті не дорівнює його діаметру, то визначене за допомогою графіка рис. 9.17 значення потужності множать на поправочний коефіцієнт k , який знаходять із співвідношення

$$k = (H/D)^{0.5} \quad (9.17)$$

За наявності в апаратах внутрішніх пристроїв (гільзи термометрів, змійовики і т. п.) енергія, що споживається на перемішування, істотно зростає лише за відсутності відбивних перегородок.

Таблиця 9.1 – Характеристики мішалок (до рис. 9.16 і 9.17)

№ кривої на рис. 9.16	Тип мішалки	Характеристика мішалки				Характеристика ємності
		D/d	H/D	b/d	S/d	
1	Двохлопатева					Без перегородок
2	Двохлопатева	3	1	0,25	–	З чотирма перегородками шириною 0,1 D
3	Двохлопатева	3	1	0,167	–	Без перегородок
4	Двохлопатева	2	1	0,885	–	Зі змійовиком $d_{ам} = 1,9d$, $d_{гп} = 0,066d$, $t = 0,12d$
5	Шестилопатева	2	1	0,885	–	Без перегородок
6	Пропелерна	1,11	1	0,066	–	Без перегородок
7	Пропелерна	3	1	–	1	З чотирма перегородками шириною 0,1 D
8	Пропелерна	3	1	–	1	Без перегородок
9	Пропелерна	3	1	–	2	З чотирма перегородками шириною 0,1 D
10	Відкрита турбінна з шістьма плоскими лопатями	3	1	0,2 $l/d = 0,25$	2	Без перегородок
11	Відкрита турбінна з шістьма плоскими лопатями	3	1	0,2 $l/d = 0,25$	–	З чотирма перегородками шириною 0,1 D
12	Відкрита турбінна з вісьма плоскими похилими лопатями	3	1	0,125	–	З чотирма перегородками шириною 0,1 D
13	Закрита турбінна з шістьма лопатями	3	1	–	–	Без перегородок
14	Закрита турбінна з шістьма лопатями і направляючим апаратом з двадцятьма лопатями	3	1	–	–	Без перегородок
15	Якорна	1,11	1	0,066	–	Без перегородок
16	Дискова з шістьма лопатями	2,5	1	0,1	–	З чотирма перегородками шириною 0,1 D

Позначення: d – діаметр мішалки, м; D – діаметр апарата, м; H – висота шару рідини в апараті, м; b – ширина лопаті мішалки, м; S – крок гвинта, м; l – довжина лопаті, м

Залежність критерію потужності від критерію Рейнольдса Re представлена аналітичними виразами для:

дволопатевого мішалок (ламінальний режим)

$$K_N = 3,6 / Re; \quad (9.18)$$

дволопатевого мішалок (перехідний режим)

$$K_N = 7,0 / Re^{0,5}; \quad (9.19)$$

трилопатевого мішалок (ламінальний режим)

$$K_N = 40 / Re; \quad (9.20)$$

шестилопатевого мішалок (ламінальний режим)

$$K_N = 50 / Re; \quad (9.21)$$

гвинтових мішалок з постійною товщиною лопаті (перехідний режим)

$$K_N = 10 / Re^{0,5}. \quad (9.22)$$

відкритих турбінних мішалок (ламінальний режим)

$$K_N = (77 \dots 93) / Re; \quad (9.23)$$

відкритих турбінних мішалок (турбулентний режим)

$$K_N = 14,5 / Re^{0,27}; \quad (9.24)$$

відкритих турбінних мішалок з відбивними перегородками (ламінальний режим)

$$K_N = 145 / Re; \quad (9.25)$$

відкритих турбінних мішалок з відбивними перегородками (турбулентний режим)

$$K_N = 6,4 = \text{const}; \quad (9.26)$$

кільцевих мішалок (ламінальний режим)

$$K_N = 380 / Re; \quad (9.27)$$

кільцевих мішалок з відбивними перегородками (турбулентний режим)

$$K_N = 16 = \text{const}. \quad (9.28)$$

Вибір числа обертів мішалки. Швидкість обертання мішалки вибирають з урахуванням призначення процесу, типу та конструкції пристрою, що перемішує. Рівномірний розподіл частинок твердої фази рідини досягається за такого числа обертів мішалки n_k , коли осьова складова швидкості потоку рідини стає рівною або трохи більше швидкості осадження частинок. У цьому випадку висхідний потік рідини підтримує тверді частинки у зваженому стані, перешкоджаючи їхньому осадженню.

Число обертів n_0 може бути визначено за рівнянням

$$Re_m = \frac{n_0 d^2 \rho}{\mu} = C_1 Ar \left(\frac{d_c}{d} \right)^{0.5} \left(\frac{D}{d} \right)^k, \quad (9.29)$$

де $Ar = (gd_v^3 / \nu^2)(\Delta\rho / \rho_c)$ – критерій Архімеда;

$\Delta\rho$ – різниця густини фаз;

ρ_c – густина суцільної фази;

ν_c – кінематична в'язкість суцільної фази;

d – діаметр частинки;

D/d – відношення діаметра посудини до діаметра мішалки.

Значення коефіцієнта C_1 та показника ступеня k , що залежать від типу мішалки, наведені нижче:

	D/d	C_1	k
Турбінна закритого типу	1,50 – 4,00	4,7	1,0
Пропелерна	1,50 – 5,00	6,6	1,0
Лопатева	1,33 – 1,05	14,8	0,0

Рівняння (9.29) може бути застосовано за наступних значень змінних:

$$Re_m = 500 - 130000 \quad Ar = 2,4 \cdot 10^4 - 4,1 \cdot 10^{11} \quad \frac{d_c}{d} = 2,33 \cdot 10^{-4} - 1,2 \cdot 10^{-2}$$

Під час емульгування взаємнорозчинних рідин число оборотів n_0 мішалки рекомендується визначати з рівняння

$$Re_m = \frac{n_0 d^2 \rho}{\mu} = C_2 Ar^{0,315} \left(\frac{Re_m}{We_m} \right)^{0,185} \left(\frac{D}{d} \right)^l, \quad (9.30)$$

де $We_m = n^2 d^3 \rho / \sigma$ модифікований критерій Вебера, в якому $l = d$ і замість лінійної швидкості v підставлена величина nd , пропорційна окружній швидкості мішалки;

σ – міжфазний натяг.

Коефіцієнт C_2 та показник ступеня l залежно від типу мішалки мають такі значення:

	D/d	C_2	l
Турбінна закритого типу	2 – 4	2,3	0,67
Пропелерна	2 – 4	2,95	0,67
Лопатева	1,33 – 4	1,47	1,30

Рівняння (9.30) може бути застосовано за наступних значень змінних:

$$Re_m = 500 - 130000 \quad Ar = 2,4 \cdot 10^4 - 4,1 \cdot 10^{11} \quad \frac{d_c}{d} = 2,33 \cdot 10^{-4} - 1,2 \cdot 10^{-2}$$

Конструкції змішувачів. Серед різних конструкцій змішувачів продуктів найбільшого поширення набули механічні стрічкові та лопатеві змішувачі горизонтального типу. Ці змішувачі становлять найбільший клас із усього обладнання для змішування. Порційні змішувачі, що застосовуються, відрізняються характером процесу змішування, способом впливу на матеріал, конструктивними і енергетичними ознаками.

Конструкції змішувачів включають камеру змішування, внутрішня поверхня якої покривається емаллями, лаками або різними полімерними матеріалами. Форма камери: верхня частина прямокутна, а нижня має одножолобчасту або двоножолобчасту форму для однофазних та двофазних змішувачів відповідно. Змішувальна камера герметична, у верхній її частині

знаходиться приймальний отвір для подачі компонентів, що змішуються, а в нижній частині - вивантажувальний отвір для випуску готової суміші. Для знепилювання, огляду та очищення змішувачів у камері передбачено додатковий аспіраційний отвір та один або кілька лючок. Підшипникові вузли кріплення валів розташовані на торцевих стінках камери або виносних опорах. Приводи змішувачів відрізняються видом передачі, редуктором та конструктивним виконанням. Робочі органи змішувачів мають різну конструкцію у вигляді стрічкових спіралей та лопатей, ефективність роботи яких оцінюється конструктивно-кінематичними параметрами змішувача.

На інтенсивність процесу змішування впливають: ємність камери, діаметр стрічкової спіралі, кількість стрічкових спіралей, навивка спіралей, кут нахилу, крок, ширина та форма лопаток, частота обертання стрічкової спіралі або лопатевого валу та режим роботи змішувача. Окремі змішувачі даної конструкції дозволяють вводити рідкі компоненти, що є ще однією перевагою, яка дозволяє використовувати лінію основного дозування та змішування для введення рідин без застосування додаткового змішувального обладнання.

Змішувачі періодичної дії. Змішувачі сипких матеріалів можна класифікувати за однією з таких ознак за: способом їх встановлення (пересувальні, стаціонарні); або характером протікання процесу змішування (періодичного, безперервного дії); швидкістю обертання органу, що перемішує (тихохідні, швидкісні); механізмом процесу змішування (конвективного, дифузійного, конвективно-дифузійного змішування); способом впливу на суміш (гравітаційні, відцентрові, продувасмі); видом потоку частинок (циркуляційні, з хаотичним переміщенням частинок); конструктивною ознакою (з корпусом, що обертається, зі стаціонарним корпусом і обертовим перемішувачем, з вертикальним валом, з горизонтальним валом, черв'якові, лопатеві і т. п.); способом розвантаження (з ручним розвантаженням, з механізованим розвантаженням); способом керування (з ручним керуванням, з автоматичним керуванням).

Горизонтальні змішувачі періодичної дії призначені для змішування компонентів сумішей. У середині змішувальної камери встановлений робочий орган, що включає чотири стрічкові спіралі, закріплені на валу за допомогою стійок. Дві внутрішні стрічкові спіралі суцільні, а дві зовнішні – складаються з окремих лопатей правої та лівої навивки. Внутрішні лопаті кріпляться до стійки хомутами, а зовнішні гвинтами. Привід змішувального органу включає електродвигун, клинопасову передачу, циліндричний редуктор і муфту. Під час змішування зовнішні спіральні стрічки робочого органу переміщують компоненти вздовж камери у бік завантаження, а внутрішні спіральні стрічки – у зворотному напрямку. Інші модифікації цієї серії змішувачів відрізняються габаритними розмірами, компонованням та деякими технічними даними.

Серед змішувачів, що мають комбінований робочий орган (шнек-стрічка рис. 9.18), широко відомий горизонтальний змішувач фірми Simon-Vaillon (Англія), що використовується для змішування компонентів сумішей. Змішування здійснюється за допомогою робочого органу, що складається з внутрішнього шнека та зовнішньої спіралі. Внутрішній шнек кріпиться до валу, зовнішня спіраль – до прямокутного кронштейну. Змішувач має лопаті, які запобігають налипанню продукту на стінках. Така конструкція робочого органу утворює перехресний потік суміші та забезпечує швидке та гомогенне змішування.

Високоякісні горизонтальні змішувачі фірми «Hayes & Stolz» (США) забезпечують швидке та ефективне перемішування, що сприяє підвищенню продуктивності. Нові конструкції горизонтальних стрічкових та лопатевих змішувачів економічні з точки зору споживання енергії. В основу конструкції цих змішувачів покладено дві основні вимоги: зменшення часу змішування та зниження споживаної енергії. Зменшення часу змішування до 3 хв. означає економію енергії на кожну тону матеріалу. У змішувачах встановлено кілька розвантажувальних дверцят або перевірене часом відкидне днище.

Надійні горизонтальні стрічкові змішувачі є неперевершеними щодо забезпечення ефективного перемішування сипких продуктів і можуть бути також використані для введення невеликих кількостей жирів і масел. Швидке та однорідне змішування здійснюється за рахунок використання стрічкового шнека унікальної конструкції, центральна спіральна

частина якого забезпечує перемішування продукту в центрі змішувача, а подвійна зовнішня стрічкова спіраль одночасно спрямовує суміш у периферійних частинах змішувача у протилежному напрямку (стрічковий змішувач потрійної дії).

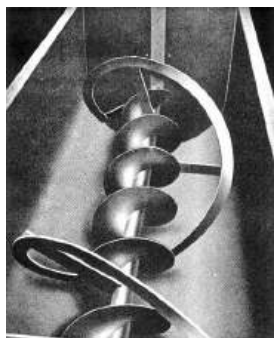
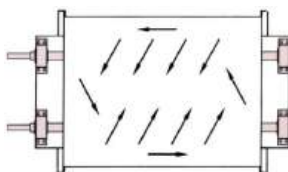
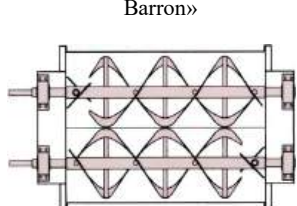


Рисунок 9.18 – Робочий орган змішувача фірми «Simon-Barron»

Лопатеві змішувачі можуть бути використані для перемішування сумішей з вмістом м'яса до 20%. Дворядні лопатеві змішувачі цієї фірми дозволяють вводити рідкі компоненти до 50%. Лопаті, що обертаються в протилежному напрямку, забезпечують на низьких швидкостях ефективне змішування сипких і рідких продуктів. Обертання лопатей у протилежних напрямках забезпечується за допомогою герметично закритих зубчастих коліс, залитих олією. Оригінальна конструкція рідинного інжектора гарантує рівномірну подачу рідин та високу якість змішування.

Двохвальний змішувач фірми «Hayes & Stolz» (рис. 9.19) має підвищену надійність. Ланцюговий привід з подвійним роликівим ланцюгом призначений для тривалої роботи у важких умовах приготування густих сумішей.



а – схема робочого органу; б – схема напрямків потоків під час змішування
Рисунок 9.19 – Двохвальний змішувач фірми «Hayes & Stolz»

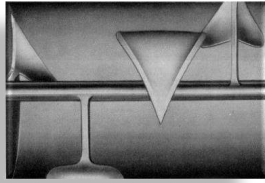
Легкий доступ забезпечений і до пристрою для відкриття та закриття відкидних дверей днища. Для роботи у важких умовах вибрано міцні роликіві підшипники, здатні витримувати великі навантаження протягом тривалого терміну. Пилонепроникне ущільнення запобігає виникненню витоків. Особливий інтерес представляє змішувач фірми «Lödige» (Німеччина) з оригінальним робочим органом лемешоподібної форми (рис. 9.20). Він забезпечує зняття компонентів із внутрішньої поверхні робочої камери та створює вихровий рух суміші. Лопаті зазвичай зміщені відносно один одного на 90° або 180°.

Фірма «Buhler» (Швейцарія) запропонувала новий швидкісний змішувач «Спідмікс» типу DFML (рис. 9.21), який відрізняється оптимальною геометрією корпусу і лопатей і має час змішування 1,5 хв за умови забезпечення якісної однорідної суміші. Конструкція змішувача забезпечує легкість та швидкість очищення змішувача та лопаток, а також гарантує відсутність недоступних зон. Двостулковий розвантажувальний клапан на всю довжину змішувача забезпечує повне розвантаження змішувача за 10с. Залежно від властивостей продуктів, що змішуються, і рідких добавок в змішувач «Спідмікс» можна вводити до 5 – 8 % рідини. Розвантажувальний отвір на всю довжину корпусу змішувача забезпечує повне вивантаження продукту, що перешкоджає утворенню залишків. Заслінки з гумовим пневмопідкачувачем працюють з абсолютною герметичністю в процесі змішування дрібнозернистих речовин.

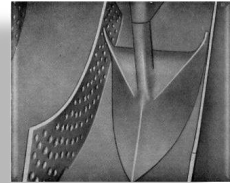
На світовий ринок змішувачів свої пристрої представила німецька фірма «Münch Edelstahl». Це параметричний ряд спіральних змішувачів типу MRH (рис. 9.22) місткістю від 50 до 20 000 літрів.



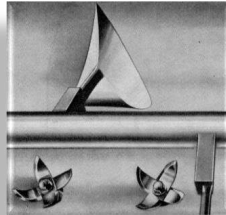
a



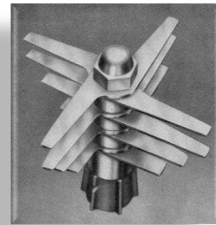
б



в



г



д

a – загальний вид; *б* – вал змішувача з лемехоподібними змішувальними інструментами; *в* – додаткові тертьові елементи; *г* – вид з додатковими ножовими головками; *д* – вид багатоступенчастої ножової головки

Рисунок 9.20 – Змішувач фірми «Lödige»



Рисунок 9.21 – Робочий орган змішувача DFML фірми «Bühler»



Рис. 9.22 – Горизонтальний спіральний змішувач типу MRH фірми «Münch Edelstahl»

Робочим органом цих змішувачів є дві спіралі з протилежною навивкою (рис. 9.23) і окружною швидкістю обертання близько 1 м/с та часом змішування 3 – 4 хв. Також фірма Münch Edelstahl випускає параметричний ряд лопатевих змішувачів типу MRP із завантаженням від 1000 до 12000 літрів і часом змішування 1,5 – 2 хв. Ці змішувачі мають лопатевий робочий орган з лопатями різної конфігурації.

Змішувач досить оригінальної конструкції пропонує фірма «Skiold, (Данія). Механізм змішування реалізований за допомогою підняття продукту похилим шнеком у верхню частину

змішувача і потім протитечійним рухом потоку продукту під дією сили тяжіння назустріч потоку, що утворюється похилим шнеком. Такий змішувач «Uni-Mix» (рис. 9.24) випускається двома типорозмірів на 1000 та 2000 літрів, час змішування 10 – 15 хв, потужність приводу 2,2 та 4 кВт відповідно, можна вводити до 4 % рідких компонентів. Робочий орган (рис. 9.24) складається з шести лопатей, нахилених щодо стійки та повернутих щодо осі валу, що забезпечує протитечійний рух продукту від торцевих стінок до центру змішувальної камери.

Заслужують на увагу лопатеві змішувачі фірми «Sprout-Matador» (Данія). Параметричний ряд лопатевих змішувачів типу НРВ містить номінальні об'єми завантаження від 500 до 10000 літрів. Ці змішувачі мають час змішування 2 – 3 хв та забезпечують змішування в умовах завантаження від 20 до 100 % від номінальної, а також забезпечують додавання таких рідких компонентів, як жир (до 8 %) та м'яса (до 6 %). Робочий орган (рис. 9.25) складається з шести лопатей, нахилених щодо стійки та повернутих щодо осі валу, що забезпечує протиточний рух продукту від торцевих стінок до центру змішувальної камери.



Рисунок 9.23 – Робочий орган змішувача типу MRH фірми «Münch Edelstahl»



Рисунок 9.24. Робочий орган змішувача «Uni-Mix» фірми «Skiold»



Рисунок 9.25 – Робочий орган змішувача НРВ фірми «Sprout-Matador»

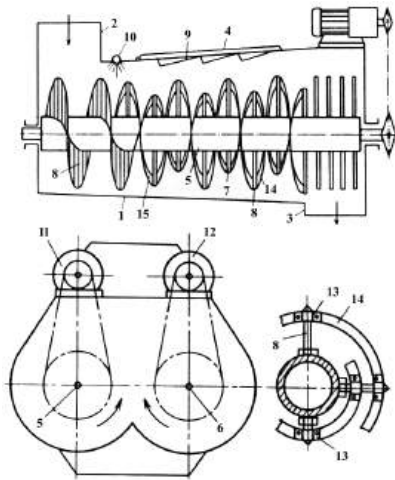
Розроблено змішувач (рис. 9.26), що включає корпус із завантажувальними та вивантажувальними патрубками, що розширюються по ходу руху компонентів, привід, вали. На внутрішній стороні кришки розташовані поздовжні та поперечні ребра, встановлені з можливістю регулювання кута нахилу.

З метою підвищення економічності та надійності шляхом стабілізації навантаження на вали лопатки розміщені асиметрично щодо осей стрижнів, і поверхня їх атакуючого оперення менше поверхні хвостового оперення, а лопатки встановлені на стрижнях, мають можливість кутового повороту навколо осей за допомогою пружних елементів, виконаних з попередньою закруткою. Пружні елементи виконані у вигляді торсійних валів або гвинтових пружин, лопатки мають фіксатори повороту.

Розглянуті конструкції змішувачів періодичної дії містять різні змішувальні органи. Здебільшого для змішування компонентів використовуються змішувальні

робочі органи, виконані у вигляді різних комбінацій спіральних стрічок. Вони добре зарекомендували себе у роботі з сипучим продуктом. Аналіз конструкцій робочих змішувальних органів, що використовуються у стрічково-лопатевих змішувачах, показує, що робочі органи мають різну конфігурацію: стрічкові спіралі одинарні, подвійні, потрійні; з лопатками різної форми (прямокутної, трапецієдальної, сегментної, плугоподібної та ін.). Конструкції змішувачів для сипких матеріалів залежать від методу змішування (пересипання, перелопачування, псевдозрідження та ін.), фізико-механічних, хімічних та інших властивостей окремих компонентів та їх сумішей, а також від необхідної якості та інтенсивності змішування.

Гравітаційні змішувачі класифікуються на лоткові, бункерні, ударно-розпилювальні та віброгравітаційні. В них компоненти змішуються внаслідок руху сипкого матеріалу під впливом сил тяжіння. Гравітаційний лотковий змішувач має корпус 1 прямокутного перерізу, в середині якого встановлений один над одним нахилених лотки 2 (рис. 9.27, а). Компоненти подаються в змішувач дозаторами безперервним потоком через штуцери 3 і 4. Струмнь матеріалу після зустрічі з поверхнею лотка трансформується: по лотку матеріал ковзає тонким шаром. Окремі компоненти змішуються в момент зустрічі шарів, що стікають з перших двох лотків, за умови нерівномірного їхнього руху по наступних лотках, і пересипанні з лотка на лоток.



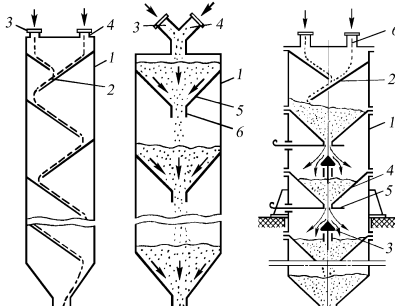
1 – корпус; 2, 3 – завантажувальний та вивантажувальний патрубки; 4 – кришка; 5, 6 – вали; 7, 8 – короткі та довгі пальці; 9 – ребра; 10 – розпилювач; 11, 12 – індивідуальні електроприводи; 13 – зйомні кронштейни; 14 – спіраль; 15 – лопать.

Рисунок 9.26. Змішувач

У гравітаційному бункерному змішувачі створені найкращі умови для перерозподілу частинок. Конструктивно він являє собою (рис. 9.27 б) циліндричний корпус 1, в середині якого змонтовані один над одним п'ять або шість конічних днищ 5 з отворами 6. Таким чином, кожне конічне днище з частиною циліндричного корпусу колонки являє собою бункер. Випускні отвори 6 у днищах повинні бути обрані з таким розрахунком, щоб у бункерах створювався певний запас матеріалу.

У гравітаційному ударно-розпилювальному змішувачі (рис. 9.27, в) компоненти, що надходять з дозаторів через патрубки 6, послідовно проходять тонкими шарами по похилих лотках 2. Компоненти нашаровуються на нижньому лотку, що виключає можливість зосередження одного з них в будь якому місці верхнього бункера першої секції змішувача. Кожна секція змішувача складається з циліндричного корпусу 1, конусоподібного днища 4 з центральним отвором, шибера 5 і ударно-розпилювального наконечника 3. Струмнь вільно падаючого матеріалу, що виходить з нижнього отвору бункера зустрічає на своєму шляху наконечник 3. Після удару по наконечнику утворюється факел з твердих частинок, що має форму порожнистого параболоїда обертання. Частки, які осідають з факела, падають на шар матеріалу, що знаходиться в бункері наступної секції. Подібний процес опускання частинок у бункері, витікання їх з отвору та подальшого розпилювання та осідання повторюється в кожній секції змішувача. Перерозподіл частинок окремих компонентів відбувається як під час їх руху бункерами, так і у факелах.

Щоб струмнь матеріалу, що витікає з отвору конічного днища, був стійким, необхідно мати в бункері кожної секції певний запас. Це можна отримати змінюючи величини випускного отвору за допомогою шибера 5. Під час пуску в роботу змішувача кожен шибера, починаючи з верхнього, послідовно відкривається з деяким інтервалом часу, достатнім для створення певного запасу матеріалу в розташованому вище бункері.



а – лотковий; б – бункерний; в – ударно-розпилювальний

Рисунок 9.27 – Схеми гравітаційних змішувачів

Ефективність перемішування оцінюють коефіцієнтом кратності перемішування:

$$k_n = v_o^{-1} \left\{ v_o^2 + 2gH \right\}^{0.5} (1 - \lambda \sin \alpha)^2 + 2l(1 - \mu)g \Big\}^{0.5}, \quad (9.31)$$

де v_o – швидкість частинок, що залишають дозатор, см/с;

g – прискорення вільного падіння, см/с²;

H – висота, падіння частинок, см/с;

α – кут нахилу лотка до горизонту, град (кут нахилу лотка до горизонту повинен бути більшим за кут тертя сипучого матеріалу по поверхні лотка);

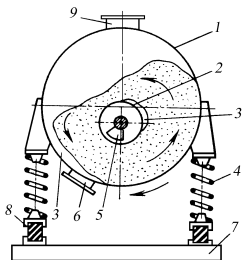
l – довжина лотка, см;

λ – коефіцієнт миттєвого тертя частинок матеріалу на поверхню лотка ($\lambda \approx 0,6$);

μ – коефіцієнт ослаблення впливу гравітаційного прискорення, що враховує тертя порошку об поверхню лотка і кут нахилу його до горизонту ($\mu \approx 0,6$).

На рис. 9.28 показана схема віброзмішувача. У корпусі 1 віброзмішувача ексцентрично розміщена труба 2. У середині труби 2 обертається вал із закріпленими на ньому дебалансами 5. Вал приводиться в обертання за допомогою клинопасової передачі від електродвигуна, встановленого на станині змішувача. Корпус змішувача спирається на вісім пар циліндричних пружин 4.

Пружини через гумові прокладки 8 спираються на станину корпусу 7. Компоненти завантажують через патрубок 9, вварений в одному кінці корпусу, а вивантажують через патрубок 6, вварений в іншому кінці корпусу. Суміш має поздовжнє переміщення внаслідок різниці у висоті шару в місцях завантаження та вивантаження. За рахунок вібрації корпусу змішувача між сипучим матеріалом та вібруючими органами (внутрішньою стінкою корпусу та зовнішньою стінкою труби 2) утворюються серпоподібні зазори 3.



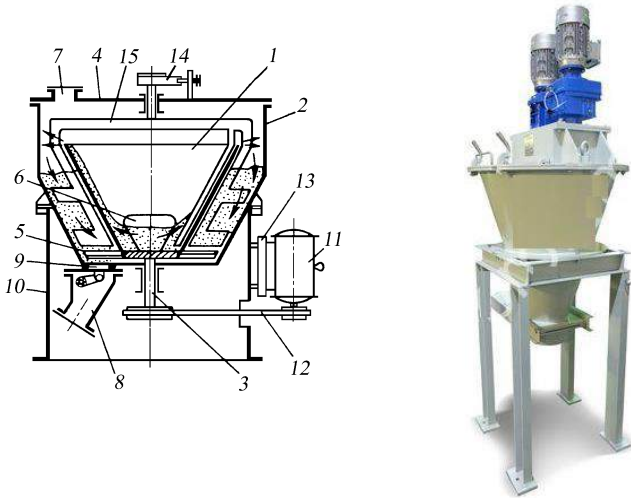
1 – корпус; 2 – труба; 3 – зазор; 4 – пружина; 5 – дебаланс; 6, 9 – патрубок; 7 – станина; 8 – прокладка

Рисунок 9.28 – Віброзмішувачі

Змішувачі з обертовим конусом. Для інтенсивної внутрішньої циркуляції сипучого матеріалу в змішувачах цього типу застосовують порожнистий зрізаний конус, що обертається. Порожнистий зрізаний конус 1, змонтований в корпусі 2, що має в нижній частині конічну форму (рис. 9.29). Конус змонтований на консольному валу 3, пропущений всередину корпусу через днище. До нижньої частини конуса 1 жорстко прикріплена лопатева мішалка 5, нахилена до горизонту під кутом 45°. У нижній частині конуса прорізані два симетрично розташовані вікна 6.

Змішувач завантажують сипучим матеріалом через патрубок 7, вварений в кришку 4, а розвантажують готову суміш через клапанну коробку 8, що прикріплюється до днища к1 – корпусу. Привід клапана 9 який у моменти заповнення змішувача та змішування сипких матеріалів закриває випускний отвір у днищі корпусу, – ручний або пневматичний. Виведення

приводного валу з корпусу змішувача герметизовано сальником з м'якою набивкою. Корпус змішувача встановлений на зварній опорі 10 циліндричної форми. Вал 3 приводиться у обертання від електродвигуна 11 через клинопасову передачу 12.



1–конус; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – кришка; 5 – мішалка; 6 – вікно; 7 – патрубок; 8 – клапанна коробка; 9 – клапан; 10 – підставка; 11 – електродвигун; 12 клинопасова передача; 13 – плита; 14 – гальмо; 15 – рама

Рисунок 9.29 – Відцентровий змішувач з конусом, що обертається

Електродвигун змонтований на рухомій плиті 13, вісь якої закріплена на корпусі опори. При обертанні конуса 1 матеріал, що потрапив у нього під час засипки, внаслідок сил тертя починає обертатись. Частинки матеріалу під впливом відцентрових сил інерції, що виникають при їх обертанні, починають рухатися по внутрішній поверхні конуса вгору, а потім скидаються з нього в кільцевий простір між конусом і корпусом змішувача. Нові порції матеріалу надходять всередину конуса з кільцевого простору через вікно 6. Лопатева мішалка 5, обертаючись разом з конусом, збільшує рухливість сипучого матеріалу в нижній частині корпусу змішувача, сприяючи протоку через вікна всередину конуса. Матеріал переміщується як при підйомі його по конусу внаслідок різних траєкторій руху частинок, так і поза конусом внаслідок їх перерозподілу під час відскоку від стінок, опускання кільцевим простором вниз і псевдозрідження лопатевою мішалкою 5.

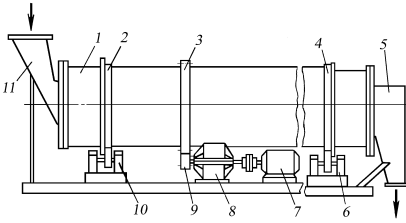
Для матеріалів з поганою сипкістю в корпусі встановлюють раму 15, що вільно обертається, з лопатями і скребком, який входить всередину конуса. Рама під впливом сил, що діють з боку матеріалу на скребок та лопаті, починає обертатися. Швидкість обертання рами регулюють стрічковим гальмом 14. Внаслідок встановленої за допомогою гальма різниці швидкостей обертання лопатей і захопленого конусом матеріалу останній, наштовхуючись на лопаті, частково надходить усередину конуса через вікна 6, а решта його частина обтікає їх. Завихрення, що виникають, сприяють більш швидкому перебігу процесу змішування.

Барабанні змішувачі застосовуються для змішування сухих порошкоподібних матеріалів та вимагають значного часу змішування. Барабанний змішувач має циліндричний корпус, що обертається на опорних роликах. Циліндричний корпус барабанного змішувача може бути розташований горизонтально або з невеликим кутом нахилу до горизонту (до 4°). До зовнішньої поверхні барабана 1 жорстко прикріплюють два або більше бандажі 2 та 4, які спираються на опорні ролики 6 та 10 (рис. 9.30). Барабан приводиться в рух від електродвигуна 7 через редуктор 8 і зубчасту пару 9 і 3. Малу шестерню 9 цієї пари закріплюють на вихідному

валу редуктора, а велику шестерню 3 на барабані.

Опорні ролики 10 монтуються на двох радіальних сферичних дворядних роликопідшипниках, що встановлюються в окремих корпусах. Корпуси підшипників – роз'ємні, закріплюються на звареній рамі.

Опорні ролики, їх підшипники та рама складають так звану опорну станцію. Після встановлення барабана на двох опорних станціях одна з них робиться опорною, а інша – упорно-опорною. В упорно-опорній станції на відміну від просто опорної станції є два додаткові упорні ролики, які фіксують положення барабана в осьовому напрямку. Упорні ролики встановлюють так, щоб вони торкалися бічної поверхні бандажу.



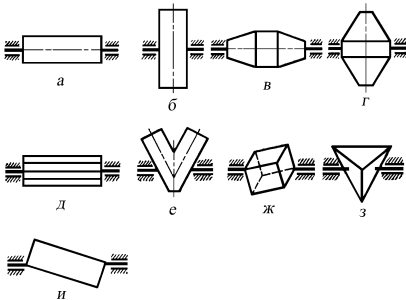
- 1 – барабан; 2, 4 – бандажі; 3, 9 – шестерні;
5 – розвантажувальна камера; 6, 10 – опорні ролики; 7 – електродвигун; 8 – редуктор;
11 – лоток

Рисунок 9.30 – Барабанный змішувач

Матеріал, що дозується живильниками, надходить у барабан по похилому лотку 11. Готова суміш з барабана виходить з протилежного кінця. Для підтримки необхідного рівня матеріалу в барабані вварюють підпірне кільце. Матеріал, що висипається через кільце, потрапляє в розвантажувальну камеру 5, жорстко закріплену на станині змішувача.

Матеріал у змішувач можна подавати безперервним потоком або порційно. Останнє виявилось можливим завдяки тому, що матеріал усередині корпусу розмивається. Навіть якщо у барабан подавати окремі компоненти по черзі з певною частотою, то за наявності відповідної довжини барабана на виході з нього можна отримати гомогенну суміш. Зазори між поверхнями корпусу, що обертається і нерухомими поверхнями лотка 11 і розвантажувальної камери 5 можуть бути ущільнені за допомогою гумових манжет.

Для збільшення поздовжнього змішування матеріалу всередині барабана іноді монтують гвинтову насадку, що складається зі спіральних стрічок, прикріплених до внутрішньої стінки барабана. У деяких конструкціях барабаних змішувачів усередині корпусу, в його нижній частині, встановлюють лопатевий вал або шнек, що обертається самостійним приводом. Барабанный змішувачі з корпусом, що обертається, розрізняються формою корпусу і його розташуванням по відношенню до осі обертання.



- а – з віссю обертання, що збігається з віссю циліндра; б – вертикальний з віссю обертання, перпендикулярною до осі циліндра; в – біконічний горизонтальний з віссю обертання, що збігається з віссю корпусу; г – біконічний вертикальний з віссю обертання, перпендикулярною до осі корпусу; д – гранований горизонтальний з віссю обертання, що збігається з віссю корпусу; е – біциліндричний (V-подібним); ж – кубічний; з – тетраедричний (V-подібним); и – циліндричний з віссю обертання, нахиленою до осі корпусу

Використовуються такі типи барабаних змішувачів: горизонтальний циліндричний з віссю обертання, що збігається з віссю циліндра (рис. 9.31, а); вертикальний циліндричний з віссю обертання, перпендикулярною до осі циліндра (рис. 9.31, б); біконічний горизонтальний з віссю обертання, що збігається з віссю корпусу (рис. 9.31, в); біконічний вертикальний з віссю обертання перпендикулярною до осі корпусу (рис. 9.31, г); гранований горизонтальний з віссю обертання, що збігається з віссю корпусу (рис. 9.32, б); біциліндричний (V-подібний) (рис. 9.31, е); кубічний (рис. 9.31, ж); тетраедричний (рис. 9.31, з); циліндричний з віссю обертання, нахиленою до осі корпусу (рис. 9.31, і).

Барабанный змішувачі відносяться до тихохідних машин, окружна швидкість

обертання їхнього корпусу невелика і становить 0,17 – 1,0 м/с. Робоча швидкість обертання залежить в основному від типу змішувача і фізико-механічних властивостей компонентів, що перемішуються. Т. Яно (Японія) пропонує знаходити оптимальну робочу швидкість обертання за емпіричною формулою

$$n_{opt} = (1,5...2,0) \cdot 10^3 \sqrt{d_q / R_{max}} , \quad (9.32)$$

де d_q – середньоарифметичний діаметр частинок змішуваних компонентів;
 R_{max} – максимальний радіус обертання корпусу змішувача.

Залежно від заповнення корпусу горизонтального циліндричного змішувача при робочих швидкостях його обертання можна спостерігати три режими руху сипучої маси: 1) коливальний режим (матеріал піднімається разом зі стінкою корпусу на деяку висоту, а потім сковзає по ній вниз); 2) режим прослизання (матеріал залишається нерухомим, прослизуючи по стінках корпусу і формуючи свою вільну поверхню на деякий кут до горизонту); 3) режим циркуляційний (матеріал інтенсивно циркулює в поперечному перерізі шару, піднімаючись на деякий кут разом зі стінками корпусу, а потім обрушуючись вниз по похилій поверхні шару). Для збільшення поздовжніх переміщень частинок в циліндричних змішувачах з горизонтальною віссю всередині їх корпусу встановлюють спеціальні пристрої, наприклад спірالی, похилі лопаті..

У змішувачах з біконічним (рис. 9.32, а), біциліндричним (рис. 9.32, б), кубічним, тетраедричним і похилим корпусом осьові переміщення частинок здійснюються за рахунок ковзання матеріалу по похилим поверхням їх корпусу.

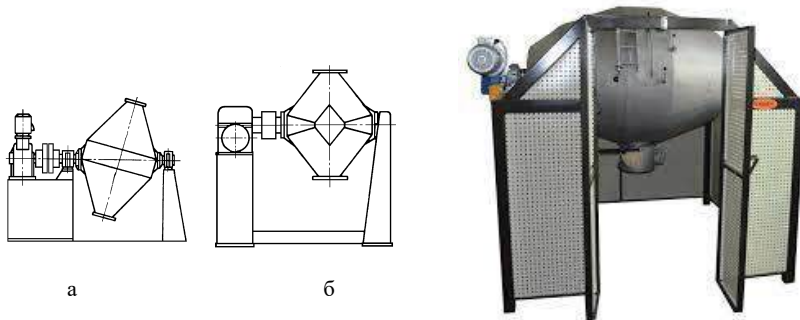


Рисунок 9.32 – Змішувачі зі здовбеним біконічним корпусом (а) та зі здовбеним біциліндричним корпусом (б)

Вони навіть без спеціальних внутрішніх пристроїв здійснюють задовільне змішування компонентів у всьому об'ємі корпусу. Матеріал часток перерозподіляється в таких змішувачах в основному за рахунок зрізу шарів, їх перетасовування, тому для них не можна використовувати дифузійну модель процесу змішування. У деяких конструкціях барабаних змішувачів з горизонтальною віссю процес змішування інтенсифікується за допомогою різного роду пристроїв, що обертаються, так як якість змішування в барабанах з нерухомими елементами на внутрішній поверхні корпусу незадовільна. Наприклад, відомі змішувачі, всередині циліндричного корпусу яких встановлений вал, що швидко обертається, з лопатями або шнек.

Потужність, що витрачається на перемішування сипучих матеріалів у барабаних змішувачах, залежить від форми та геометричних розмірів корпусу, швидкості його обертання

та ступеня заповнення матеріалом, фізико-механічних властивостей суміші, що перемішується. Вона може бути підрахована за формулами:

для циліндричного горизонтального барабана (див. рис. 9.31 а)

$$N_u = \frac{G}{102} R_o \omega \sin \varphi , \quad (9.33)$$

для циліндричного барабана (рис. 9.31, в), заповненого матеріалом наполовину,

$$N_u = \frac{1}{165,5} \rho_n \omega \sin \varphi [l_k (R^2 + r^2) (R + r) + 2R^3 l_u] , \quad (9.34)$$

для циліндричного похилого барабана (рис. 9.31, і)

$$N_u = \frac{G}{102} R_o' \omega \sin \psi , \quad (9.35)$$

для тетраедричного барабана (рис. 9.31, з)

$$N_u = \frac{a^4 \rho_n \omega \sin \varphi}{6000} R_o , \quad (9.36)$$

де G – маса матеріалу в барабані, кг;

ω – кутова швидкість обертання барабана, рад/с;

R_o – радіус центру маси матеріалу в сегменті, м;

φ – кут природного укусу матеріалу, що перемішується, град;

ρ_n – насипна густина матеріалу, що перемішується, кг/м³;

l_u і l_k – довжина циліндричної та конічної частин барабана, м;

R – внутрішній радіус циліндричної частини барабана, м;

r – внутрішній найменший радіус конічної частини барабана, м;

R_o' – відстань центру ваги маси в поздовжньому перерізі барабана від осі обертання, м;

ψ – кут, утворений в аналізований момент часу радіусом з вертикаллю, град;

a – сторона тетраедра, м.

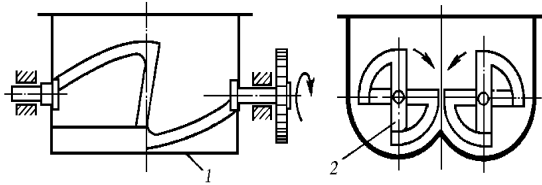
У деяких конструкціях барабанних змішувачів корпус має сорочку для нагрівання або охолодження маси, що перемішується. До переваг барабанних змішувачів можна віднести простоту устрою, можливість змішування компонентів без стирання та руйнування форми зерна, перемішування абразивних компонентів, а до недоліків – погана якість змішування, тривалий цикл перемішування, значні енерговитрати.

Черв'ячно-лопатеві змішувачі застосовують для змішування твердих матеріалів, а також для приготування в'язких та тістоподібних продуктів (тісто, пасти тощо). Виготовляються вони з одним або двома валами, на яких змонтовані змішувальні елементи. У двовалкових горизонтальних змішувачах компоненти змішуються двома горизонтальними валками, що обертаються назустріч один одному з різними числами обертів. Корпуси цих змішувачів можуть мати сорочку для нагрівання або охолодження маси, що змішується. Під час розвантаження готової суміші корпус перекидається навколо осі одного валка. У змішувачах з малою робочою ємністю (до 50 л) відкривають кришку і перекидають корито вручну, а у великих змішувачах (ємністю від 100 л і вище) – за допомогою гідроциліндрів.

Двохвальний лопастний горизонтальний змішувач являє собою корпус 1 з двома напівциліндричними днищами, в якому обертаються назустріч один одному два горизонтальні вали 2 з лопастями, що перемішують матеріал (рис. 9.33). Різні конструкції цих змішувачів відрізняються, головним чином, довжиною корпусу апарату та конфігурацією лопастей.

Залежно від властивостей змішуваної маси змішувачі комплектуються валами різної конфігурації: Z-подібними валами для використання в різних умовах процесу змішування (рис. 9.34 а), чотирикрильчатими валами для перемішування вологих і пастоподібних мас
 1 – корпус; 2 – горизонтальний вал з лопастями

Рисунок 9.33 – Конструкція двохвального лопастного горизонтального змішувача



(рис. 9.34 б) багатокрильчатыми валами з Т-подібними лопастями для змішування сухих та зволжених сипких матеріалів (рис. 9.34, в).

Подальші розробки конструкцій цих змішувачів спрямовані на вдосконалення робочих змішувальних органів, від яких залежить ефективність та енергоємність змішування; скорочення циклу змішування; зменшення матеріаломісткості та зниження споживаної енергії; вдосконалення конструкції приводу змішувача, включаючи привід дверцят випускного отвору.

9.3. Пневматичне перемішування

Перемішування стисненим газом є малоінтенсивним процесом. Витрата енергії пневматичного перемішування більша, ніж механічного. Перемішування стисненим газом проводять в апаратах, забезпечених спеціальними пристроями – барботером або центральною циркуляційною трубою. Барботер це розташований по дну апарату труби з отворами, за допомогою яких здійснюється барботажа газу через шар оброблюваної рідини. В умовах циркуляційного перемішування газ подають до циркуляційної труби. Бульбашки газу захоплюють і підіймають угору по трубі рідину, що знаходиться в посудині, яка потім опускається вниз в кільцевому просторі між трубою і стінками апарату, забезпечуючи циркуляційне перемішування.

Під час розрахунку пневматичних мішалок визначають необхідний тиск та витрати газу. Тиск газу розраховується за допомогою рівняння Бернуллі

$$p = h\rho_p g + 0,5\rho_g v^2 (1 + \lambda l / d + \sum \zeta_{м.с.}) + p_0, \quad (9.37)$$

де h – висота стовпа рідини, що перемішується, м;

v – швидкість повітря у трубі $\{v = 20 - 40 \text{ м/с}\}$;

ρ_p і ρ_g – густина рідини, що перемішується, і газу, кг/м^3 ;

$\sum \zeta_{м.с.}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів;

λ – коефіцієнт тертя;

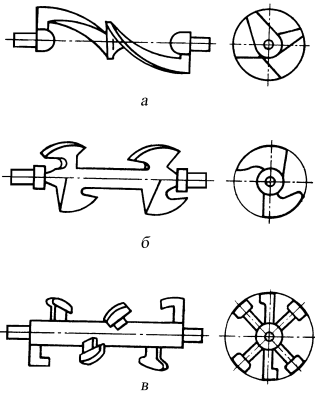
l і d – довжина та діаметр труби, м;

p_0 – тиск над рідиною в апараті, Па.

Об'ємна витрата газу V ($\text{м}^3/\text{год}$) визначається за емпіричною формулою

$$V = kFp, \quad (11.38)$$

де F – поверхня спокійної рідини в апараті, м^2 ;



а – Z-подібний вал;

б – чотирьохкрильчатий вал; в – вал з Т-подібними лопастями

Рисунок 9.34 – Конструкція валків в двохвальных змішувачах

p – тиск повітря, Па;

k – дослідний коефіцієнт (для слабого перемішування $k = 0,24 - 0,30$; для малоінтенсивного $k = 0,35 - 0,50$ та інтенсивного $k = 0,45 - 0,60$).

Перемішування в трубопроводах є найпростішим способом перемішування рідин (краплинних та газоподібних), який застосовується під час транспортування їх трубопроводами. Перемішування у трубопроводі відбувається під дією турбулентних пульсацій. Тому таким способом перемішування можна користуватися за умови, що рух турбулентний і трубопровід, по якому перекачуються рідини, має довжину, достатню для забезпечення заданого середнього часу перебування рідини в трубопроводі. Часто для покращення перемішування рідин у трубопроводі поміщають спеціальні вставки, гвинтові насадки або інжектори.

Перемішування за допомогою сопел та насосів. Сопла в апаратах застосовують для перемішування газоподібних і краплинних рідин – найчастіше циркуляційним способом. Струм рідини, що витікає з сопла, передає за рахунок внутрішнього тертя частину своєї кінетичної енергії прилеглим шарам рідини, приводячи їх в рух. У просторі, яке займали ці шари, виникає розрідження. Зниження тиску змушує рідину підсмоктуватись у цю частину простору. Така послідовність взаємодії струменя і рідини, що знаходиться в апараті, відбувається безперервно і багаторазово, забезпечуючи перемішування вмісту апарату.

Сопла для краплинних рідин застосовують зазвичай спільно з циркуляційним насосом, який передає рідині, що подається в сопло, необхідну кінетичну енергію. Як показує досвід, кінетична енергія струменя буде використана найбільш ефективно коли значення відношення відстані від гирла сопла до його діаметра $x/d = 15 - 20$. У деяких випадках рідини перемішують, багато разів перекачуючи їх через апарат за допомогою циркуляційного насосу без застосування сопел.

Контрольні питання

1. Що називається змішуванням чи перемішуванням?
2. Якими способами здійснюється перемішування?
3. Якими найважливішими характеристиками оцінюється перемішування?
4. Які чинники впливають на режими змішування?
5. Яка класифікація машин, що перемішують?
6. Які основні складові необхідної потужності приводу тістомісильних машин періодичної дії?
7. Що таке критерій потужності та як він визначається?
8. Який вид має узагальнене рівняння гідродинаміки для перемішування?
9. Який пристрій і який принцип дії лопатевої мішалки?
10. Від яких параметрів залежить продуктивність лопатевих мішалок?
11. З яких трьох основних частин складаються механічні пристрої, що перемішують?
12. Які фактори впливають на перемішування компонентів продукту?
13. Як розміри та форма лопатей впливають на потужність приводу лопатевих мішалок?
14. На які види класифікуються мішалки за устроєм лопатей?
15. Яким є устрій і який принцип дії якірних мішалок?
16. Яким є устрій і який принцип дії рамних мішалок?
17. Яким є устрій і який принцип дії турбінних мішалок?
18. Яким є устрій і який принцип дії стрічкового змішувача?
19. Як вибирається робоча частота обертання лопатевого валу?
20. Який вплив має форма робочих органів на інтенсивність процесу змішування?
21. Якими критеріями оцінюють ефективність процесу змішування?
22. За яким із компонентів суміші оцінюють її однорідність після змішування?
23. Які особливості змішування у змішувачах періодичної дії?
24. На які групи та за якими ознаками ділять змішувачі безперервної дії?
25. Як залежить величина коефіцієнта варіації однорідності від тривалості змішування?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., БУХКАЛО С.І., КАПУСТЕНКО П.О., АРСЕНЬЄВА О.П. та ін. Харчові технології у прикладах і задачах: Підручник. К.: Центр учбової літератури, 2008. 576 с.
2. Черевко О.І., Поперечний А.М. Процеси і апарати харчових виробництв. Підручник. Видавництво «Світ книг», 2019. 496 с.
3. Процеси і апарати харчових виробництв. Курсове проектування: Навч. посіб. /За ред. І.Ф. Малежика. К.: НУХТ, 2012. 543 с.
4. Коваленко І.В., Малиновський В.В. Основні процеси та апарати хімічних виробництв: Підручник. К.: Інрес: Воля, 2006. 264 с.
5. Черевко О. І., Михайлов В.М., Кіптела Л.В. Процеси і апарати харчових виробництв. Лабораторний практикум: Навч. посібник. Харків: Світ книг, 2013. 168 с.
6. Марценюк О.С., Мельник Л.М. Процеси і апарати харчових виробництв К.: НУХТ, 2011. 407 с.
7. Малежик І.Ф. Процеси і апарати харчових виробництв. Лабораторний практикум. Навч. посібник К.: НУХТ, 2016. 246 с.
8. Бурдо О.Г., Пур Д.Р., Сиротюк І.В. Концентрація соків у вакуумному мікрохвильовому апараті. Харчова промисловість, 2017. № 21. С. 122 – 126.
9. Гапонюк О.І., Остапчук М.В., Станкевич Г.М., Гапонюк І.І. Активне вентилявання та сушіння зерна. Одеса, ВМВ, 2014. 326 с.
10. Крутовий Ж.А., Любар С.В., Манжос Н.В. Оптимізація технологічних процесів. Частина 1. Математичне моделювання. Навчальний посібник. Харків: Харківський державний університет харчування та торгівлі (ХДУХТ), 2011. 300 с.
11. Процеси і апарати. Механічні та гідромеханічні процеси: Підручник / В.С. Бойко, К.О. Самойчук, В.Г. Тарасенко, В.О. Верховланцева, Н.О. Паляничка, Є.В. Михайлов, О.О. Червоткіна Мелітополь., 2021. 445 с.
12. Шалугін В. С., Шмандій В. М. Процеси та апарати промислових технологій : навч. посібник. К. : Центр учбової літератури, 2008. 392 с.
13. Розрахунки обладнання підприємств переробної і харчової промисловості / В.Г. Мирончук та ін. Вінниця : Нова книга, 2004. 288 с.
14. Лабораторний практикум з дисципліни „Процеси і апарати“: Навчальний посібник. / В.Ф. Ялпачик та ін. Мелітополь : Видавничий будинок Мелітопольської міської друкарні, 2017. 275 с.
15. Тертишний О.О., Тертишна О.В. Мембранні процеси розділення в хімічній промисловості: Навчальний посібник. Дніпро: ДВНЗ УДХТУ, 2011.185 с.
16. Розрахунки обладнання підприємств переробної і харчової промисловості / В.Г. Мирончук та ін. Вінниця : Нова книга, 2004. 288 с.
17. Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості / І.С. Гулий та ін. / Під ред. І.С. Гулого. К.: 2001. 576с.
18. Малежик І.Ф., Зав'ялов В.Л., Шевченко О.Ю. та ін. Процеси і апарати харчових виробництв. К:РВЦ НУХТ, 2021.419 с.
19. Онищук О.О., Кормош Ж.О. Процеси та апарати хімічних виробництв: курс лекцій. Луцьк: Вежа-Друк, 2020. 155 с.
20. Сухенко Ю.Г. Процеси і апарати харчових виробництв : лабораторний практикум : навч. посіб. К. : ІНКІОС, 2018. 243 с.
21. Тертишний О. О., Півоваров О. А., Кошулько В. С. Теплові процеси та обладнання в харчових виробництвах: Навчальний посібник. Дніпро: ДДАЕУ, 2023. 360 с.
23. Тертишний О. О., Півоваров О. А., Кошулько В. С. Механічні процеси та обладнання в харчових виробництвах: Навчальний посібник. Дніпро: ДДАЕУ, 2022. 351 с.
24. Процеси та апарати харчових виробництв : підручник / Поперечний А. М., Черевко О. І., Гаркуша В. Б., Кирпиченко Н. В. ; за ред. А. М. Поперечного. К. : Центр учбової літератури, 2007. 304 с.

25. Тертишний О.О., Опарін С.О., Рябік П.В. Механічні процеси в хімічній технології: Навчальний посібник. Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2015. 215 с.
26. Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва : навч. посіб. / П. С. Берник та ін. Львів : Львівська політехніка, 2004. 336 с.
27. Zamikula K., Tertyshna O., Tertyshny O., Topilnytskyy P. Simulation of Change in Density and Viscosity of Crude Oil When Mixing. *Chemistry&Chemical Technology*, 2022. Vol.16. № 3. P.469 – 474. DOI: <https://doi.org/10.23939/chcht16.03.469> (Scopus Q3)
28. O. Tertyshna, O.Tertyshnyi V.Polishchuk. Kinetics of Dissolution of Oil Deposits. *Chemmotological Aspects of Sustainable Development of Transport. Monografiya* 2022, p. 247–266.

Навчальне видання

ТЕРТИШНИЙ Олег Олександрович – кандидат техн. наук, доцент кафедри харчових технологій Дніпровського державного аграрно-економічного університету, м. Дніпро

ПІВОВАРОВ Олександр Андрійович – доктор техн. наук, професор кафедри харчових технологій Дніпровського державного аграрно-економічного університету, м. Дніпро

КОШУЛЬКО Віталій Сергійович – кандидат техн. наук, доцент кафедри харчових технологій Дніпровського державного аграрно-економічного університету, м. Дніпро

ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ В ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВАХ

Навчальний посібник

Друкується в авторській редакції.

