



66(075)

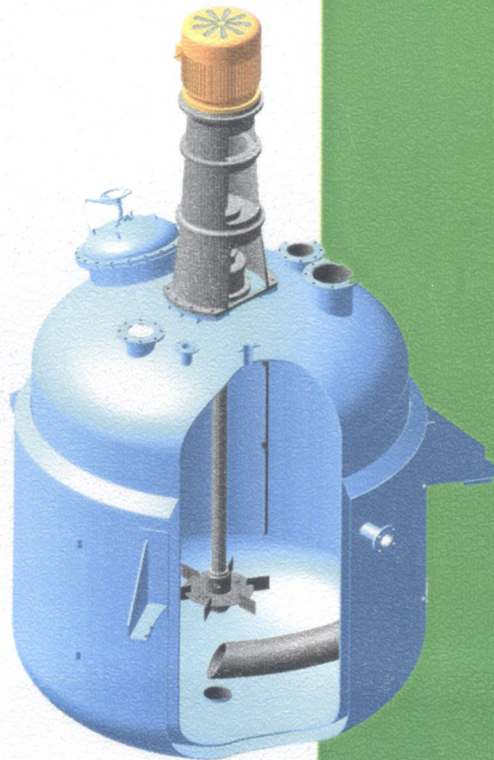
С 82

*В.Я.Стороженко*

*В.А. Смирнов*

***Реактори об'ємного типу  
з перемішувальними пристроями  
(розрахунок та конструювання)***

***Навчальний посібник***



66(075)  
С82

**В.Я. СТОРОЖЕНКО, В.А. СМІРНОВ**

**Реактори об'ємного типу  
з перемішувальними пристроями  
(розрахунок та конструювання)**

Навчальний посібник

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України



66(075)      С82      2010

Стороженко В.Я. Реактори об'ємного типу з пе

Суми  
Сумський державний університет

2010

З обмінного фонду бібліотеки  
Сумського державного  
університету

УДК 66.023.001.66:539.4:66.063.8.001.24

ББК 34.42

С 82

Рецензенти:

*Л.Д. Плячук* — доктор технічних наук, професор, зав. кафедри прикладної екології Сумського державного університету;

*Д.І. Белкін* — доктор технічних наук, професор, директор Рубіжанської філії СНУ;

*С.В. Вакал* — кандидат технічних наук, директор Сумського ДержНДІ МІНДІП

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом підготовки «Інженерна механіка» (лист №1/11-12235 від 29.12.2010 р.)*

**Стороженко В.Я.**

С 82 Реактори об'ємного типу з перемішувальними пристроями (розрахунок та конструювання): навчальний посібник/ В.Я.Стороженко, В.А.Смирнов. – Суми: Сумський державний університет, 2010. – 283 с.

ISBN 978-966-657-348-6

454261

У даному посібнику розглянуті теоретичні основи процесів в об'ємних реакторах із перемішувальними пристроями, а також принцип будови і роботи типових апаратів, методи їх технологічних розрахунків. Викладено основні відомості про конструкції нормалізованих реакторів та методики розрахунку на міцність і стійкість основних елементів апаратів, які використовуються у хімічній та суміжних із нею галузях промисловості.

Посібник призначається для використання у навчальному процесі студентами денної та заочної форм навчання, які навчаються за спеціальністю «Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів». Може бути корисним студентам інших споріднених спеціальностей при виконанні курсових та дипломних проєктів, а також інженерам-механікам, які займаються проєктуванням, виготовленням і експлуатацією реакторів об'ємного типу.

**НТБ ВНТУ**  
**М.Вінниця**

УДК 66.023.001.66:539.4:66.063.8.001.24  
ББК 34.42

**КНИГОСЛОВИЩЕ**

ISBN 978-966-657-348-6

© Стороженко В.Я., Смирнов В.А., 2010  
© Сумський державний університет, 2010

## З м і с т

	С.
1 Загальні відомості й основні визначення.....	6
1.1 Ступінь перемішування.....	7
1.2 Інтенсивність перемішування.....	9
1.3 Ефективність перемішування.....	10
1.4 Вплив основних параметрів на інтенсивність і ефективність перемішувальних пристроїв.....	11
1.5 Критерії подібності, які застосовуються для процесів перемішування.....	13
1.5.1 Критерій Рейнольдса.....	14
1.5.2 Критерій Фруда.....	17
1.5.3 Критерій Ейлера.....	17
1.5.4 Критерій Вебера.....	18
1.6 Масштабування реакторів.....	18
2 Задача оптимального розрахунку й вибору ємності реактора	23
2.1 Безперервно діючі реактори повного змішування.....	23
2.2 Реактори повного витіснення безперервної дії.....	27
2.3 Реактори періодичної дії.....	29
2.4 Задача оптимального розрахунку місткості реактора	30
2.5 Вибір місткості апарата.....	32
3 Розрахунок часу перемішування й вибір частоти обертання мішалок.....	33
3.1 Вибір частоти обертання перемішувальних пристроїв.....	35
3.1.1 Частота обертання для процесів суспендування.....	35
3.1.2 Частоти обертання мішалки для процесів емульгування..	36
3.1.3 Розрахунок часу гомогенізації.....	38
3.1.4 Частота обертання мішалок для систем газ — рідина.....	38
4 Сфера застосування перемішувальних пристроїв.....	41
4.1 Основні геометричні співвідношення, що рекомендують для перемішувальних пристроїв і апаратів.....	48
5 Розрахунок потужності, споживаної перемішувальними пристроями.....	51
5.1 Вибір критеріального рівняння для розрахунку потужності	51
5.2 Спрощені рівняння для обчислення потужності, що витрачається на перемішування.....	54
6 Вибір привода для апаратів з перемішувальними пристроями	60
6.1 Конструювання й розрахунок валів перемішувальних пристроїв	60
6.1.1 Розрахунок перемішувальних пристроїв за методикою	

	РД 26-01-90-85.....	62
6.2	Кінцеві опори валів.....	109
6.3	Ущільнення валів.....	110
6.4	З'єднання валів (муфти).....	132
6.5	Приводи механічних перемішувальних пристроїв.....	136
6.6	Двигуни.....	140
6.7	Нормалізовані вертикальні приводи механічних перемішувальних пристроїв.....	143
6.7.1	Конструкції й основні розміри приводів.....	145
7	Конструювання й розрахунок мішалок.....	170
7.1	Лопатеві й листові перемішувальні пристрої.....	170
7.2	Якірні перемішувальні пристрої.....	174
7.3	Рамні перемішувальні пристрої.....	179
7.4	Турбінні перемішувальні пристрої.....	181
7.5	Гвинтові перемішувальні пристрої.....	186
7.6	Пневматичні перемішувальні пристрої.....	193
8	Корпуси реакційних апаратів з механічними перемішувальними пристроями.....	194
9	Обігрів реакторів.....	209
9.1	Обігрів водяною парою.....	209
9.2	Обігрів продуктами згоряння палива.....	210
9.3	Обігрів висококиплячими теплоносіями.....	212
9.4	Електрообігрівання.....	215
9.5	Комбіновані методи обігріву.....	218
10	Розрахунок апаратів із сорочкою на міцність.....	219
10.1	Гладкі обичайки.....	219
10.1.1	Розрахункова температура.....	219
10.1.2	Робочий, розрахунковий і пробний тиск.....	220
10.1.3	Допустимі напруження, коефіцієнти запасу міцності й стійкості.....	221
10.1.4	Коефіцієнт міцності зварних швів.....	223
10.1.5	Додатки до розрахункових товщин конструктивних елементів.....	223
10.2	Гладкі циліндричні обичайки.....	224
10.2.1	Обичайки, навантажені внутрішнім надлишковим тиском.....	224
10.2.2	Обичайки, навантажені зовнішнім тиском.....	224
10.2.3	Обичайки, навантажені осьовим розтяжним зусиллям.....	226
10.2.4	Обичайки, навантажені осьовим стискальним зусиллям.....	227

10.2.5	Циліндричні обичайки, підкріплені кільцями жорсткості	228
10.3	Розрахунок випуклих днищ.....	229
10.3.1	Еліптичні й напівсферичні днища, навантажені внутрішнім надлишковим тиском.....	230
10.3.2	Еліптичні і напівсферичні днища, навантажені зовнішнім тиском.....	231
10.3.3	Гладкі конічні обичайки, навантажені внутрішнім надлишковим тиском.....	232
10.3.4	Гладкі конічні обичайки, навантажені зовнішнім тиском	232
10.3.5	Пологе конічне днище ( $\alpha_1 > 70^\circ$ ) з тороїдальним переходом	233
10.4	Посудини, частково охоплені сорочками, сполученими з корпусом анкерними трубами.....	234
10.4.1	Циліндрична обичайка.....	234
10.4.2	Днища.....	235
10.4.3	Плоскі ділянки.....	235
10.5	Апарати з нерознімною сорочкою з напівтруб (зі змійовиковими каналами).....	237
11	Розрахунок на міцність вузлів кріплення нерознімних гладких сорочок із урахуванням крайових сил і моментів.....	240
11.1	Умовні позначення.....	240
11.2	Загальна частина.....	243
11.3	Визначення розрахункових зусиль при дії тиску.....	244
11.4	Визначення розрахункових зусиль при дії температури	250
11.5	Оцінка міцності елементів кріплення гладких сорочок до корпусу.....	252
11.6	Приклад розрахунку.....	255
	Додаток А Апарати суцільнозварні з еліптичним днищем і кришкою	265
	Додаток Б Апарати суцільнозварні з гладкою сорочкою .....	267
	Додаток В Апарати зварні з еліптичним днищем і від'ємною кришкою .....	269
	Додаток Г Апарат із від'ємною кришкою та гладкою сорочкою.....	271
	Додаток Д Апарат із конічним відбортованим днищем і еліптичною невід'ємною кришкою .....	273
	Додаток Е Апарат із конічним днищем та еліптичною кришкою....	275
	Додаток Ж Апарати зварні з конічним днищем і плоскою кришкою .....	278
	Додаток И Апарати зварні з плоским днищем і плоскою кришкою...	279
	Список рекомендованої та використаної літератури.....	280

# 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ Й ОСНОВНІ ВИЗНАЧЕННЯ

Апарати об'ємного типу із перемішувальними пристроями широко застосовують як реактори для синтезу різних високомолекулярних сполук для проведення різних процесів із рідинною фазою. Їх використовують як хімічні реактори для отримання емульсій, суспензій, розчинення твердої фази, змішування рідин, а також для деяких допоміжних цілей, наприклад, для зберігання суспензій, що легко осідають.

Особливо численна група процесів, що проходять у різних неоднорідних системах, таких, як рідина-рідина, рідина-газ або рідина-тверде тіло.

У промисловості найчастіше застосовуються реактори із перемішувальними пристроями. В окремих випадках ці апарати можуть називатися реактором, автоклавом або більш специфічно – нітратом, хлоратором, сульфуратором і т.п.

Більшість вертикальних циліндричних реакторів із мішалкою розрізняються конструкцією корпусу, типом мішалки й пристроєм для нагрівання або охолодження реакційної суміші.

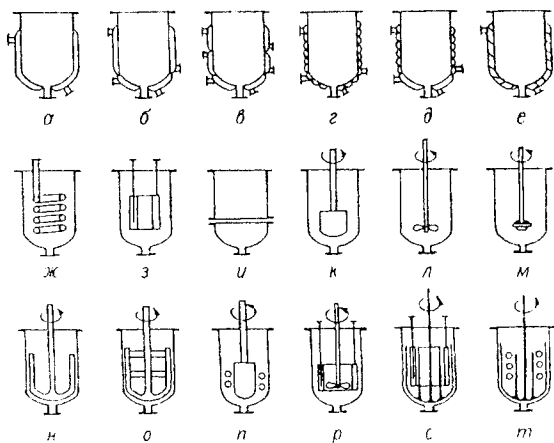


Рисунок 1 — Конструкція корпусів, охолодних пристроїв і перемішувальних пристроїв, застосовуваних у об'ємних реакторах

а) — е) апарати с підігрівом через сорочку; ж, п, т) обігрів за допомогою змійовиків; з, р, с) підігрів за допомогою порожнистих циліндрів; к, л, м, н, о) типи мішалок

На рис. 1 показані варіанти виконання корпусів перемішувальних пристроїв і способів нагрівання й охолодження, застосовуваних у реакторах [1].

Апарати із перемішувальними пристроями застосовують під час проведення як періодичних, так і безперервних процесів.

У наш час розроблено багато конструкцій перемішувальних пристроїв. Найпоширеніші з них – це механічні мішалки з обертовим рухом органів, що перемішують. Поряд із цим здійснюються перемішування газом або паром, перемішування циркуляцією рідини, вібраційне й пульсаційне перемішування.

Відповідно до ГОСТ 22577-77 рекомендована така класифікація перемішувальних пристроїв:

- 1 Лопатева мішалка.
- 2 Трилопатева мішалка.
- 3 Шестилопатева мішалка.
- 4 Спирально-лопатева мішалка.
- 5 Гвинтова мішалка.
- 6 Відкрита турбінна мішалка.
- 7 Закрита турбінна мішалка.
- 8 Листова мішалка.
- 9 Дискова мішалка.
- 10 Шнекова мішалка.
- 11 Стрічкова мішалка.
- 12 Клітинна мішалка.

Перемішування застосовується для:

- а) створення однофазних розчинів, емульсій і суспензій;
- б) інтенсифікації процесу теплообміну;
- в) інтенсифікації процесів масообміну (у т.ч. хімічних реакцій).

Для порівняння й оцінки різних конструкцій із перемішувальними пристроями введені такі поняття, як ступінь перемішування, інтенсивність і ефективність дії перемішувального пристрою.

### 1.1 Ступінь перемішування

Під *ступенем перемішування* у загальному випадку варто розуміти взаємний розподіл двох або більшої кількості речовин після зробленого перемішування всієї системи [2]. Ступінь перемішування, таким чином є, свого роду, показником ефективності перемішування,



а також може бути використаний для оцінки інтенсивності перемішування. У літературі можна також знайти інші назви цієї величини, наприклад, ступінь однорідності, показник перемішування й т.д.

Для розрахунку ступеня перемішування  $I$  на основі аналізу взятих проб застосовуються різні формули. Найчастіше використовується формула Хіксона й Тені [3]:

$$I = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n}, \quad (1.1)$$

де  $n$  - число взятих проб;  $X_1, X_2$  - відносні концентрації взятих проб, що розраховують за формулами:

$$X_i = \frac{\Phi_i}{\Phi_{i0}} \quad (\Phi_i < \Phi_{i0}), \quad (1.2)$$

$$X_i = \frac{1 - \Phi_i}{1 - \Phi_{i0}} \quad (\Phi_i > \Phi_{i0}), \quad (1.3)$$

де  $\Phi_i, \Phi_{i0}$  - об'ємні частки аналізованого компонента в  $i$ -й пробі й у всьому апараті відповідно.

Крім того, існує багато статистичних методів для оцінки ступеня перемішування даної суміші на основі аналізу взятих проб.

Для випадку, коли рідини взаємно розчиняються, оригінальне визначення ступеня перемішування запропонували Хоблер і Стренк:

$$I = \frac{\Delta S}{\Delta S_{\max}}, \quad (1.4)$$

де  $\Delta S$  і  $\Delta S_{\max}$  - збільшення ентропії перемішувальних рідин, після проходження часу  $\tau$  і після повного перемішування ( $\tau = \infty$ ).

Автори визначили конкретну форму цієї функції для турбінних мішалок на основі експериментальних досліджень перемішування двох обсягів однієї й тієї самої рідини з різними початковими температурами:

$$I = 1 - e^{-k\tau}, \quad (1.5)$$

де  $\tau$  - час перемішування;  $k$  - коефіцієнт, що залежить для даної системи від критерію Рейнольдса і є мірою інтенсивності перемішування (чим більший  $k$ , тим коротший час, необхідний для досягнення однакового ступеня перемішування).

## 1.2 Інтенсивність перемішування

Інтенсивність дії перемішувального пристрою визначається часом досягнення конкретного технологічного результату при постійній частоті обертання або частотою обертання перемішувального пристрою при постійній тривалості процесу.

Більш інтенсивним буде дія того з порівнюваних перемішувальних пристроїв, з яким заданий технологічний результат досягається за більш короткий час при однаковій частоті обертання або з меншою частотою обертання при однаковому часі перемішування.

Поняття інтенсивності перемішування, вживане досить часто, не має ще точного визначення. Як правило, інтенсивність перемішування визначається за допомогою таких величин:

- а) числа обертів мішалки  $n$ ;
- б) колової швидкості кінця лопат мішалки  $u$ ;
- в) критерію Рейнольдса для процесів перемішування  $Re = nd^2\gamma/\eta$  (де  $d$  - діаметр мішалки;  $\gamma$  - густина;  $\eta$  - динамічний коефіцієнт в'язкості);

г) потужності, що витрачається на перемішування,  $N$ , зведеної до одиниці об'єму  $V$  рідини, що перемішують,  $(N/V)$  або до одиниці маси рідини, що перемішують  $(N/V\gamma)$ .

Кожна із перелічених вище величин є відповідною мірою інтенсивності перемішування для конкретного апарата з мішалкою, що працює на конкретній системі (даної рідини). Відомо, наприклад, якщо при  $n_2 > n_1$ , то інтенсивність перемішування при  $n_2$  буде вищою, ніж при  $n_1$ . Аналогічний висновок можна зробити, якщо  $u_2 > u_1$ ,  $Re_2 > Re_1$  і т.д. Справа ускладнюється під час порівняння інтенсивності перемішування у двох різних апаратах. У таких випадках жодна із перелічених вище величин не є досить надійним критерієм для порівняння інтенсивності перемішування. Найменш точні дані будуть у цьому випадку отримані з обертів  $n$ . Якщо  $n_2 > n_1$ , то це аж ніяк не означає, що інтенсивність перемішування в апараті 2 буде вищою, ніж в апараті 1, тому що  $d_1$  може бути настільки більше  $d_2$ , що мішалка 1 буде працювати більш інтенсивно.

Краще для цього порівняння використати величини  $u$  і  $Re$ , але й вони не будуть універсальною мірою інтенсивності, оскільки може виявитися, що  $u_2 > u_1$  і  $Re_2 > Re_1$ , а інтенсивність мішалки в апараті 1 бу-

де більша (якщо взяти, наприклад, турбінну мішалку в апараті 1 і гладкий диск в апараті 2).

Більш точно про інтенсивність перемішування дозволяють робити висновок значення  $N/V$  і  $N/V\gamma$ , але й вони не є універсальним критерієм перемішування. Ускладнювальним тут є факт, що енергія в об'ємі розсіюється нерівномірно, а ця нерівномірність для різних апаратів з мішалками різна.

Знаходження універсального критерію інтенсивності перемішування є однією з найбільш складних проблем техніки перемішування, що не повністю вирішена на сьогодні, незважаючи на багато досліджень. Відсутність такого критерію не дає можливості описати універсальними рівняннями такі процеси, як теплопередача, масовіддача і т.д. Доводиться задовольнятися рівняннями для окремих апаратів.

Очевидно, критерій інтенсивності перемішування повинен бути визначений як швидкість змін ступеня перемішування в часі  $d^2/dt$  або  $I/\tau$  [2]. Виявлення конкретної форми такої функції для різних апаратів з мішалками вимагає проведення подальших досліджень.

### 1.3 Ефективність перемішування

Ефективність перемішування визначається кількістю енергії, затраченої на перемішування для досягнення необхідного технологічного ефекту. Таким чином, із двох апаратів з мішалками більш ефективно працює той, у якому досягається певний технологічний ефект при більш низькій витраті енергії. Ефективність перемішування є також основою для оцінки роботи того самого апарата (для вибору оптимального режиму роботи апарата й оптимальних його розмірів). Однак для того щоб розрахувати ефективність перемішування, необхідно знати рівняння, що визначають потужність, яка витрачається на перемішування, тепловіддачу, масовіддачу і т.д., не тільки для типових систем, але й при змінних геометричних параметрах системи. Ця проблема останніми роками набуває все більшого значення.

Відповідно до прийнятої у вітчизняній літературі термінології ефективність дії перемішувального пристрою визначається витратами енергії для отримання даного технологічного результату.

## 1.4 Вплив основних параметрів на інтенсивність і ефективність перемішувальних пристроїв

Інтенсивність і ефективність дії перемішувальних пристроїв залежать від конструкції й параметрів перемішувального пристрою (тип і розмір, частота обертання, розміщення в апараті) і конструктивних особливостей апарата (форма днища, наявність внутрішніх пристроїв і т.п.).

Перемішування - гідродинамічний процес. Дія перемішувальних пристроїв визначається гідродинамічним станом в апараті, що істотно залежить від фізичних властивостей перемішувального середовища.

Швидкість потоків в апараті визначається частотою обертання перемішувального пристрою  $n$ . Тому із збільшенням частоти обертання інтенсивність більшості технологічних процесів зростає (до певних меж).

Наприклад, зі зростанням швидкості обертання збільшується швидкість розчинення твердих частинок у рідині, зменшується розмір частинок при емульгуванні й т.п.

Оскільки інтенсивність перемішування залежить від розмірів перемішувального пристрою, то вона пов'язана із величиною симплекса геометричної подібності діаметра  $\Gamma_D = \frac{D}{d_M}$  посудини, де  $D$  і  $d$  відповідно діаметри апарата (зовнішній або внутрішній) і перемішувального пристрою.

При гомогенізації легкорухомих середовищ інтенсивність перемішування приблизно пропорційна величині  $\Gamma_D^{-2}$ .

Таким чином, у деяких випадках доцільно використовувати апарати з меншим  $\Gamma_D$ , тобто відносно більшим діаметром перемішувального пристрою.

Варто мати на увазі, що при перемішуванні в більших обсягах (понад  $25 \text{ м}^3$ ) відносно збільшення діаметра перемішувального пристрою викличе значне збільшення потужності. Тому в таких апаратах доцільніше встановлювати перемішувальні пристрої з високим значенням  $\Gamma_D$ .

Інтенсифікація процесу за рахунок збільшення частоти обертання або зміни конструкції перемішувальних пристроїв звичайно супроводжується збільшенням потужності, що витрачається на перемішу-

вання. При цьому в деяких випадках ефективність перемішування може зменшитися.

Для орієнтовної оцінки можна брати потужність, прямо пропорційну ширині лопати й п'ятому ступеню діаметра перемішувального пристрою.

При проектуванні апарата важливо правильно вибрати тип перемішувального пристрою і частоту його обертання.

У цей час є аналітичні вирази, що дозволяють у ряді випадків знайти раціональні частоти обертання перемішувальних пристроїв.

Для процесів суспендування й емульгування такими частотами є визначальні частоти обертання — частоти, при яких спостерігається практично рівномірний розподіл внутрішньої фази по всьому об'єму середовища.

Для зазначених процесів визначальна частота залежить від різниці щільності середовища й фази, діаметрів апарата й перемішувального пристрою, а також від діаметра частин або коефіцієнта поверхневого натягу.

У деяких випадках на процес перемішування впливає розміщення перемішувального пристрою в апараті, зокрема відстань від днища —  $h$ .

При помутнінні, зважуванні й деяких інших процесах варто застосовувати перемішувальні пристрої, з відносно малим  $h$ .

Слід зазначити, що зміна величини відстані від днища апарата до перемішувальних пристроїв не позначається на витратах потужності, що витрачається на перемішування.

Висота рівня рідини в апараті  $H_0$  також впливає на хід технологічного процесу. Наприклад, при розчиненні газу в рідині швидкість процесу зростає зі збільшенням висоти рівня рідини в апараті.

При зростанні висоти рівня збільшується споживана потужність. Для лопатевих перемішувальних пристроїв збільшення висоти від  $H_0=D$  до  $H_0=1,5D$  приводить до зростання споживаної потужності на 20 - 40%. Для більшості процесів досягнення рівномірного перемішування при мінімальних витратах енергії спостерігається при висоті рівня рідини в апараті, що дорівнює його діаметру, -  $H_0=D$ .

При більших значеннях  $H_0$  можуть застосовуватися багаторядні перемішувальними пристроями.

У цих випадках величина потужності, затрачувана на роботу перемішувальних пристроїв, істотно зростає. У системах газ — рідина при встановленні на валу двох турбінних перемішувальних пристроїв

відбувається збільшення споживаної потужності приблизно в 1,7 раза, при встановленні трьох пристроїв — у 2,2 раза.

У процесах зважування твердих частинок і емульгування при використанні двох лопатевих або двох гвинтових перемішувальних пристроїв витрата потужності зростає в 1,5 раза.

При використанні багаторядних лопатевих перемішувальних пристроїв для одержання рівномірної суспензії рекомендується відстань між ними (вздовж осі вала) брати такою, що дорівнює  $0,5d$ .

Для турбінних перемішувальних пристроїв ця відстань може дорівнювати  $(1-1,5)d$ .

На поля швидкостей в апаратах із перемішувальними пристроями впливають конструктивні особливості апарата. Це знаходить своє відображення у величині потужності, споживаної перемішувальними пристроями.

Наявність внутрішніх пристроїв (гільз, термометрів, труб перетискання) збільшує споживану потужність на 10-20%. Встановлення зміювиків у ряді випадків приводить до дворазового збільшення витрати потужності.

Особливо сильно впливає на величину потужності, споживаної перемішувальними пристроями, наявність відбивних перегородок в апараті. Для лопатевих і турбінних мішалок на деяких режимах споживана потужність в 3-7 разів більша, ніж в апараті без перегородок. Однак перегородки встановлюють в апаратах для усунення утворення воронки, а іноді для підвищення інтенсивності процесу (емульгування, зважування, розчинення газів і змішування рідин).

## 1.5 Критерії подібності, які застосовуються для процесів перемішування

Для процесів, здійснюваних в апаратах для перемішування рідин, важко визначити критерії, до складу яких належить швидкість  $w$ . Розподіл швидкостей в апаратах із мішалками має дуже складний характер, і в цьому випадку застосовувати середню швидкість  $\bar{w}$  (як при течії рідини в трубі) неможливо. Тому найчастіше використовують умовну швидкість, яка дорівнює швидкості кінця лопат мішалки, опускаючи, як правило, при цьому множник  $\pi=3,14$ . Отримані таким способом критерії дійсні для процесів перемішування. Визначення

інших критеріїв, до складу яких швидкість  $w$  не належить, не викликає труднощів, і їх трактування не відрізняється від традиційного.

Нижче розглядаються найбільш важливі критерії, застосовувані під час опису процесів перемішування.

### 1.5.1 Критерій Рейнольдса

Традиційне визначення цього критерію подібності для течії рідини в трубі має такий вигляд:

$$Re = \frac{\bar{w} d_0 \gamma}{\eta} = \frac{\bar{g}_{\text{ск}} d_0}{\eta}, \quad (1.6)$$

де  $\bar{w}$  — середня швидкість рідини в трубі;  $d_0$  — внутрішній діаметр труби;  $\gamma$  — щільності рідини;  $\bar{g}_{\text{ск}}$  — середня масова швидкість рідини в трубі;  $\eta$  — коефіцієнт динамічної в'язкості рідини.

Фізично  $Re$  являє собою відношення сил інерції до сил внутрішнього тертя і, крім того, є критерієм, що визначає характер течії. Область  $Re=2100-3000$  (так звана перехідна область) розподіляє область ламінарної течії ( $Re < 2100$ ) і область турбулентної течії ( $Re > 3000$ ).

Для течії рідини в апаратах із мішалками беруть умовно  $\bar{w} = \pi dn$  і  $d_0 = d$  (діаметр мішалки). Тоді після виключення множника  $\pi=3,14$  як постійної величини маємо

$$Re = Re_m = \frac{nd^2\gamma}{\eta}. \quad (1.7)$$

Визначений таким способом критерій Рейнольдса не є вже універсальним, що визначає характер течії, оскільки ця течія залежить додатково від конструкції апарата з мішалкою (мішалка й посудина), що у формулі (1.7) не відображено. Це основний недолік даного визначення, що перешкоджає універсальному застосуванню отриманого критерію Рейнольдса для аналізу багатьох процесів, реалізованих в апаратах із мішалками. Тому дотепер для кожного апарата з мішалкою розробляються окремі формули для визначення потужності, що витрачається на перемішування, і т.д.

Перехідна область, у якій течія рідини в апараті з мішалкою переходить від ламінарного до турбулентного, значно ширша, ніж для течії рідини в трубах, і перебуває в межах  $Re_m=10-10^4$ . Але є апарати,

для яких область турбулентної течії починається вже при  $Re_m=10—10^3$ , і такі, для яких область ламінарної течії існує до  $Re_m=10^2$ .

Еталоном переходу ламінарної течії в турбулентну в цьому випадку є не класичний досвід Рейнольдса [27], а аналіз графіків різних залежностей (наприклад, характеристик потужності, що витрачається на перемішування). Як правило, у логарифмічних координатах отримуємо прямі для  $Re_m < 10$ , криві в області  $Re_m = 10—10^4$  і знову прямі для  $Re_m > 10^4$ .

У літературі є й інші пропозиції щодо визначення критерію Рейнольдса для процесів перемішування. Так, наприклад, Вишневський, Глуханов і Ковальов [4] пропонують визначати критерій Рейнольдса для кільцевого перерізу між мішалкою й посудиною  $\pi(D^2-d^2)/4$  і при середній швидкості рідини для цього перетину  $\bar{w}_e = \alpha n d n$ , де  $\alpha$  — коефіцієнт, що враховує розподіл швидкостей у цьому перерізі. Звідси

$$Re = \frac{\bar{w}_e d_e \gamma}{\eta} \quad (1.8)$$

Після підставлення еквівалентного діаметра для кільцевого зазора  $d_e = D - d$  наведена вище формула набирає вигляду

$$Re = K \frac{n d (D - d) \gamma}{\eta}, \quad (1.9)$$

де  $K = \pi \alpha$  — новий коефіцієнт, пов'язаний з розподілом швидкостей у кільцевому перерізі.

При такому визначенні критерію Рейнольдса його значення змінюється зі зміною симплекса  $d/D$ . Диференціюючи функцію (1.9) щодо змінної  $d$  при припущенні сталості інших параметрів і прирівнявши її до нуля, отримуємо  $d/D = 1/2$  як умову, при якій критерій Рейнольдса набуває максимального значення.

Вей, Гзовський і Плановський [5] пропонують інше визначення критерію Рейнольдса:

$$Re = \frac{n_e d^2 \gamma}{\eta}, \quad (1.10)$$

де  $n_e = k n$  — ефективне (еталонне) число обертів мішалки;  $k$  — дослідний коефіцієнт (різний для різних мішалок), що розраховується з умови рівноваги крутних моментів для даної й еталонної мішалок.



Як еталон автори використовували мішалку із двома плоскими лопатками, для якої  $k=1$ . Для різних турбінних мішалок автори знайшли значення  $k=0,59—1,34$ . Найнижче значення  $k$  застосовується до мішалки із чотирма лопатками, встановленими під кутом  $45^\circ$ , найвище — до відкритої турбінної мішалки із шістьма прямими лопатками.

Взявши таке визначення критерію Рейнольдса, автори описали одним рівнянням коефіцієнти масовіддачі при розчиненні твердого тіла для всіх досліджуваних мішалок.

Нові пропозиції з визначення критерію Рейнольдса можна використовувати для випадку перемішування дисперсних систем. У таких системах основним параметром для опису коефіцієнтів масовіддачі й розмірів диспергованих частинок (крапель, пухирців) є не абсолютна швидкість рідини, а місцеві флуктуації швидкості на шляху, який дорівнює діаметру частинки  $d_r$ . Звідси критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\sqrt{w^2} d_r \gamma_c}{\eta_c}, \quad (1.11)$$

де індекс «с» означає рідку фазу.

Середнє значення пульсації швидкості в турбулентному потоці рідини на шляху  $d_r$  можна обчислити із залежності

$$\sqrt{w^2} = C \varepsilon^{1/3} d_r^{1/3} \quad (1.12)$$

за умови, що розмір частинки великий порівняно з так званою внутрішньою шкалою турбулентності. Параметр  $\varepsilon$  являє собою місцеву швидкість розсіювання (дисипації) енергії, що витрачається на перемішування рідини (розраховуючи на одиницю маси суцільної фази). Для апарата з мішалкою величина  $\varepsilon$  може бути приблизно розрахована за залежністю

$$\varepsilon = \frac{N}{V \gamma_c}. \quad (1.13)$$

Таким чином, маємо

$$\sqrt{w^2} \approx \left( \frac{N}{V \gamma_c} \right)^{1/3} d_r^{1/3}$$

i

$$Re = \frac{d_r^{4/3} \gamma_c^{2/3}}{\eta_c} \left( \frac{N}{V} \right)^{1/3} \quad (1.14)$$

Як бачимо з формули (1.14), при зменшенні діаметра частинки (наприклад, краплі) значення критерію Рейнольдса зменшується (знижується турбулентність навколо частинки). Це викликано тим, що частинка легше переміщається з потоком рідини.

### 1.5.2 Критерій Фруда

Традиційне визначення критерію Фруда має вигляд

$$Fr = \frac{w^2}{gl} \quad (1.15)$$

і є відношенням сил інерції до сил ваги.

Для процесів, реалізованих в апаратах з мішалками, беруть  $w = \pi d n$  і  $l = d$ , що після виключення множника  $\pi^2$  дає вираження відцентрового критерію Фруда

$$Fr = Fr_m = \frac{n^2 d}{g} \quad (1.16)$$

Цей критерій враховує вплив завихрення рідини (тобто утворення воронки в апараті з мішалкою) на потужність, споживану при перемішуванні, та інші процеси. Якщо апарат з мішалкою оснащений перегородками, що перешкоджають утворенню воронки рідини, то критерій Фруда ніякої ролі не відіграє.

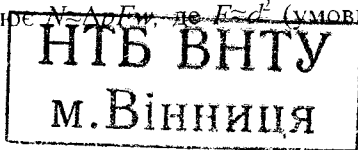
### 1.5.3 Критерій Ейлера

Основне визначення критерію Ейлера має вигляд

$$Eu = \frac{\Delta p}{\gamma w^2} \quad (1.17)$$

і є відношенням сил тиску, що викликає течію, до сил динамічного тиску.

Для процесів, що проходять в апараті з мішалками, змінюють перепад тиску  $\Delta p$  і швидкість  $w$  потужністю, затрачуваною на перемішування, і коловою швидкістю мішалки. Вважаючи, що потужність, затрачувана на перемішування, дорівнює  $N = \Delta p F w$ , де  $F = c^2$  (умовний



перетин потоку) і  $w \approx nd$ , одержуємо вираз відцентрового критерію Ейлера для процесів перемішування:

$$Eu = Eu_m = \frac{N}{n^3 d^5 \gamma}. \quad (1.18)$$

Величину  $Eu_m$  називають також критерієм потужності.

### 1.5.4 Критерій Вебера

Традиційне визначення критерію Вебера має вигляд

$$We = \frac{w^2 \gamma l}{\sigma} \quad (1.19)$$

і є відношенням сил інерції до сил поверхневого натягу. Вважаючи  $w \approx nd$  і  $l=d$ , одержуємо відцентровий критерій Вебера для апаратів з мішалками:

$$We = We_m = \frac{n^2 d^3 \gamma}{\sigma}. \quad (1.20)$$

Цей критерій використовується в процесах диспергування й апаратах для перемішування взаємно газів і рідин, що не розчиняються.

Визначення критеріїв, які не утримують швидкості  $w$ , не відрізняються, як правило, від традиційних. Якщо в даному критерії утримується лінійний розмір, то найчастіше це діаметр апарата  $D$  або діаметр мішалки  $d$ . Наприклад, критерій Нуссельта може мати у вигляді лінійного розміру діаметр апарата, діаметр мішалки або діаметр труби змішувика.

## 1.6 Масштабування реакторів

Нові методи отримання хімічних речовин та їх апаратурне оформлення, як правило, розробляються на дослідних апаратах, і отримані на них результати досліджень повинні дати достатню інформацію для проектування промислового апарата. Однією із найважливіших проблем є створення апаратів значно більшої продуктивності, ніж ті, що застосовуються. В обох випадках виникає необхідність переходу від меншого апарата до більшого. Залежно від специфічних особливостей апарата й процесу, що проходить у ньому, коефіцієнт масштабування  $n_M$ , тобто відношення продуктивностей спроектованого апарата й модельного, може коливатися від 1:2000 (контактний трубчастий реактор) до

1:1 (реактор для проведення реакцій у системі тверде тіло — рідина). Тому можливий як прямий перехід від лабораторної установки до промислового апарата, так і східчастий—лабораторна, дослідна, дослідно—промислова установка й навіть одиничний промисловий апарат.

Нижче апарат менших розмірів буде називатися моделлю. Масштабування ґрунтується на вивченні моделі процесів, що проходять у ній, з одержанням дослідних даних у формі безрозмірних комплексів — критеріальних (узагальнених) рівнянь, що дозволяють здійснити проектування промислового апарата.

Необхідні й достатні умови подібності двох систем (апаратів) при моделюванні забезпечуються: 1) при геометричній подібності моделі й апарата; 2) коли явища, що проходять у них, підлягають тим самим законамірностям; 3) при ідентичності безрозмірних граничних умов [11].

Уже при створенні дослідної установки її необхідно спроектувати так, щоб можна було вивчити вплив окремих факторів, виходячи із законів теорій подібності. Домогтися повної подібності моделі й проєктованого промислового апарата вдається лише в деяких простих випадках. Тому застосовується так зване наближене моделювання, при якому дотримуються умов подібності тільки для найбільш важливих параметрів, що мають визначальний вплив на процес, що відбувається в апараті.

Масштабування різних апаратів описане в літературі [6, 11]. Використання при масштабуванні математичного моделювання, при якому отримані в експериментальних дослідженнях залежності допустимою мірою спрощуються, схематизуються і подаються у вигляді математичних моделей із проведенням розрахунків на ЕОМ, не тільки дозволяє спростити й прискорити розрахунки для складних процесів, але й часто виявити шляхи вдосконалення процесу і його апаратурного оформлення.

Як відомо, у виробництвах осадових і осадово—прогартуваних пігментів як реактори використовують одиничні й багатоступінчасті ємнісні апарати з мішалками й трубчасті апарати. Найбільшою складністю є масштабування багатоступінчастих реакторів повного змішування з механічними мішалками.

Під час створення модельної установки ємнісних апаратів із механічними мішалками використовують відношення лінійних розмірів апарата й мішалки, найбільш характерні для нормалізованих апаратів.

Тому при подальшому масштабуванні відтворення лінійних розмірів, як правило, не викликає труднощів.

Під час проведення досліджень на модельному апараті встановлюють необхідне число виступів, величину середнього часу перебування суспензії в реакторі й оптимальну частоту обертання мішалки, що забезпечує найбільш рівномірний розподіл частинок продукту в суспензії.

Коефіцієнт масштабування лінійних розмірів реактора  $a_M$  розраховують за рівнянням

$$a_M = \sqrt[3]{n_M} = \sqrt[3]{G/g}, \quad (1.21)$$

де  $n_M = G/g$  — коефіцієнт масштабування продуктивності реактора;  $G$  — продуктивність проектованого реактора;  $g$  — продуктивність модельного реактора.

Труднощі виникають при моделюванні процесу перемішування суспензії, незважаючи на збереження однакового масштабування лінійних розмірів реактора й мішалки. Це зумовлено тим, що для повного масштабування процесу перемішування повинне бути забезпечене постійністю ряду критеріїв (Рейнольдса, Ейлера, Вебера) і параметрів (питомої витрати потужності на перемішування, коллоїд швидкості мішалки й ін.), що неможливо, тому що у визначальні рівняння частота обертання мішалки та її діаметр входять із різними показниками степеня [7]. Тому масштабування проводять виходячи з наближеного моделювання, враховуючи головне в цьому випадку - вимоги до процесу перемішування. При синтезі пігментів такою вимогою є найбільш рівномірний розподіл частинок суспензії. На основі проведених досліджень з перемішування суспензій з різними розмірами, концентрацією й густиною частинок найбільш рівномірний розподіл частинок у суспензії досягається при частоті обертання гвинтової мішалки  $n'$ , що відповідає такій залежності [12]:

$$n' = 0,415 \frac{d_q^{0,4} \rho_q^{0,8} D^{1,9}}{d^{2,5} \rho_c^{0,6} \mu_c^{0,2}} = A \frac{D^{1,9}}{d^{2,5}}, \quad (1.22)$$

де  $d_q$  — розмір частинок,  $m$ ;  $\rho_q$  — густина частинок,  $kg/m^3$ ;  $D$  — діаметр апарата,  $m$ ;  $d$  — діаметр мішалки,  $m$ ;  $\rho_c$  — густина рідини,  $kg/m^3$ ;  $\mu_c$  — динамічний коефіцієнт в'язкості суспензії,  $Pa \cdot s$ .

Значення  $\mu_c$  визначається за рівнянням

$$\mu_c = \mu(1 + 2,5\varphi),$$

де  $\mu$  — динамічний коефіцієнт в'язкості рідкої фази суспензії;  $\varphi$  — об'ємна частинка твердої фази у суспензії.

При масштабуванні властивості суспензії залишаються постійними, отже,  $A = \text{const}$ , і для забезпечення рівномірного розподілу частинок у суспензії відношення частот обертання мішалок, виходячи з рівняння (1.21), повинне відповідати рівнянню

$$\frac{n'_n}{n'_m} = \frac{D_n^{1,9} d_m^{2,5}}{d_n^{2,5} D_m^{1,9}}. \quad (1.23)$$

У рівнянні (1.23) індекс «п» ставиться до проєктованого апарата, а індекс «м» — до моделі.

Діаметр мішалки береться за частинку діаметра апарата, тобто  $d = a$ , і значення  $a$  не змінюється при масштабуванні. Підставивши в рівняння (1.22)  $d/a$  замість  $D$ , одержимо

$$\frac{n'_n}{n'_m} = \frac{d_m^{0,6}}{d_n^{0,6}} = \left( \frac{d_m}{d_n} \right)^{0,6}. \quad (1.24)$$

Вважається, що при масштабуванні процесу перемішування повинна бути збережена питома витрата потужності на перемішування в проєктованому й модельному апаратах [7]. Питома витрата потужності на перемішування  $N_{уд}$  описується такою залежністю:

$$N_{уд} = \frac{P}{V} = (n')^3 d^2, \quad (1.25)$$

де  $P$  — загальна потужність, що витрачається на перемішування;  $V$  — об'єм суміші, що перемішується.

При масштабуванні повинна бути досягнута рівність

$$(n'_n)^3 d_n^2 = (n'_m)^3 d_m^2. \quad (1.26)$$

З рівняння (1.25) маємо

$$\frac{n'_n}{n'_m} = \left( \frac{d_m}{d_n} \right)^{\frac{2}{3}} = \left( \frac{d_m}{d_n} \right)^{0,67}, \quad (1.27)$$

що наближається до одержуваного згідно з рівнянням (1.24).

Таким чином, при масштабуванні реакторів із мішалками для синтезу пігментів режим роботи мішалки може бути визначений за рівнянням (1.22).

Нагрівання реакційної суміші в реакторах для процесів синтезу, як правило, здійснюється гострою парою, і при масштабуванні реакторів не виникає потреби в розрахунку поверхні теплообміну. У разі обігріву глухою парою необхідну поверхню теплообміну визначають виходячи з коефіцієнтів тепловіддачі.

Одночасно з масштабуванням реакторів звичайно розглядаються питання їх оптимізації.

Оптимізація реакторів може мати такі напрями: 1) продуктивність реактора; 2) вихід цільового продукту; 3) витратні коефіцієнти вихідних і допоміжних матеріалів; 4) витрати енергії; 5) продуктивність праці; 6) підвищення якості отриманого продукту; 7) поліпшення умов праці й техніки безпеки; 8) зниження забруднення навколишнього середовища й ін.

Технологічний і економічний аналіз сукупного впливу цих напрямів оптимізації, на кожний з яких, у свою чергу, впливає велика кількість параметрів, дозволяє визначити вибір оптимальних типу, конструкції й умов роботи реактора.

Для встановлення оптимальних умов роботи реактора необхідне глибоке експериментальне вивчення індивідуального й сукупного впливів окремих параметрів на кожний із напрямків та їх спільного впливу з математичним (як правило, вимушено спрощеним) описом. На основі цих описів створюють математичну модель реактора, що враховує економічні фактори, та із залученням ЕОМ знаходять найбільш вигідні умови роботи реактора [10, 13]. У зв'язку зі спрощенням математичного опису реактора ці умови перевіряють і уточнюють на основі експериментальних даних.

Унаслідок складності зв'язків між багатьма напрямками оптимізації й параметрами часто обмежуються найбільш важливими для даного випадку, отримуючи в підсумку умови оптимізації за головними показниками роботи реактора.

### **Питання для самоперевірки:**

1 Мета застосування перемішувальних пристроїв у хімічних реакторах? Класифікація перемішувальних пристроїв.

2 Типи об'ємних реакторів залежно від пристроїв для нагріву або охолодження.

3 Дайте визначення ступеня перемішування.

4 Що таке інтенсивність перемішування, як вона визначається?

5 Показник ефективності перемішування.

6) Вплив основних показників на ефективність й інтенсивність перемішування.

7) Критерії подібності для процесів перемішування.

## 2 ЗАДАЧА ОПТИМАЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ Й ВИБОРУ МІСТКОСТІ РЕАКТОРА

Під час проведення хімічних реакцій залежно від характеру хіміко-біологічних процесів використовують реактори періодичної й безперервної дії. У реакторах безперервної дії зникає необхідність в одноразовому нагріванні або охолодженні великих кількостей вихідної сировини або продукту, що може бути здійснене у винесених теплообмінниках. За необхідності на практиці іноді використовують каскад реакторів або багатосекційні колонні апарати із перемішувальними пристроями. Найбільш широко використовуються реактори ідеального змішування.

### 2.1 Безперервно діючі реактори повного змішування

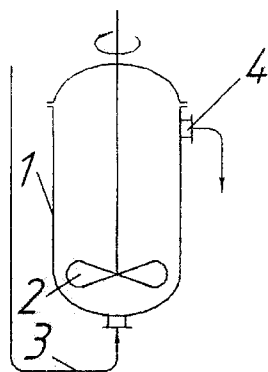


Рисунок 2 — Безперервно діючий реактор повного змішування:

1 — корпус; 2 — мішалка; 3 — завантажувальна труба; 4 — зливний патрубок

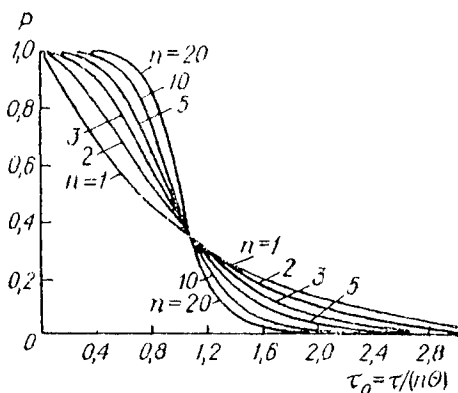


Рисунок 3 — Залежність  $P$  від  $\tau_0$  для безперервно діючих реакторів повного змішування при різному числі ступенів  $n$

Під безперервно діючим реактором повного (ідеального) змішування, як правило, розуміється ємнісний апарат із мішалкою (рис. 2), у нижню частину якого безупинно вводять вихідні реагенти, а зі зливного патрубку безупинно відводять реакційну суміш. Частинки, що завантажують у реактор (молекули, іони, кристали), швидко перемішу-



ються із частинками, що перебувають у реакторі, і час перебування окремих частинок у реакторі коливається у широких межах.

Імовірність часу перебування окремих частинок в одиничному реакторі повного змішування, тобто такому, в якому завантажують частинки, що миттєво й рівномірно перемішуються із частинками, які заповнюють реактор, розраховується за рівнянням

$$P = \frac{N}{N_0} = e^{-\frac{Q\tau}{V}}, \quad (2.1)$$

де  $P$  – частка числа частинок  $N$ , що залишилися у реакторі після закінчення часу  $\tau$ , від числа частинок  $N_0$ , завантажених у реактор;  $Q$  – об'ємна швидкість потоку (живлення) із постійною концентрацією частинок, що завантажує в реактор,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $V$  – об'єм зони реакції в одиничному реакторі,  $\text{м}^3$ ;  $\tau$  – дійсний час від початку завантаження,  $\text{с}$ ;  $e$  – основа натуральних логарифмів.

Рівняння (2.1) отримано на основі математичної моделі для ізотермічного процесу.

Номинальний (середній) час перебування частинок в одиничному реакторі

$$\theta = V/Q. \quad (2.2)$$

Відносний час перебування частинок

$$\tau_0 = \tau/\theta = \tau Q/V. \quad (2.3)$$

Підставивши в рівняння (2.1) значення  $Q$  з рівняння (2.2) і значення  $\tau$  з рівняння (2.3), одержимо

$$P = e^{-\tau/\theta} = e^{-\tau_0}. \quad (2.4)$$

Частка завантажених частинок, винесених із реактора за час  $\tau_0$ :

$$1 - P = 1 - e^{-\tau_0}. \quad (2.5)$$

При проходженні потоку ( $\tau Q$ ) по об'єму, що дорівнює об'єму зони реакції в одиничному реакторі ( $V$ ), з рівняння (2.3) маємо  $\tau_0=1$ . Тоді за рівнянням (2.4) при  $\tau_0=1$  одержимо  $P=e^{-1}\approx 0,37$ . Це означає, що до моменту часу  $\tau=0$  близько 37% введених частинок затримується в реакторі, а інші  $\sim 63\%$  уже будуть із нього винесені.

На рис. 3 наведена залежність  $P$  від  $\tau_0$  для одиничного (одноступінчастого) реактора повного змішування й каскаду цих реакторів [6]. В одиничному реакторі ( $n=1$ ) уже при  $\tau_0=0,5$  з апарата буде винесене  $\sim 40\%$ , а при  $\tau_0=1,5$  у ньому ще затримується  $\sim 20\%$  частинок. Отже, в

одиночному реакторі повного змішування має місце дуже велика нерівномірність часу перебування окремих частинок.

У каскаді безперервно діючих одиничних реакторів повного змішування (рис. 4 а) і багатоступінчастих реакторах (рис. 4 б і в) значно знижується нерівномірність часу перебування частинок порівняно з одноступінчастим реактором.

Залежність часу перебування окремих частинок від числа ступенів у каскаді одиничних ізотермічних реакторів при однаковому їх об'ємі й постійному загальному об'ємі каскаду (або, що рівнозначно, постійному загальному часу перебування потоку в каскаді) описується рівнянням [6]:

$$P_n = e^{-\tau_0} \left[ 1 + \tau_0 + \frac{\tau_0^2}{2!} + \frac{\tau_0^3}{3!} + \dots + \frac{\tau_0^{n-1}}{(n-1)!} \right], \quad (2.6)$$

де  $n$  — число ступенів у каскаді;  $\tau_0 = \frac{\tau}{n0}$  — належить до каскаду реак-

торів, а  $0$  — до одиночного реактора;  $\tau$  — дійсний час від початку надходження потоку в каскад. Наприклад, для шести ступенів

$$P_6 = e^{-\tau_0} \left[ 1 + \tau_0 + \frac{\tau_0^2}{1 \cdot 2} + \frac{\tau_0^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \frac{\tau_0^4}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} + \frac{\tau_0^5}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5} \right].$$

Для одиночного реактора в каскаді

$$\tau'_0 = \tau_0 / n. \quad (2.7)$$

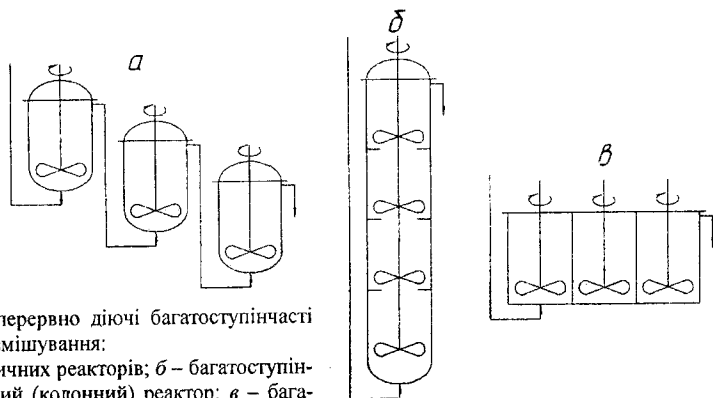


Рисунок 4 — Безперервно діючі багатоступінчасті реактори повного змішування:

а — каскад одиничних реакторів; б — багатоступінчастий вертикальний (колонний) реактор; в — багатоступінчастий горизонтальний реактор

З рис. 3 бачимо, що із зростанням числа ступенів помітно збільшується рівномірність часу перебування окремих частинок у каскаді. Разом з тим навіть при великій кількості ступенів ( $n=20$ ) під час введення в каскад потоку, що за об'ємом дорівнює об'єму всіх реакторів каскаду, тобто при  $\tau_0=1$ , з нього вже буде винесена більша частка частинок і відчутна частка затримається в ньому на тривалий час.

Суттєвий недолік реакторів повного змішування — нерівномірність часу перебування окремих частинок. Цей недолік порівняно легко долається при використанні таких реакторів для проведення хімічних реакцій за рахунок збільшення реакційного об'єму. Під час застосування каскаду реакторів повного змішування для збільшення частинок продукту, що осаджений, тобто процесу кристалізації, зазначений недолік, що впливає на якість продукту, не усунений. Він може бути знижений за рахунок збільшення числа ступенів у каскаді. Число виступів у каскаді необхідно визначати виходячи із допустимого відхилення тривалості часу перебування основної маси частинок від оптимального часу.

На рис. 5 наведена залежність  $P$  від числа ступенів  $n$  при  $\tau$ , що відповідає  $0,8\tau_0$ .

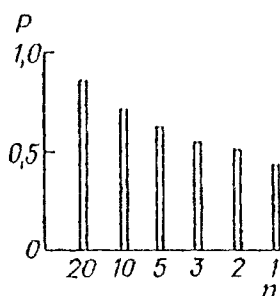


Рисунок 5 — Залежність  $P$  від числа ступенів  $n$  при  $\tau$ , що відповідає  $0,8\tau_0$

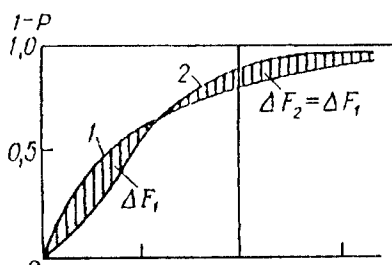


Рисунок 6 — Залежність частки частинок, винесених із реактора ( $1-P$ ), від  $\tau/\tau_0$ .  
1 — ідеальний реактор;  
2 — дослідний реактор

Наведені вище розрахункові рівняння й графіки ґрунтуються на математичних моделях ідеальних реакторів. У реальних реакторах, особливо великих розмірів, миттєве й рівномірне перемішування суміші практично недосяжне. На рис. 6 наведена залежність частки частинок, винесених із реактора ( $1-P$ ), від  $\tau/\tau_0$  [7]. Бачимо, що в дослідному апараті винесення частинок у межах  $\tau/\tau_0$  від 0 до 0,6 менше, ніж в ідеальному реакторі, а при  $\tau/\tau_0 > 0,6$  — більше. Тому застосовують

мішалки, що забезпечують найбільш рівномірне й інтенсивне перемішування вмісту реактора.

Особливості каскаду (і багатоступінчастих) реакторів повного змішування: 1) за необхідності ступеневого або порційного завантаження реагуючих речовин для кожної речовини або порції необхідний окремий ступінь; 2) температура реакційної суміші може змінюватися тільки ступенево; 3) при сталому режимі роботи каскаду склад суміші (розміри й полідисперсність частинок при кристалізації) постійний на кожному ступені, і, отже, він змінюється не плавно, а ступенево.

При синтезі хімічних продуктів безперервним методом на першій стадії синтезу — осадженні продуктів зливанням розчинів — необхідно інтенсивне перемішування реакційної суміші. Для проведення цієї стадії можна ефективно використати безперервно діючий одиничний реактор повного змішування (смісний із швидкісною мішалкою або ежекційний), але з малим часом перебування у ньому реакційної суміші (0,1—1 хв) для того, щоб нерівномірність часу перебування окремих частинок реакційної суміші не могла помітно вплинути на їх загальний час зростання.

Друга стадія синтезу — витримка суспензії осадженого продукту для зростання частинок — залежно від виду продукту триває 10—60 хв. За відсутності жорстких вимог до рівномірності часу перебування окремих частинок для проведення цієї стадії може бути застосований безперервно діючий багатоступінчастий реактор повного змішування (як правило, у тому випадку, якщо більш простий за конструкцією реактор повного витіснення у цьому випадку менш ефективний).

Для третьої стадії синтезу — стабілізації розміру частинок — також ефективний реактор повного змішування.

## **2.2 Реактори повного витіснення безперервної дії**

У безперервно діючих реакторах повного (ідеального) витіснення під час руху потоку реакційної суміші (суспензії при кристалізації) відсутнє перемішування в напрямку, зворотному руху потоку. Як реактори повного витіснення найбільш часто використовуються трубчасті, плівкові й колонні апарати, черв'ячні й лопатеві змішувачі.

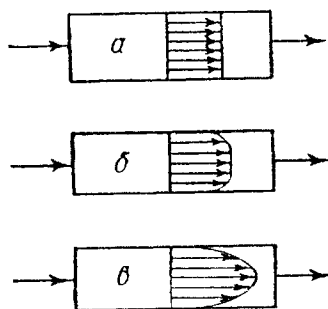


Рисунок 7 — Розподіл швидкостей при різних режимах руху потоків:

*a* — поршневий; *б* — турбулентний; *в* — ламінарний

Для ідеального трубчастого реактора вважаємо, що швидкість потоку однакова за його перерізом (рис. 7 *a*), і такий режим течії називають поршневим.

Під час руху потоку в реальному трубчастому реакторі тертя об стінки й внутрішнє тертя викликають градієнт швидкостей за перерізом труби, що залежить від режиму течії. Розрізняють два режими течії потоку: турбулентний (рис. 7 *б*) і ламінарний (рис. 7 *в*).

Трубчасті реактори можуть бути використані для проведення другої стадії синтезу — збільшення частинок осадженого продукту. Щоб уникнути осадження частинок у трубчастому реакторі з горизонтально розміщеними трубами, застосовується розвинений турбулентний режим ( $Re \geq 10000$ ). Розподіл часу перебування окремих частинок у цьому реакторі при турбулентному режимі розглядається нижче.

Максимальна швидкість потоку досягається на осевій лінії труби ( $w_{oc}$ ). Цій швидкості відповідає мінімальний час перебування частинок у реакторі  $\tau_{oc}$ :

$$\tau_{oc} = L/w_{oc}, \quad (2.8)$$

де  $L$  — довжина трубчастого реактора.

Відносний час перебування частинок у трубчастому реакторі  $\tau_0$  визначається за формулою

$$\tau_0 = \tau/\tau_{oc}. \quad (2.9)$$

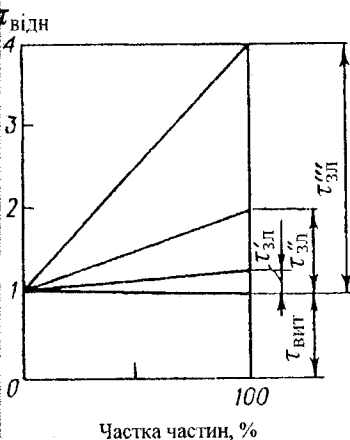
При турбулентному режимі руху потоку й значеннях критерію Рейнольдса від 2300 до  $10^6$  для гладких і шорсткуватих труб відносний час перебування частинок становить порівняно невелику величину — 1,2—1,4. Турбулентна дифузія створює поперечне (радіальне) перемішування потоку, наближаючи його до поршневого. Установлено, що при розвиненому турбулентному режимі ( $Re \geq 10000$ ) і  $L/D > 50$  (де  $L$  — довжина реактора,  $D$  — його діаметр) у трубчастому реакторі з горизонтально розміщеними трубами час перебування однаковий для всіх частинок [6].

Крім рівномірності часу перебування частинок, ці реактори мають такі особливості: 1) склад реакційної суміші (розмір і ступінь полідисперсності частинок при кристалізації) плавно змінюється по довжині реактора й у кожному його поперечному перерізі постійний; 2) температура суміші може плавно змінюватися вздовж реактора.

Трубочасті реактори ефективні для проведення другої стадії синтезу (збільшення частинок осадженого продукту), особливо коли потрібний однаковий час перебування частинок і при їх блокуванні із трубчастими змішувачами можуть бути застосовані для всіх стадій синтезу. Вони прості за конструкцією, і тільки в тих випадках, коли велика їх довжина викликає економічно неприйнятну витрату металу на виготовлення труб або може виникнути осадження частинок у трубі, використання таких реакторів для проведення другої стадії синтезу недоцільне.

Крім того, трубчасті реактори часто застосовуються при проведенні процесів під тиском (наприклад, при гідролізі розчинів сульфату титану під підвищеним тиском і при розкладанні ільменітового концентрату з використанням відхідної гідролізої кислоти під тиском 2—3 МПа).

### 2.3 Реактори періодичної дії



При синтезі осадових і осадково-прогартовуваних речовин як реактори застосовують ємнісні апарати із перемішувальними пристроями і до попередньо завантаженого у реактор розчину одних первісних речовин доливають розчин інших.

На першій стадії синтезу — осадженні продукту — при зіткненні розчинів вихідних реагентів продукт осаджується відразу, тому час перебування частинок у реакторі різний — від максимального для частинок, що утворилися на початку осадження, до мінімального — до кінця осадження. На другій стадії синтезу — зростання частинок

Рисунок 8 — Залежність відносного часу зростання частинок у реакторі періодичної дії від часу зливу первісних розчинів

осадженого продукту — після зливання розчинів час перебування в реакторі однаковий для всіх частинок.

У промислових реакторах періодичної дії час зливання розчинів ( $\tau_{зл}$ ) коливається в межах 10—30 хв, час витримки після зливання розчинів ( $\tau_{вит}$ ) — 10—60 хв. На рис. 8 показана залежність відносного часу росту частинок  $\tau_{вит}$  від  $\tau_{зл}$  при  $\tau_{вит}=1$ . З рис. 8 бачимо, наскільки нерівномірним може бути час росту окремих частинок у реакторі періодичної дії зі збільшенням  $\tau_{зл}$  і зниженням  $\tau_{вит}$ . Тому під час проведення кристалізаційних процесів реактор періодичної дії не забезпечує однакового часу перебування всіх частинок.

Особливості реакторів періодичної дії: 1) можливість проведення у них всіх стадій синтезу; 2) зміна в часі складу реакційної суміші (розмірів і полідисперсності частинок під час кристалізації); 3) легкість переходу на інші режими синтезу.

Недоліки реакторів періодичної дії: 1) труднощі, а іноді й неможливість точної підтримки  $pH$  суміші під час зливання розчинів; 2) неможливість швидкого зливання розчинів; 3) труднощі точного відтворення всіх параметрів синтезу і, як наслідок, нестабільність властивостей отриманого продукту; 4) труднощі високоінтенсивного перемішування внаслідок великого об'єму; 5) обмежена продуктивність.

Перелічені недоліки реакторів періодичної дії обумовили перехід на безперервні методи синтезу в реакторах безперервної дії не тільки в багатотоннажних, але й у середньотоннажних виробництвах. Реактори періодичної дії використовуються в малотоннажних виробництвах і в тих випадках, коли випускається велика кількість марок продукту, що відрізняються рецептурою й параметрами синтезу. Винятками, наприклад, у багатотоннажних пігментних виробництвах є гідроліз розчинів сульфату титану й поверхнева модифікація пігментів, які через складний режим їх проведення у цей час здійснюються у реакторах періодичної дії.

## 2.4 Задача оптимального розрахунку місткості реактора

При розрахунку місткості реакторів об'ємного типу необхідно виходити з того, що число одиниць реакційного обладнання на кожній стадії повинне бути задане (хоча б приблизно) і що відомі залежності між конструктивними особливостями реактора, наприклад, поверхневого обігрівання, й типом елементів, що гріють, і тривалістю процесу

в даному апараті. Крім того, варто враховувати можливість виробництва різних продуктів у тому самому апараті й розраховувати місткість реактора відносно до  $i$ -го продукту з мінімальним «зніманням»  $q_{mi}$ .

Для ряду високомолекулярних речовин, наприклад, лакових смол, не відбувається виділення готового продукту з реакційної маси після проведення синтезу. Для кожного з таких продуктів для даного  $j$ -го апарата маємо

$$q_{ij} = \frac{V_i \rho_i}{\zeta_j V_j \tau_{ij}}, \quad (2.10)$$

де  $V_i$  – об'єм у реакторі, займаний реакційною масою після синтезу;  $\rho_i$  – густина отриманого продукту;  $\zeta_j$  – коефіцієнт заповнення реактора;  $V_j$  – номінальна місткість реактора;  $\tau_{ij}$  – тривалість циклу.

Якщо відомі  $q_{ij}$  для всіх намічених до виробництва продуктів відносно серійних реакторів, то задача розрахунку оптимальної місткості реактора може бути сформульована таким чином.

Розрахувати місткості реакційних апаратів таким чином, щоб забезпечити заданий випуск продукції (як за об'ємом, так і за асортиментом) при мінімальних капітальних витратах  $KЗ$ , тобто

$$KЗ = \sum_{j=1}^M n_j \{c_j\} \rightarrow \min \quad (2.11)$$

при таких обмеженнях:

$$B_i = \min \{v_j q_{ij}\}, \quad (2.12)$$

$$\tau_{ij} = \max \{ \tau_{ij} / n_j \}, \quad (2.13)$$

$$\sum_{i=1}^M (G_i \tau_{ij} / B_i) \leq \sum T_j, \quad (2.14)$$

де  $n_j$  — число апаратів  $j$ -го типу;  $v_j$  — місткість апарата  $j$ -го типу;  $c_j$  — вартісна функція для  $j$ -го типу апаратів;  $B_i$  — обсяг виробництва  $i$ -го продукту в апараті  $j$ -го типу за цикл;  $G_i$  — необхідний річний випуск  $i$ -го продукту;  $T_j$  — виробничий річний резерв часу  $j$ -го типу реакторів.

Вартісна функція являє собою залежність вартості апарата від його основної характеристики. Для реакторів об'ємного типу ця функція має вигляд

$$c_j = a_j v_j^{b_j}, \quad (2.15)$$



де  $a_j, b_j$  — коефіцієнти вартісної функції обладнання.

## 2.5 Вибір місткості апарата

Існують різні розрахункові методи вибору реакторів такої місткості, щоб виконувалася умова (2.11) [8]. Один із методів полягає в тому, що безліч можливих рішень розбивається на підмножину («розгалуження») і для кожної підмножини обчислюється так звана гранична оцінка, що порівнюється із цільовою функцією [див. умова (2.11)]; якщо гранична оцінка гірша за значення цільової функції, то дана підмножина не розглядається. Якщо вважати, що вибираються всі реактори однієї місткості і вибір вести з  $N$  стандартних розмірів [9], то число можливих варіантів залежить тільки від числа однакових реакторів, що задані,  $n_j$ , тобто число можливих варіантів дорівнює  $n_j \times N$ . Звичайне число  $n_j$  реакторів не перевищує 10, і, отже, число варіантів залежить від набору розмірів реакторів. Однак розв'язання задачі зовнішнього теплообміну має додаткові труднощі в розв'язанні розглянутої задачі, тому що швидкість проходження реакції, а отже, і знімання продукції для багатьох синтезованих хімічних речовин істотно залежать від ефективності системи обігрівання реактора. Однак для стандартних апаратів значення знімання можуть варіюватися в певних межах, що спрощує задачу.

Після вибору оптимальної місткості [10] задача зводиться до вибору одного з типів стандартного апарата даної місткості з мішалкою відповідної конструкції й певної частоти обертання, а також з відповідною конструкцією й розмірами елементів обігрівання реакторів об'ємного типу [9].

У подальших розділах наведені методи розрахунку для вибору тих чи інших мішалок і елементів обігрівання. При цих розрахунках реактори об'ємного типу з механічною мішалкою розглядаються як об'єкти із зосередженими параметрами, що й визначає вибір методів розрахунку й розрахункові залежності.

### Питання для самоперевірки

- 1 Охарактеризуйте реактори повного змішування.
- 2 Реактори повного витіснення.
- 3 Реактори неперервної і періодичної дії.
- 4 Вибір оптимальної місткості.

### 3 РОЗРАХУНОК ЧАСУ ПЕРЕМІШУВАННЯ Й ВИБІР ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ МІШАЛОК

Під часом перемішування варто розуміти період, який потрібний для досягнення ступеня однорідності системи. Час перемішування є умовною величиною, що залежить від способу визначення ступеня перемішування, її числового значення й масштабу спостережень. У багатьох процесах хімічної технології, наприклад, при перемішуванні в хімічних реакторах, знання часу перемішування може виявитися необхідним. Це має особливо важливе значення під час проведення безперервних процесів. Крім того, час перемішування може бути критерієм для порівняння інтенсивності дії різних типів мішалок — чим коротший час перемішування, тим інтенсивніше працює апарат із мішалкою.

Існують такі методи вимірювання часу перемішування: 1) метод електропровідності; 2) метод хімічної реакції; 3) метод фарбування; 4) метод мічених атомів; 5) тепловий метод. Усі методи використовують класичний спосіб виведення системи зі стану рівноваги й вимірювання часу, необхідного для повторного досягнення стану рівноваги.

Для первісної оцінки часу перемішування можна використовувати те, що він, імовірно, залежить від введеної потужності:

$$N = Cn^3 d_m^5 \rho, \quad (3.1)$$

де  $n$  — частота обертання перемішувальних пристроїв;  $d_m$  — діаметр мішалки;  $\rho$  — густина.

Тоді загальна функціональна залежність часу перемішування  $\tau_m$  набере вигляду  $\tau_m = f(n, d, \rho)$ .

Використання методів теорії подібності дозволяє отримати узагальнену залежність безрозмірного часу перемішування:

$$(\tau_m n) = f\left(\frac{\rho n d^2}{\eta}, \frac{n^2 d}{g}, \frac{l_1}{d}, \frac{l_2}{d}, \dots\right), \quad (3.2)$$

де  $\eta$  — в'язкість (параметр, що враховує вплив сил в'язкості);  $g$  — прискорення вільного падіння (параметр, що враховує сили тяжіння);  $l_1, l_2$  — геометричні параметри посудини.

Критеріальні залежності для часу перемішування наведені у роботі [7].

Для основних типів перемішувальних пристроїв можна визначити вигляд критеріальних рівнянь. Так, для турбінних мішалок більшість критеріальних рівнянь наберуть вигляду

$$\tau_m n = Re^{-a}, \quad (3.3)$$

де  $a=1,0 \dots 1 \dots 1,3$  — для ньютонівських рідин;  $a=0,21 \dots 0 \dots 0,33$  — для неньютонівських рідин.

Іноді використовують залежності вигляду

$$\tau_m n = \frac{H^{1/2} D n^{1/3}}{d^{1/6} g^{1/6} Re} \quad (3.4)$$

при  $Re=10^3—10^5$ .

Для гвинтових мішалок у реакторах із перегородками можна застосувати формулу аналогічного вигляду:

$$\tau_m n = \frac{H^{1/3} D^{3/2} n^{1/3}}{Re d^{4/3} g^{1/6}} \quad (3.5)$$

при  $Re=10^4—10^5$ .

Для гвинтових мішалок без перегородок рівняння має вигляд

$$\tau_m n = \frac{H^{1/2} D n^{1/3}}{Re d^{4/3} g^{1/3}} \quad (3.6)$$

при  $Re=10^2—10^4$ .

Для лопатевих мішалок (із прямими лопатками й лопатками, що нахилені) в апаратах із перегородками залежність збігається з формулою (3.5) при тих самих значеннях  $Re$ .

Але для лопатевих мішалок у посудинах без перегородок формула для неньютонівських рідин набирає вигляду

$$\tau_m n = Re^{-0,54} \quad (3.7)$$

при  $Re \leq 10^2$ .

Якірні мішалки в апаратах із перегородками й без перегородок характеризуються такими критеріальними залежностями:

— для ньютонівських рідин при  $Re=20—2 \cdot 10^2$ :

$$\tau_m n = Re^{-2,0}, \quad (3.8)$$

$$\tau_m n = Re^{-a}; \quad (3.9)$$

— для неньютонівських рідин, де  $a=0,16$ , при  $Re=4 \cdot 10^2 - 3 \cdot 10^5$  і  $a=0,83$  при  $Re=6—80$ .

Аналіз критеріальних залежностей часу перемішування для різних типів мішалок показав, що ці залежності можна описати виразом вигляду

$$\tau_m = c \tau_c, \quad (3.10)$$

де  $c = \text{const}$ ;  $\tau_c$  — час циркуляції.

Вимірювання часу перемішування з використанням оптичних і термічних методів показує, що  $\tau_m = (4 - 5)\tau_c$ , тобто для перемішування системи досить перекачати рідину через мішалку 4 або 5 разів.

### 3.1 Вибір частоти обертання перемішувальних пристроїв

#### 3.1.1 Частота обертання для процесів суспендування

Як у хімічній, так і в інших галузях промисловості відбуваються технологічні процеси, що проходять у неоднорідних системах (рідина — тверде тіло, рідина — рідина). Такі системи спостерігаються в процесах розчинення, екстракції, кристалізації й т.п. Якщо дисперсною фазою є частинки твердого тіла, то таку неоднорідну систему називають суспензією.

При проектуванні реакторів об'ємного типу для перемішування неоднорідних систем необхідно вивчити умови утворення суспензії і розрахувати частоту обертання мішалки.

Необхідною умовою утворення суспензій у реакторі варто вважати створення певних осьових швидкостей рідини, нижче за які можливе опускання твердих частинок на дно апарата.

Досягнення такого стану пов'язане або з визначенням мінімального значення критерію Рейнольдса ( $Re_u$ ), або мінімальною частотою обертання мішалки ( $n_0$ ).

Використання методу аналізу розмірностей, виходячи з умов вільного осадження кулястих частинок і рівняння для осьової швидкості рідини в апаратах з мішалками, а також обліку основних геометричних параметрів апаратів з мішалками, дає можливість отримати критеріальні залежності вигляду

$$Re_u = f(Ar, \Gamma_{d_q}, \Gamma_D, \dots),$$

де  $Re_u$  — мінімальне значення критерію Рейнольдса для одержання однорідної суспензії;  $\Gamma_{d_q}, \Gamma_D$  — симплекс геометричної подібності.

Значення критеріїв і симплексів визначаються таким способом:

$$\Gamma_{d_q} = \frac{d_q}{d_m} \text{ — симплекс геометричної подібності діаметра частинок;}$$

$\Gamma_D = \frac{D}{d_m}$  — симплекс геометричної подібності діаметра апарата;

$Ar = \frac{d_m^3 \Delta\rho \rho_c g}{\mu_c^2}$  — критерій Архімеда;

$Re_y = \frac{\rho n d_m^2}{\mu}$  — відцентровий критерій Рейнольдса.

Для процесу зважування (суспендування) визначальна частота обертання  $n_0$  може бути знайдена за такою формулою:

$$Re_y = c_1 Ar^{0,5} \Gamma_{d_y}^{0,5} \Gamma_D^{x_1}, \quad (3.11)$$

звідки, розкриваючи зазначені критерії, отримаємо

$$n_0 = c_2 \frac{\Delta\rho^{0,5} d_y^{0,5} D^{x_1}}{\rho^{0,5} d_m^{y_1}}, \quad (3.12)$$

де  $n_0$  — частота обертання,  $c^{-1}$ ;  $c_1, c_2, x_1, y_1$  — коефіцієнти й показники степенів, обумовлені за табл. 1 залежно від типу перемішувального пристрою;  $\Delta\rho$  — різниця густин важкої й легкої фаз,  $кг/м^3$ ;  $\rho$  — густина  $кг/м^3$ ;  $d_y$  — діаметр частинки,  $м$ ;  $d_m$  — діаметр перемішувального пристрою,  $м$ ;  $D$  — діаметр апарата,  $м$ .

Значення сталих множників і показників степенів у цих формулах для чотирьох типів перемішувальних пристроїв наведені в табл. 1.

Рівняння справедливі в межах

$$Re_{ц} = 5 \cdot 10^2 \dots 1,3 \cdot 10^5; Ar = 2,4 \cdot 10^4 \dots 4,1 \cdot 10^{11}; \Gamma_{d_y} = 2,33 \cdot 10^{-4} - 1,2 \cdot 10^{-2}.$$

Таблиця 1 — Значення коефіцієнтів і показників

Тип перемішувального пристрою	$c_1$	$x_1$	$c_2$	$y_1$	$\Gamma_D$
Лопатевий	14,8	0,0	46,4	1,0	1,33—1,5
Лопатевий з похилими лопатами ( $\alpha=45^\circ$ )	8,8	1,0	27,5	2,0	1,95—4,0
Турбінний закритого типу	4,7	1,0	14,7	2,0	1,5—4,0
Гвинтовий	6,6	1,0	20,6	2,0	1,5—5,0

### 3.1.2 Частоти обертання мішалки для процесів емульгування

Перемішування взаємно нерозчинних рідин за певних умов приводить до утворення двофазної системи, яка називається емульсією.

Рідина, розподілена у такій системі у вигляді крапель, називається дисперсною, а інша, що утворює середовище, у якій перемішуються ці краплі, називається суцільною.

У реакторі об'ємного типу після закінчення деякого часу перемішування встановлюється динамічна рівновага, тобто в повному обсязі перебувають статично стала кількість крапель і стала міжфазна поверхня.

При розрахунку реакторів об'ємного типу із перемішувальними пристроями для створення емульсій необхідно визначати умови, необхідні для утворення власне емульсій з певним діаметром крапель і величиною міжфазної поверхні.

Обробивши дані експериментальних досліджень і подавши їх у критеріальному вигляді, отримаємо для процесу емульгування

$$Re_{\text{ц}} = c_3 \cdot Ar^{0,315} \cdot \left( \frac{Re_{\text{ц}}^2}{We_{\text{ц}}} \right)^{0,185} \cdot \Gamma_D^{x_2}, \quad (3.13)$$

звідки

$$n_0 = c_4 \cdot \frac{\Delta\rho^{0,315} \cdot \sigma^{0,185} \cdot D^{x_2}}{\rho^{0,5} \cdot d_M^{y_2}}, \quad (3.14)$$

Таблиця 2 — Значення коефіцієнтів і показників

Тип перемішувального пристрою	$c_3$	$x_2$	$c_4$	$y_2$	$\Gamma_D$
Лопатевий	1,47	1,30	3,02	2,17	1,33—4
Лопатевий з похилими лопатами ( $\alpha=45^\circ$ )	1,50	1,55	3,08	2,42	1,33—4
Турбінний закритого типу	2,3	0,67	4,72	1,54	2—4
Гвинтовий	2,95	0,67	6,05	1,54	2—4

Таблиця 3 — Рекомендовані величини

Тип перемішувального пристрою	$\Gamma_D$	$\eta=c$
Лопатевий	1,5	20,7
Лопатевий з похилими лопатами ( $\alpha=45^\circ$ )	1,5	29
Листовий	2	20,5
Якірний	1,15	30
Турбінний закритого типу	3	46
	4	81,5
Турбінний відкритого типу	3	56
	4	99,5
Гвинтовий	3	96,5
	4	170
Гвинтовий з прямою трубою	3	66,2
	4	118

де  $We_{ц}$  — відцентровий критерій Вебера, обумовлений

$$We_{ц} = \frac{\rho_c \cdot n^2 \cdot d_m^3}{\sigma};$$

$\sigma$  — міжфазний натяг, Дж/м<sup>2</sup> (Н/м).

Значення сталих множників і показників степеня рівнянь наведені в табл. 2. Рівняння справедливі в межах:

$$\begin{aligned} Re_{ц} &= 5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^5, \\ Ar &= 8,9 \cdot 10^3 - 3,4 \cdot 10^{10}, \\ Re_{ц}/We_{ц} &= 6,15 - 1,18 \cdot 10^7. \end{aligned} \quad (3.15)$$

### 3.1.3 Розрахунок часу гомогенізації

Для гомогенізації легкорухомих рідин (вирівнювання концентрацій рідин, що змішуються взаємно, і температур) в умовах розвинутої турбулентності ( $Re_{ц} > 10^4$ ) вибір частоти обертання перемішувальних пристроїв можна робити за формулою

$$n = \frac{c}{\tau}. \quad (3.16)$$

Тривалість процесу  $\tau$  (у секундах) визначається технологічними умовами, коефіцієнт  $c$  вибирається з табл. 3. Величину  $\tau$  рекомендується брати такою, щоб значення  $n$  не виходило з діапазону частот обертання, наведених у рекомендаціях РТМ.

### 3.1.4 Частота обертання мішалок для систем газ — рідина

Об'ємна частка пухирців газу, що перебуває у двофазній системі газ — рідина (газовміст), не є сталою величиною й залежить від багатьох параметрів процесу, таких як фізичні властивості системи, витрата газу, геометричні параметри апарата з мішалкою, спосіб подачі газу та інтенсивність перемішування. Ця величина використовується також при розрахунку барботажа на тарілках абсорбційних і ректифікаційних колон. В апаратах з мішалками процес додатково ускладнюється механічним перемішуванням, тоді як на тарілках перемішування рідини здійснюється тільки завдяки руху газової фази.

Багато авторів займалися розробленням пристроїв і дослідженням  $\Phi_r$  в апаратах із мішалками [15, 16, 17, 18, 19] і пропонували розрахункові формули.

Для турбінних мішалок і систем газ — чисті рідини отримано рівняння для розрахунку частки дисперсної фази

$$\Phi_r = \left( \frac{w_0 \Phi_r}{w_s} \right)^{1/2} + 0,0216 \frac{(N/V)^{0,4} \gamma_c^{0,2}}{\sigma^{0,6}} \left( \frac{w_0}{w_s} \right)^{1/2}, \quad (3.17)$$

де  $w_0$  — швидкість газу, віднесена до повного поперечного перерізу апарата;  $w_s$  — швидкість вільного піднімання пухирців.

Збільшення числа обертів мішалки приводить тільки до незначного зростання  $\Phi_r$ , так, що для  $n=2700$ — $3600$  об/хв було отримано  $\Phi_r \approx 40\%$ , Сойфер і Кафаров [19] провели значні дослідження величини  $\Phi_r$ . Автори узагальнили результати своїх досліджень для турбінних мішалок у формі залежності

$$\frac{\Phi_r}{K} = f(A). \quad (3.18)$$

Тут

$$A = \left( \frac{H}{D} \right)^{0,4} \left( \frac{V_g^*}{n d^3} We \right)^{0,67 \sqrt{Fr}}, \quad (3.19)$$

$$K = f(\eta_c) = 10^{0,003} \left( 1 - \frac{\eta_c}{\eta_w} \right), \quad (3.20)$$

де  $\eta_c, \eta_w$  — в'язкість рідини й води при температурі  $20^\circ\text{C}$  відповідно;  $V_g^*$  — витрата газу,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $We = n^2 d^3 \gamma_c / \sigma$  — критерій Вебера для процесів перемішування;  $Fr = n^2 d / g$  — критерій Фруда для процесів перемішування.

Залежність (3.18) наведена на рис. 9.

Спосіб подачі газу в апарат, тобто тип розподільного пристрою, може вплинути на величину й об'ємну частку пухирців. Цей вплив, на думку багатьох авторів, зникає, якщо перемішування є інтенсивним.

Для процесів поглинання газів рідиною при механічному перемішуванні рекомендується вибирати таку величину частоти обертання, при якій відцентровий критерій Рейнольдса приблизно дорівнює  $2,0 \cdot 10^5$ .



При перемішуванні в апаратах без відбивних перегородок необхідно, щоб глибина воронки при обраній частоті не досягала маточини перемішувального пристрою.

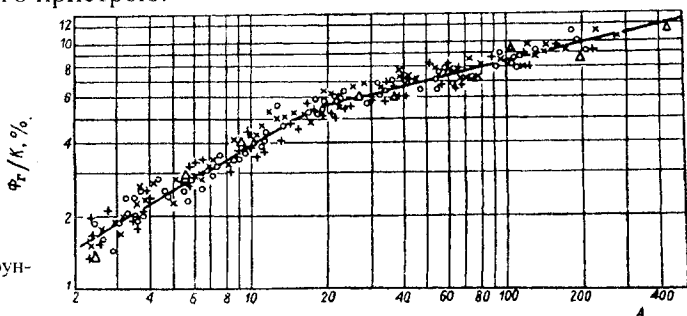


Рисунок 9 — Графік функції  $\Phi_r/K=f(A)$

Глибину воронки для чотирьох типів перемішувальних пристроїв визначають за такими рівняннями:

— для турбінного перемішувального пристрою закритого типу

$$\Gamma_{h_B} = 0,31 \cdot Re_{\Pi}^{0,26} \cdot Fr_{\Pi}^{0,69} \cdot \Gamma_D^{-0,51} \cdot \Gamma_{h_M}^{0,15}; \quad (3.21)$$

— для гвинтового перемішувального пристрою

$$\Gamma_{h_B} = 0,03 \cdot Re_{\Pi}^{0,32} \cdot Fr_{\Pi}^{0,52} \cdot \Gamma_D^{-0,24} \cdot \Gamma_{h_M}^{-0,25}; \quad (3.22)$$

— для лопатевого перемішувального пристрою

$$\Gamma_{h_B} = 0,06 \cdot Re_{\Pi}^{0,30} \cdot Fr_{\Pi}^{0,78} \cdot \Gamma_D^{-0,37}. \quad (3.23)$$

Для лопатевого перемішувального пристрою з похилими лопатами

$$\Gamma_{h_B} = 0,06 \cdot Re_{\Pi}^{0,28} \cdot Fr_{\Pi}^{0,75} \cdot \Gamma_D^{-0,24} \cdot \Gamma_{h_M}^{-0,12}. \quad (3.24)$$

Рівняння справедливі в діапазоні зміни значень критеріїв, зазначеному в табл. 4.

Таблиця 4 — Межі значень критеріїв

Тип перемішувального пристрою	Межі зміни значень критеріїв	
	$Fr_{\Pi}$	$Re_{\Pi}$
Лопатевий	$5,7 \cdot 10^{-2} - 2,1$	$2,0 \cdot 10^2 - 1,5 \cdot 10^5$
Лопатевий із похилими лопатами ( $\alpha=45^\circ$ )	$4,3 \cdot 10^{-2} - 2,7$	$3,0 \cdot 10^2 - 1,5 \cdot 10^5$
Турбінний закритого типу	$6,5 \cdot 10^{-2} - 8,5 \cdot 10^{-1}$	$1,5 \cdot 10^2 - 9,5 \cdot 10^4$
Гвинтовий	$9,5 \cdot 10^{-2} - 2,4$	$3,0 \cdot 10^2 - 1 \cdot 10^5$

Якщо для певного технологічного процесу є експериментальні дані, зокрема, з витрати потужності, отримані на лабораторній або напівзаводській установці, то при виборі частоти обертання для промис-

лового апарата можна скористатися наближеним методом за рівністю питомих потужностей (рівності витрати потужності на одиницю об'єму середовища, що змішується, у модельному й промисловому апаратах).

Більш точно частоту обертання перемішувального пристрою промислового апарата варто знаходити з рівності визначальних критеріїв подібності для даного процесу. Якщо процес характеризується декількома визначальними критеріями й з розрахунку виходять різні значення частот обертання, то для промислових апаратів необхідно брати найбільші значення частот.

#### **Питання для самоперевірки:**

- 1 Частота обертання мішалки, для процесів суспендування.
- 2 Частота обертання мішалки для процесів емульгування.
- 3 Частота обертання мішалки для системи газ – рідина.
- 4 Розрахунок часу перемішування, вибір частоти обертання мішалок.

### **4 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРЕМІШУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ**

При проектуванні апарата із перемішувальним пристроєм для певного технологічного процесу першочерговим завданням є вибір у першу чергу типу перемішувального пристрою, а потім і апарата у цілому.

У цей час відомо багато конструктивних різновидів апаратів із мішалками. Цих різновидів значно більше, ніж в інших апаратах, що використовуються в хімічній промисловості. Пояснюється це тим, що конструкцію апарата з мішалкою визначають не тільки тип і конструкція перемішувального пристрою, але й тип посудини, у якій він установлений.

Конструкція мішалки відіграє, безсумнівно, найбільш важливу роль у роботі апарата для перемішування, проте тип посудини може вплинути на його роботу.

Мішалки в найбільш загальному випадку можна поділити на швидкохідні, тихохідні й спеціальні.

До швидкохідних відносять гвинтові й турбінні мішалки різних типів, а також спеціальні типи мішалок, наприклад, дискові й ін.

Ці мішалки залежно від форми лопаток і способу їх установлення можуть створювати радіальний, осьовий і радіально-осьовий потоки рідини.

До тихохідного належать лопатеві, листові, якірні та рамні мішалки. Вони створюють, головним чином, коловий потік рідини, тобто рідина обертається навколо осі апарата.

Крім перелічених, існують спеціальні конструкції мішалок, на-

приклад, мішалки, що створюють великі напруження зсуву [20, 21], вібраційні [22], скребкові й т.д.

Незважаючи на велику кількість досліджень, дотепер відсутній єдиний універсальний критерій, що дозволяв би здійснювати досить точний вибір відповідної мішалки для даного процесу. Тому при виборі мішалки варто керуватися досвідом роботи промислових апаратів, а також даними випробувань дослідних і напівпромислових моделей.

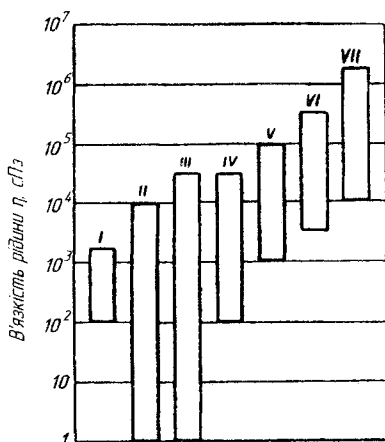
Важливу роль при виборі мішалки відіграють фізичні параметри рідини, що перемішується, і насамперед в'язкість середовища.

Холанд і Чапман [23] наводять графік (рис. 10) сфер застосування окремих типів мішалок для рідин із різною в'язкістю. За цим графіком можна встановити, що для перемішування рідин

із дуже високою в'язкістю найкраще пристосовані шнекові й стрічкові мішалки. Для рідин із середньою в'язкістю можна користуватися декількома типами мішалок.

Для турбінних, гвинтових і лопатевих мішалок Лайнос і Паркер запропонували сфери застосування залежно від ряду факторів табл. 5.

За рекомендаціями РТМ 144-66 для попереднього вибору типу перемішувального пристрою з фізико-хімічних властивостей перемішувальних компонентів (агрегатний стан, розмір частинок, в'язкість і т.п.), і за характером процесу використовується табл. 6. Якщо з табл. 6 будуть обрані декілька типів перемішувальних пристроїв, то остаточний вибір необхідно робити з оцінки ефективності й інтенсивності цих пристроїв.



Тип перемішувального пристрою

Рисунок 10 - Діапазон застосування різних типів мішалок:

I - якірні; II - гвинтова; III - турбінна із плоскими лопатками; IV - лопатева; V - рамна; VI - шнекова; VII - стрічкова

Для процесів, близьких за своїм характером до процесу гомогенізації легкорухомих рідин (процес нейтралізації, вирівнювання концентрацій, температур і т.п.), у режимі розвиненої турбулентності ( $Re_u > 10^4$ ) можуть бути використані дані щодо інтенсивності й ефективності з табл. 7.

У табл. 7 наведені відносні дані (порівняно з даними за інтенсивністю й ефективністю пропелерного пристрою), отримані при значеннях  $\Gamma_D$  і середніх частот обертання.

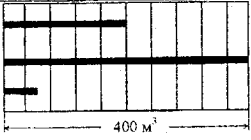
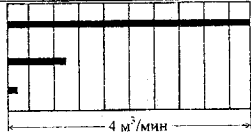
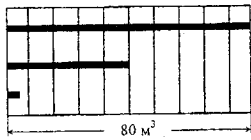
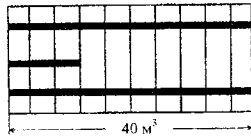
Чим менша відносна величина, наведена у відповідній графі табл. 7, тим більші інтенсивність і ефективність перемішувального пристрою.

Якщо для певного технологічного процесу відсутні дані щодо інтенсивності перемішувального пристрою, то при їх виборі необхідно враховувати витрату потужності.

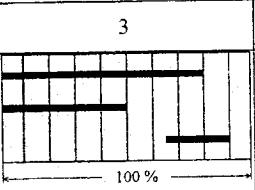
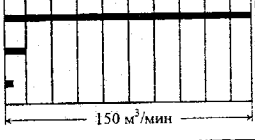
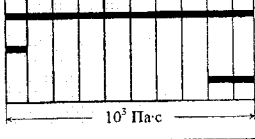
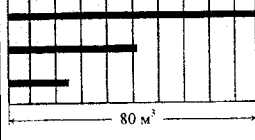
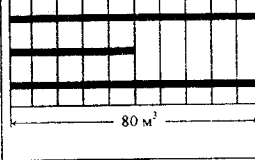
Для розрахунку витрати потужності необхідно визначити розміри й частоту обертання перемішувального пристрою. Вибір діаметра перемішувального пристрою проводиться на основі співвідношень діаметрів апарата й перемішувального пристрою. Діаметр апарата визначається його місткістю.

Вибір частоти обертання перемішувального пристрою проводиться за рекомендаціями, наведеними у таблицях.

Таблиця 5 — Дані для вибору мішалок за Лайонсом й Паркером

Процес	Тип мішалки	Сфера застосування	Величина або явище, що лімітує процес	Геометричні параметри апарата з мішалкою		
				$D/d$	$H/D$	число мішалок на одному валу, розміщення
1	2	3	4	5	6	7
Перемішування	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві  <i>Об'єм</i>		Циркуляція в об'ємі	3–6	Будь-яке	Одна або декілька
Диспергування рідин, що не змішуються	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві  <i>Витрата</i>		1 Діаметр крапель. 2 Рециркуляція	3–3,5	1–0,5	$h/H \leq 1/2$
Хімічні реакції в розчинах	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві  <i>Об'єм</i>		1 Інтенсивність перемішування. 2 Циркуляція в об'ємі	2,5–3,5	1–3	Одна або декілька
Розчинення часток твердого тіла	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві  <i>Об'єм</i>		1 Напруження зрушення. 2 Циркуляція в об'ємі	1,6–3,2	0,5–2	$h/H \leq 1/2$

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	6	7
Суспендування	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві <i>Концентрація частинок</i>		1 Циркуляція. 2 Швидкості	2-3,5	1-0,5	Залежно від діаметра частинок: 1) $h=d$ ; 2) у безпосередній близькості від днища
Перемішування систем газ-рідина	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві <i>Витрата газу</i>		1 Напруження зрушення. 2 Циркуляція. 3 Великі швидкості	2,5-4	4-1	1 Мало, найбільш низьке на висоті $h=d$ . 2 Самоусмоктувальна, безпосередньо під поверхнею рідини
Перемішування рідини з великою в'язкістю	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві <i>В'язкість</i>		1 Циркуляція в об'ємі. 2 Невеликі швидкості	1,5-2,5	0,5-2	Одна або декілька
Теплообмін	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві <i>Об'єм</i>		1 Циркуляція в об'ємі. 2 Великі швидкості поблизу поверхні теплообміну	—	—	Одна або декілька
Кристалізація	Турбінні. Гвинтові. Лопатеві <i>Об'єм</i>		1 Циркуляція. 2 Малі швидкості. 3 Напруження зрушення	2-3,2	2-1	Одна, $h/H \leq 1/2$

Таблиця 6 — Сфера застосування перемішувальних пристроїв

Тип перемішувальних пристроїв	Сфера застосування	Динамічний коефіцієнт в'язкості середовища $\mu$ , $\text{мН} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ (спз)	Колова швидкість $w$ , м/с
1	2	3	4
Лопатеві	Перемішування взаєморозчинних рідин, грубе емульгування, зважування твердих частинок у рідині при співвідношенні мас твердої речовини й рідини до 90%, зважування волокнистих речовин, помутніння легких осадів, повільне розчинення кристалічних або аморфних, а також волокнистих речовин, вирівнювання температури, перемішування в процесах кристалізації	1—500 500—3000	1,5—5,0 1,5—3,2
Листові	Розчинення рідин малої в'язкості, зважування твердої речовини, розчинення кристалічних речовин, інтенсифікація теплообміну	1—50	0,5—5,0
Якірні, якірні з піднятою маточиною	Перемішування в'язких і важких рідин, інтенсифікація теплообміну в рідинах, запобігання випаданню осаду на стінках і днищі, суспендування у в'язких середовищах	1—10000	0,5—4,0
Якірні з поперечкою	Те саме	1—10000	0,5—5,5
Якірні з піднятою маточиною й поперечкою	Те саме	1—10000	0,5—5,5
Рамні, рамні з піднятою маточиною	Те саме	1—10000 10000—40000	0,8—7,0 0,8—4,0

Продовження таблиці 6

1	2	3	4
Рамні для апаратів із кінчним днищем			
Турбінні закритого типу	Розчинення й емульгування рідин, у т.ч. рідин, що істотно розрізняються за щільністю, зважування кристалічних або аморфних твердих частинок із масовим вмістом до 80%, зважування волокнистих частинок із масовим вмістом до 5%, інтенсифікація теплообміну, перемішування в процесах розчинення газу в рідині й у процесах екстракції	1—1000 1000—25000	2,5—12,0 2,5—7,5
Турбінні відкритого типу	Розчинення й емульгування рідин, зважування кристалічних або аморфних твердих частинок із масовим вмістом до 80%, зважування волокнистих частинок із масовим вмістом до 5%, помутніння при масовому вмісті частинок до 60% і розміром частинок до 1,5 мм, вирівнювання температур, перемішування неньютонівських рідин	1—10000 10000—40000	2,5—10,0 2,5—7,0
Гвинтові, гвинтові з напрямною трубою	Розчинення й емульгування рідин, зважування при масовому вмісті твердої речовини до 50%, помутніння шламів з масовим вмістом твердої речовини до 10% і розміром частинок до 0,10 мм, перемішування волокнистих матеріалів, вирівнювання температур, інтенсифікація теплообміну	1—100 100—4000	3,8—16,0 3,8—10,0



Таблиця 7 — Відносні інтенсивність і ефективність різних перемішувальних пристроїв

Перемішувальний пристрій	$\Gamma_D$	Відносна інтенсивність	Відносна ефективність
Лопатевий	1,5	1,58	0,14
Лопатевий із похилими лопатками	1,5	2,28	0,16
Листовий	2,0	0,86	0,14
Якірний	1,15	1,78	0,78
Турбінний закритого типу	3—4	0,51	1,00
Турбінний відкритого типу	3—4	0,76	0,94
Гвинтовий	3—4	1,00	1,00
Гвинтовий з прямою трубою	3—4	0,76	0,88

Якщо в таблицях відсутні рекомендації для даного технологічного процесу, то частота обертання перемішувальних пристроїв вибирається з розділів «Параметри» нормалей машинобудування МН 5854—66 і МН 5874—66. При цьому більш високі частоти обертання беруться при більш інтенсивному перемішуванні. В апараті без перегородок необхідно перевірити, чи не досягає воронка при обраній частоті обертання маточини перемішувальною пристрою (див. розділ 3).

Якщо це має місце, то необхідно знизити взяту частоту обертання.

При використанні швидкохідних перемішувальних пристроїв (турбінних, пропелерних) необхідно виконати перевірку на критичну швидкість обертання вала.

#### 4.1 Основні геометричні співвідношення, що рекомендують для перемішувальних пристроїв і апаратів

Основні геометричні співвідношення перемішувальних пристроїв і апаратів повинні відповідати зазначеним у табл. 8 і 9.

Літерні позначення розмірів перемішувальних пристроїв і апаратів повинні відповідати зазначеним на рис. 11—16.

Рівень рідини в апаратах, як правило, дорівнює  $H_0 = D$ , а в апаратах подовженої форми  $H_0 = (0,75—0,80)H_1$ , або  $H_0 = (0,75—0,80)H$  (для суцільнозварних апаратів).

При встановленні в апаратах відбивних перегородок їх ширина  $B$  береться такою, що дорівнює  $0,1D$ .

При використанні пропелерних перемішувальних пристроїв із напрямними трубами (рис. 16) останні виготовляються в рознімному й нерознімному виконаннях.

Таблиця 8 – Геометричні співвідношення перемішувальних пристроїв

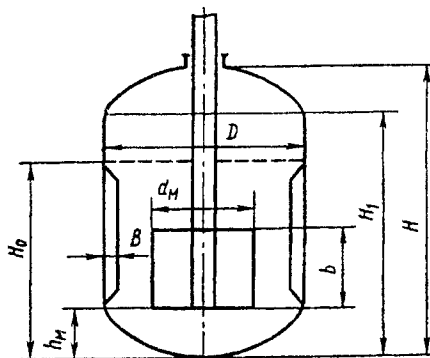
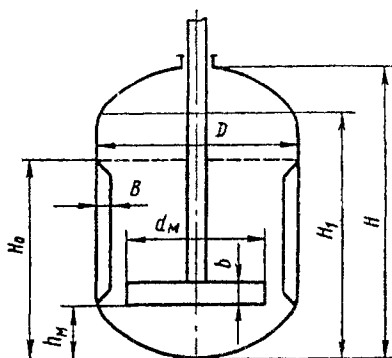
Тип перемішувального пристрою	$D/d_m$	$b/d_m$	$l/d_m$	$h_m/d_m$	$h/d_m$	$s/d_m$	$s/D$
Лопатеві (рис. 11)	1,4–1,7	0,10	—	0,1–0,3	—	—	—
Листовий (рис. 12)	2,0	0,75	—	0,1–0,3	—	—	—
Якірний (рис. 13)	1,02–1,15 (1,2–1,5)	0,07	—	0,01–0,06 (0,10–0,25)	0,9–1,0	0,01–0,06 (0,10–0,25)	—
Якірний з підніманням маточини	1,02–1,15 (1,2–1,5)	0,07	—	0,07–0,19	0,8–1,0	—	0,01–0,06 (0,10–0,25)
Рамний	1,02–1,15 (1,2–1,5)	0,07	—	0,01–0,06 (0,10–0,25)	0,9–1,0	0,01–0,06 (0,10–0,25)	—
Рамний для апаратів із конічним днищем (рис. 14)	1,02–1,15 (1,2–1,5)	0,07	—	0,15–0,30	0,9–1,2	0,01–0,06 (0,10–0,25)	—
Рамний із підйомом маточини	1,02–1,15 (1,2–1,5)	0,07	—	0,07–0,19	0,8–1,0	—	0,01–0,06 (0,10–0,25)
Турбінний закритого типу	3–4	0,15 се- редня	0,25	0,5–1,0	—	—	—
Турбінний відкритого типу (рис. 15)	3–4	0,20	0,25	0,5–1,0	—	—	—
Гвинтовий	3–4	—	—	0,5–1,0	—	—	—

Примітки:  
 1 Значення  $D/d_m$ ,  $h_m/d_m$ ,  $s/d_m$ ,  $s/D$ , наведені в дужках, дані для апаратів, у яких відсутній теплообмін через стінку апарата.  
 2 В апаратах з конічним днищем (кут  $\alpha=90^\circ$ ) величина  $h_m/d_m$  береться: (0,6–0,8) – для лопатевих перемішувальних пристроїв; (0,4–0,6) – для якірних перемішувальних пристроїв; (1,0–1,2) – для пропелерного й турбінних відкритого типу перемішувальних пристроїв

Нерознімні напрямні труби встановлюють в апаратах зі змінною кришкою, рознімні — у суцільнозварних.

Таблиця 9 – Геометричні співвідношення пропелерних перемішувальних пристроїв

Тип перемішувального пристрою	Розмір, мм						
	$D/d_M$	$h_M/d_M$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$\alpha$	$D_0$
Гвинтовий з напрямною трубою (рис. 16): нерознімна напрямна труба...	3–5	2,5–6,0	$0,75D_0$	$0,3D_0$	$(1,5–5)D_0$	$40^\circ$	$d_M+(10–20)$



рознімна напрямна труба	3–5	2,5–8,0	$0,75D_0$	$0,3D_0$	$(1,5–7,2)D_0$	$40^\circ$	$d_M+(10–20)$
-------------------------	-----	---------	-----------	----------	----------------	------------	---------------

### Питання для самоперевірки:

- 1 Діапазони застосування різних типів мішалок.
- 2 Сфера застосування тихохідних мішалок.
- 3 Сфера застосування бистрохідних мішалок.
- 4 Вибір геометричних співвідношень різних типів мішалок і апаратів.

Рисунок 11 — Конструкція апарата з лопатевим перемішувальним пристроєм

Рисунок 12 — Конструкція апарата з листовим перемішувальним пристроєм

## 5 РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ, СПОЖИВАНОЇ ПЕРЕМІШУВАЛЬНИМИ ПРИСТРОЯМИ

### 5.1 Вибір критеріального рівняння для розрахунку потужності

Для виведення узагальненої формули, що визначає потужність, яка витрачається на перемішування, використовується метод аналізу розмірностей. Для цього встановлюють у найбільш загальному вигляді число змінних, що істотно впливають на розглянуту величину. Як відомо, на потужність  $N$  впливають такі змінні.

Фізичні параметри:

- а) густина рідини  $\gamma$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;
- б) в'язкість рідини  $\eta$ ,  $\text{Па}\cdot\text{с}$  [або  $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$ ].

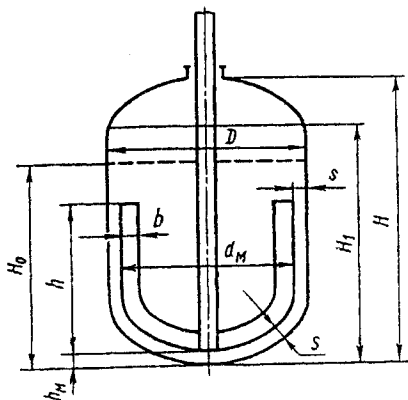


Рисунок 13 — Конструкція апарата з якірним перемішувальним пристроєм

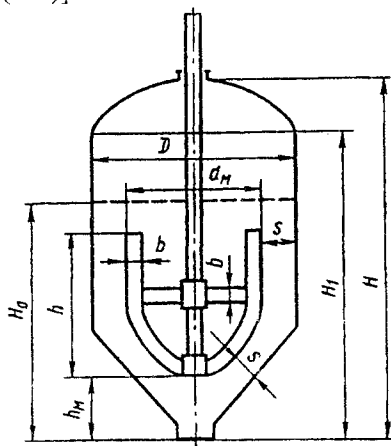


Рисунок 14 — Конструкція апарата з конічним днищем і рамним перемішувальним пристроєм

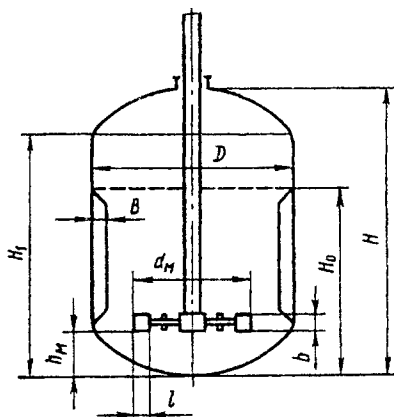


Рисунок 15 — Конструкція апарата з турбінним перемішувальним пристроєм

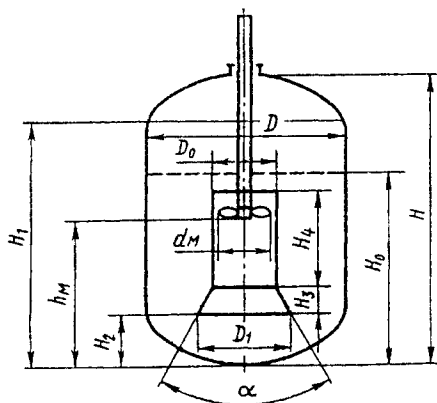


Рисунок 16 — Конструкція апарата з гвинтовим перемішувальним пристроєм і прямою трубою

Кінематичні й динамічні параметри:

- а) число обертів мішалки  $n$ ,  $1/c$ ;
- б) прискорення вільного падіння  $g$ ,  $m/c^2$ .

Геометричні параметри системи (мішалки й посудини):

- а) діаметр мішалки  $d$ ,  $m$ ;
- б) діаметр посудини  $D$ ,  $m$ ;
- в) висота рідини в посудині  $H$ ,  $m$ .

Крім того, є ряд інших геометричних параметрів, таких, як розміри, форма й число лопаток мішалки, вигляд посудини (наприклад, наявність у ній відбивних перегородок, їх розміри, форма й кількість, тип дна посудини й т.д.), не всі з яких можуть бути враховані при аналізі розмірностей.

Отже, у загальному вигляді можна написати, що потужність, яка витрачається на перемішування рідини, буде функцією зазначених вище параметрів:

$$N=f(n, \gamma, \eta, g, d, D, \dots). \quad (5.1)$$

Якщо аналіз розмірностей проводиться для випадку, коли апарат з мішалкою належить до групи геометрично подібних апаратів для перемішування, то досить урахувати тільки один геометричний параметр, наприклад, діаметр мішалки  $d$ , тоді залежність (5.1) спроститься до вигляду

$$N=f(n, \gamma, \eta, g, d, \dots). \quad (5.2)$$

Відповідно до принципів аналізу розмірностей подаємо наведену вище залежність як статечну функцію:

$$N = C n^a \gamma^b \eta^c g^e d. \quad (5.3)$$

Потужність  $N$  виражається у  $\text{ват} = \text{джоуль/секунда} = \text{ньютон} \times \text{метр/секунда}$ , що дає нам розмірність

$$\frac{\text{ньютон} \times \text{метр}}{\text{секунда}} = \left[ \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \right] \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}} \right] = \left[ \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^3} \right].$$

Отже,

$$\left[ \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^3} \right] = \left[ \frac{1}{\text{с}} \right]^a \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]^b \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}} \right]^c \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right]^e [\text{м}]^f$$

або після спрощення

$$[\text{кг}]^1 [\text{м}]^2 [\text{с}]^{-3} = [\text{кг}]^{b+c} [\text{м}]^{-3b-c+e+f} [\text{с}]^{-a-c-2e}$$

Рівняння (5.3) повинне бути однорідним, тобто мати однакові розмірності в правій і лівій частинах, а отже, показники степенів при відповідних основних одиницях будуть однакові:

- показники степенів при  $[\text{кг}]$ :  
 $1 = b + c$ ;
- показники степенів при  $[\text{м}]$ :  
 $2 = -3b - c + e + f$ ;
- показники степенів при  $[\text{с}]$ :  
 $-3 = -a - c - 2e$ .

У системах трьох отриманих рівнянь є п'ять невідомих (показників степенів), тому потрібно взяти за відомі два показники, щоб за їх допомогою виразити інші три. Так, наприклад, припускаючи, що відомими показниками степенів є  $c$  і  $e$ , після розв'язання наведеної вище системи рівнянь маємо

$$\left. \begin{aligned} a &= 3 - 2e - c, \\ b &= 1 - c, \\ f &= 5 - 2c - e. \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

Після підстановки залежностей (5.4) у рівняння (5.3) маємо

$$N = C n^{3-2e-c} \gamma^{1-c} \eta^c g^e d^{5-2c-e}. \quad (5.5)$$

Залежність (5.5) згідно з  $\pi$ -теореми можна перетворити до вигляду, що містить  $6-3=3$  безрозмірних комплексів:

$$\frac{N}{n^3 d^5 \gamma} = C \left( \frac{nd^2 \gamma}{\eta} \right)^{-c} \left( \frac{n^2 d}{g} \right)^{-e} \quad (5.6)$$

Таким чином, маємо такі безрозмірні комплекси:

$$Re = \frac{nd^2 \gamma}{\eta} \quad \text{— модифікований критерій Рейнольдса для}$$

процесів перемішування;

$$Fr = \frac{n^2 d}{g} \quad \text{— модифікований критерій Фруда для процесів}$$

перемішування;

$$Eu = \frac{N}{n^3 d^5 \gamma} \quad \text{— модифікований критерій Ейлера для про-}$$

цесів перемішування, названий критерієм потужності.

З огляду на наведені вище позначення рівняння (5.6) можна записати у вигляді

$$Eu = C Re^A Fr^B \quad (5.7)$$

Це і є узагальнене, або критеріальне, рівняння, що описує потужність, яка витрачається на перемішування рідини. Воно справедливе для різних груп геометрично подібних апаратів з мішалками.

## 5.2 Спрощені рівняння для обчислення потужності, що витрачається на перемішування

Застосування методу аналізу розмірностей дозволило виявити критеріальну залежність  $K_N$  як функцію відцентрового критерію  $Re_{ц}$ , критерію Фруда  $Fr$  і ряду симплексів геометричної подібності.

Після перетворення критеріальних залежностей для нормалізованих апаратів потужність  $N$  ( $Bm$ ), споживану пристроями, що перемішують, знаходять за формулою

$$N = K_N \rho n^3 d_m^5 \quad (5.8)$$

Величина критерію потужності  $K_N$  залежить від відцентрового критерію Рейнольдса  $Re_{ц}$ , симплекса геометричної подібності

$\Gamma_D = \frac{D}{d_m}$ , типу перемішувального пристрою і конструктивних особливостей апарата (зокрема наявності відбивних перегородок).

Для кожного типу нормалізованого перемішувального пристрою наводяться графічні залежності  $K_N = f(Re_{ц})$  — рис. 17, 18, 19 (для апаратів без перегородок і з перегородками). Відцентровий критерій Рейнольдса визначається за формулою

$$Re_{ц} = \frac{\rho \cdot n \cdot d_m^2}{\mu} \quad (5.9)$$

У формули (5.8), (5.9) підставляється величина густини основної рідини (середовища) у тих випадках, коли щільності компонентів, що перемішують, відрізняються не більше ніж на 30%. В інших випадках необхідно обчислювати середню густину суміші (у тому числі й суспензій) за формулою

$$\rho = \rho_{\phi} \cdot \varphi + \rho_c \cdot (1 - \varphi), \quad (5.10)$$

де  $\rho_{\phi}$  і  $\rho_c$  — відповідно густина дисперсної фази й дисперсійного середовища,  $кг/м^3$ ;  $\varphi$  — об'ємна частка дисперсної фази.

У формулу (5.9) підставляється величина в'язкості основної рідини (середовища) (при  $Re_{ц}$  більше  $10^3$ ) у таких випадках:

— при емульгуванні — поза залежністю від в'язкості рідин, що перемішують, якщо величина  $\varphi$  менше 0,3;

— при перемішуванні взаємно розчинних рідин, якщо в'язкості рідин відрізняються одна від одної не більше ніж у 2 рази і величина  $\varphi = 0,4$  (або менше);

— при суспендуванні, якщо величина  $\varphi$  не більше 20%.

В інших випадках при обчисленні відцентрового критерію Рейнольдса й величини потужності використовується значення середньої в'язкості суміші, яка може бути визначена за такими формулами:

— при емульгуванні, якщо дисперсною фазою є рідина більш в'язка, ніж середовище, і об'єм середовища становить 40% і більше:

$$\mu = \frac{\mu_c}{(1 - \varphi)} \left( 1 + \frac{6\varphi \cdot \mu_{\phi}}{\mu_c + \mu_{\phi}} \right), \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2; \quad (5.11)$$

— якщо дисперсною фазою є рідина, менш в'язка, ніж середовище (об'єм середовища — 40% і більше):



$$\mu = \frac{\mu_c}{(1-\varphi)} \left( 1 - \frac{1,5\varphi \cdot \mu_\phi}{\mu_c + \mu_\phi} \right), \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2; \quad (5.12)$$

— при перемішуванні взаємно розчинних рідин:

$$\mu = \mu_c^{(1-\varphi)} \cdot \mu_\phi^\varphi, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2; \quad (5.13)$$

— при зважуванні твердих частинок у рідині;

— при об'ємній концентрації твердої фази до 10%:

$$\mu = \mu_c (1 + 2,5\varphi); \quad (5.14)$$

— при об'ємній концентрації твердої фази понад 10%:

$$\mu = \mu_c (1 + 4,5\varphi). \quad (5.15)$$

Якщо величина рівня рідини в апараті  $H_0$  не дорівнює діаметру апарата  $D$ , то при розрахунку потужності це враховується коефіцієнтом

$$N_1 = K_H \cdot N, \quad \text{Вт}, \quad (5.16)$$

де

$$K_H = \left( \frac{H}{D} \right)^{0,5}. \quad (5.17)$$

Вплив внутрішніх пристроїв (труб перетискання, гільз термометрів і т.п.) береться до уваги тільки під час розмішування їх в апаратах без перегородок. Дія цих пристроїв розраховується відповідними коефіцієнтами  $K_i$ , що вибираються за табл. 10:

$$N_1 = K_1 \cdot K_2 \cdot \dots \cdot K_i \cdot N. \quad (5.18)$$

У разі встановлення відбивних перегородок вплив інших пристроїв на витрату потужності не береться до уваги.

Таблиця 10 – Значення коефіцієнта, що враховує розміщення внутрішніх пристроїв

Внутрішні пристрої	$K_i^*$	
	для перемішувальних пристроїв (крім гвинтового)	для гвинтового пристрою
Плоский змійовик, розміщений у днищі апарата (діаметр трубок $0,03D$ — $0,05D$ ).	2,5—3,0	—
Змійовик, розміщений уздовж стінок апарата.	2,0	2,0
Одна гільза термометра.	1,1	1,05
Труба перетискання, пристрій для вимірювання рівня й т.п.	1,2	1,1
Дві труби перетискання, рівновіддалені одна від одної на відстань не менше $0,75D$ .	1,3	1,15
Деталі кріплення прямої труби гвинтового пристрою	—	0,05

\*Значення  $K_i$  визначені для рідин з в'язкістю до  $100 \text{ мН}\cdot\text{с}/\text{м}^2$  ( $100 \text{ снз}$ )

Визначення витрат потужності на перемішування газорідних систем має свої особливості. При подачі газу в рідке середовище витрати потужності на перемішування знижуються.

Для систем, близьких за властивостями до системи повітря—вода, можна рекомендувати для лопатевих перемішувальних пристроїв залежність вигляду

$$\frac{N_0}{N} = 0,81 \cdot \left( \frac{V_r}{n \cdot d_M^3} \cdot 10^2 \right)^{-0,54} \quad (5.19)$$

Тут  $V_r$  — витрата газу, м<sup>3</sup>/с.

Залежність справедлива для діапазону зміни  $\frac{V_r}{n \cdot d_M^3} \cdot 10^2$  від 0,7 до

3,5 і  $Re_r > 10^4$ .

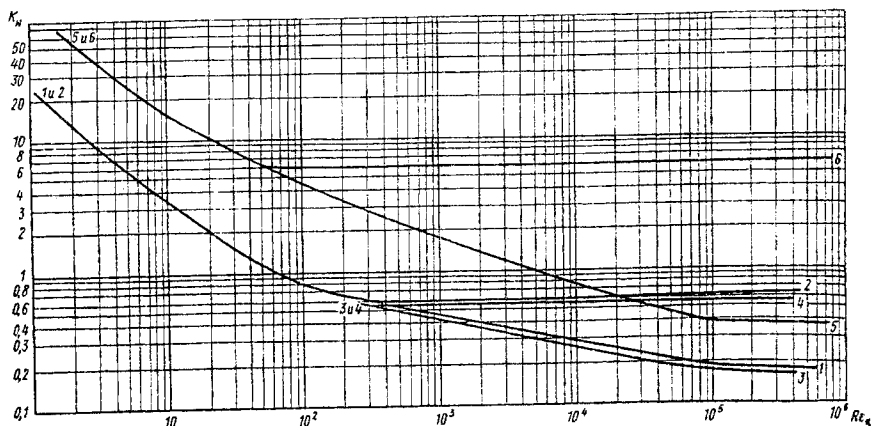


Рисунок 17 — Залежність  $K_N=f(Re_n)$  для перемішувальних пристроїв:

- 1 — лопатевий перемішувальний пристрій  $\Gamma_D=1,5$ ;
- 2 — лопатевий перемішувальний пристрій  $\Gamma_D=1,5$  в апараті з перегородками;
- 3 — лопатевий перемішувальний пристрій із похилими лопатками ( $\alpha=45^\circ$ )  $\Gamma_D=1,5$ ;
- 4 — лопатевий перемішувальний пристрій із похилими лопатками в апараті з перегородками  $\Gamma_D=1,5$ ;
- 5 — листовий перемішувальний пристрій  $\Gamma_D=2$ ;
- 6 — листовий перемішувальний пристрій  $\Gamma_D=2$  в апараті з перегородками

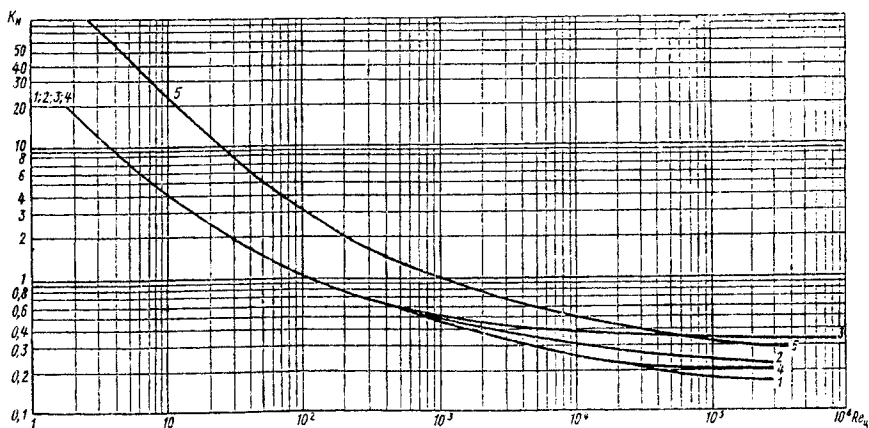


Рисунок 18 — Залежність  $K_M=f(Re_w)$  для перемішувальних пристроїв:

- 1 — гвинтовий перемішувальний пристрій  $\Gamma_D=3$ ;
- 2 — гвинтовий перемішувальний пристрій  $\Gamma_D=4$ ;
- 3 — гвинтовий перемішувальний пристрій в апараті з перегородками  $\Gamma_D=3-4$ ;
- 4 — гвинтовий перемішувальний пристрій із напрямною трубою;
- 5 — якірні і рамні пристрої, що перемішують  $\Gamma_D=1, 15$

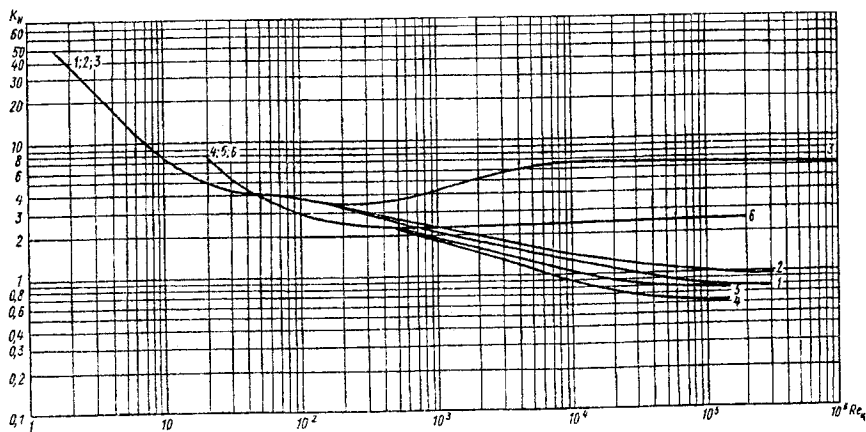


Рисунок 19 — Залежність  $K_M=f(Re_w)$  для турбінних перемішувальних пристроїв:

- 1 — турбінний перемішувальний пристрій відкритого типу  $\Gamma_D=3$ ;
- 2 — турбінний перемішувальний пристрій відкритого типу  $\Gamma_D=4$ ;
- 3 — турбінний перемішувальний пристрій відкритого типу  $\Gamma_D=3-4$  в апараті з перегородками;
- 4 — турбінний перемішувальний пристрій закритого типу  $\Gamma_D=3$ ;
- 5 — турбінний перемішувальний пристрій закритого типу  $\Gamma_D=4$ ;
- 6 — турбінний перемішувальний пристрій закритого типу  $\Gamma_D=3-4$  в апараті з перегородками

Для розрахунку потужності, що витрачається на перемішування турбінним перемішувальним пристроєм закритого типу в системах газ—рідина, можна використовувати рівняння

$$K_N = 1,08 \cdot Re_u^{0,1} \cdot Fr_u^{-0,03} \cdot We_u^{0,12} \cdot K_u^{-0,2} \cdot S_p^{-0,02} \cdot \Gamma_D^{-0,4}. \quad (5.20)$$

Тут

$$K_u = \frac{u}{n}, \quad S_p = \frac{\rho_r}{\rho_c},$$

де  $u$  — питома витрата газу,  $m^3/(m^3 \cdot c)$ ;  $\rho_r$  і  $\rho_c$  — густина газу й середовища,  $kg/m^3$ .

При використанні турбінного пристрою закритого типу в системах, близьких до системи повітря—вода, витрата потужності,  $Bm$ , визначається з формули

$$N = 900 \frac{n^3 \cdot d_M^{5,22}}{D^{0,4} \cdot u^{0,2}}. \quad (5.21)$$

Наведені формули справедливі у таких межах значень критеріїв подібності:

$$\begin{array}{lll} Re_u = 10^3 — 10^6, & Fr_u = 0,1 — 10,0, & We_u = 10^3 — 10^5, \\ K_u = 10^{-4} — 5 \cdot 10^{-3}, & S_p = 8 \cdot 10^{-4} — 1,6 \cdot 10^{-3}, & \Gamma_D = 2,05 — 5,0. \end{array}$$

### Питання для самоперевірки

1 Критеріальне рівняння для розрахунку потужності, споживаної мішалками.

2 Вплив внутрішніх пристроїв на затрати потужності при перемішуванні.

3 Як залежить критерій потужності від критерію Рейнольдса?

4 Розрахунок потужності перемішувальних пристроїв для системи газ — рідина.

## 6 ВИБІР ПРИВОДА ДЛЯ АПАРАТІВ З ПЕРЕМІШУВАЛЬНИМИ ПРИСТРОЯМИ

Для приведення в обертання механічних перемішувальних пристроїв у хімічних апаратах застосовують приводи, де як рушійна сила використовується, головним чином, електроенергія.

Під приводом необхідно розуміти конструктивну одиницю, до складу якої належать: вал мішалки, передача, приводний двигун і пристрої, що регулюють роботу всього комплексу.

Нижче розглянемо особливості конструювання і вибору основних деталей і вузлів привода.

### 6.1 Конструювання й розрахунок валів перемішувальних пристроїв

В апаратах із перемішувальними пристроями для передачі потужності застосовують два типи валів — суцільні й порожні.

Істотним елементом при виборі варіанта суцільного або порожнього вала є матеріал, з якого він виготовляється. Якщо конструкційним матеріалом є звичайна сталь, найчастіше виготовляється суцільний вал; якщо доводиться брати корозійностійку сталь, вал роблять порожнім, що дає економію дорогого конструкційного матеріалу.

Розрахунок вала передбачає визначення його діаметра з урахуванням переданої потужності, а також розрахунок критичного числа обертів для різних способів кріплення вала.

Швидкість обертання вала, при якій теоретичний прогин вала був би нескінченно великим, називається критичною швидкістю обертання. Критична швидкість залежить від способу закріплення вала, його довжини й прямолінійності, його ваги та ваги мішалок.

Працездатність валів пристроїв, що перемішують, визначається основними умовами: міцністю, жорсткістю, вібростійкістю. У методиці розрахунку як головна умова працездатності взята умова вібростійкості, що є умовою міцності й жорсткості вала.

В апаратах з перемішувальними пристроями, як правило, рекомендуються жорсткі вали - вали, що мають робочу кутову швидкість  $\omega$ , нижче першої критичної  $\omega_{01}$ , і задовольняють умову

$$\omega \leq 0,7\omega_{01}. \quad (6.1)$$

Умова (6.1) підтверджена дослідним шляхом для випадку перемішування середовищ із в'язкістю  $\mu_c \leq 1,5 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$  і густиною  $\rho_c \leq 1500 \text{ кг}/\text{м}^3$ . Якщо густина і в'язкість середовища перевищують зазначені межі, то жорсткі вали повинні задовольняти умову

$$\omega \leq 0,6\omega_{01}. \quad (6.2)$$

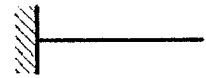
Величина  $\omega_{01}$  чисельно дорівнює коловій частоті вільних поперечних коливань у повітрі, яка може бути обчислена теоретично, якщо відома маса перемішувального пристрою, а також відомі розміри, маса, матеріал вала й умови його закріплення в підшипниках, тобто якщо відома розрахункова схема вала.

Вибір розрахункових схем для різних варіантів закріплення вала в підшипниках ґрунтується на таких припущеннях:

— одиничний радіальний шарикопідшипник вважається шарнірною опорою;



— тиххідний вал редуктора має жорстку опору в підшипниках корпусу редуктора;



— кінцевий підшипник ковзання, установлений на днищі апарата, вважається шарнірною опорою, якщо його довжина менша або дорівнює діаметру вала, і жорсткою опорою, якщо його довжина становить більше двох діаметрів вала;



— рознімне з'єднання вала за допомогою жорсткої муфти, еквівалентне нерозрізному валу;

— місця встановлення зубчастої муфти і шківів клинопасової передачі на консолях вважаються вільними кінцями вала;

— сальникові й торцеві ущільнення не впливають на умови закріплення вала в підшипниках;

— піддатливість вузлів кріплення вала незначна за величиною і не впливає на критичну швидкість вала із перемішувальним пристроєм.

Перша критична швидкість вала  $\omega_{01}$  обчислюється за формулою<sup>1)</sup>

$$\omega_{01} = \frac{\alpha_1^2}{L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{m}}, \quad (6.3)$$

де  $\omega_{01}$  — перша критична швидкість вала, рад/с;  $\alpha_1$  — корінь частинного рівняння, основний тон;  $L$  — довжина вала, м;  $E$  — модуль пружності матеріалу вала, Н/м<sup>2</sup>;  $I$  — момент інерції перерізу вала, м<sup>4</sup>;  $m$  — маса одиниці довжини вала, кг/м.

<sup>1)</sup> Зміна  $\omega_{01}$  за рахунок гігроскопічного моменту перемішувального пристрою, а також за рахунок дії стискальних або осевих навантажень, що розтягують, від тиску середовища, від сили тяжіння й від похилих лопат перемішувального пристрою, як показують розрахунки, становить 2% і може не враховуватися.

## 6.1.1 Розрахунок валів перемішувальних пристроїв за методикою

РД 26-01-90-85

Розрахунок вала перемішувального пристрою є найбільш трудомісткою і відповідальною частиною інженерного розрахунку при виборі й конструюванні апарата з мішалкою. При розрахунку цього елемента конструкції необхідно знати і враховувати гідродинамічну обстановку в апараті, схеми розташування і конструкції опорних вузлів і ущільнень, сили реакції робочого середовища, сили інерції приєднаних мас і особливості конструкції апарата в цілому.

Послідовність розрахунку валів із одним або двома перемішувальними пристроями така:

а) на підставі технологічного розрахунку вибираються ємність нормалізованого апарата, тип, розміри й кутова швидкість  $\omega$  перемішувального пристрою, а також визначається максимальна потужність  $N_{\max}$ , що витрачається на перемішування;

б) визначається максимальний розрахунковий крутний момент на валу із перемішувальними пристроями:

$$M_{\text{кр}} = \frac{N_{\max}}{\omega}, \quad (6.4)$$

де  $M_{\text{кр}}$  — максимальний крутний момент,  $H \cdot m$ ;  $N_{\max}$  — максимальна потужність на валу,  $Bm$ ;  $\omega$  — робоча кутова швидкість,  $rad/c$ ;

в) вибирається варіант кріплення вала в підшипниках за однією із схем, виходячи з конструктивних (тип привода, конструкція опорного стояка й ін.) та експлуатаційних (агресивність середовища, умови ремонту кінцевого підшипника вала то що) міркувань;

г) визначаються лінійні розміри вала та його ділянок:

д) обчислюється мінімальне значення діаметра вала за формулою

$$d \approx 1,71 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{\tau_0}}, \quad (6.5)$$

де  $d$  – діаметр вала,  $m$ ;  $M_{кр}$  – максимальний крутний момент,  $H\cdot m$ ;  $\tau_d$  – дотичне допустиме напруження,  $H/m^2$ .

Основні умови, що забезпечують працездатність вала, визначаються розрахунком його на вібростійкість, жорсткість і міцність.

Розрахунок вала на вібростійкість зводиться до визначення умов роботи, при яких кутова швидкість вимушеного обертання вала  $\omega$  знаходиться в певному співвідношенні з частотою його власних крутильних коливань, що відповідають критичній частоті обертання вала.

Вал, що обертається з частотою, меншою, ніж перша критична швидкість ( $\omega < \omega_1$ ), називається жорстким. Якщо ж його частота обертання перевищує першу критичну швидкість ( $\omega > \omega_1$ ), то вал називається гнучким.

При обертанні вала з частотою, що дорівнює або близька до критичної швидкості ( $\omega \rightarrow \omega_1$ ), прогин вала  $y \rightarrow \infty$ . Очевидно, що такий режим роботи недопустимий.

На підставі теоретичних і експериментальних робіт умови вібростійкості валів для апаратів з мішалками при роботі в різних середовищах і з різними типами перемішувальних пристроїв визначаються значеннями відношення  $\omega / \omega_1$ , наведеними в (табл. 11).

У взятих позарезонансних ділянках роботи валів вплив сил опору робочого середовища незначний. Ці сили дещо демпфують амплітуди коливань і практично не впливають на зміну критичної частоти обертання. В інженерній практиці розрахунок на вібростійкість зазвичай зводиться або до визначення діаметра вала або до його перевірки на вібростійкість.

Розрахунок валів на жорсткість зводиться до визначення і обмеження динамічних переміщень вала в небезпечних за жорсткістю перерізах (у місцях установки пристроїв ущільнювачів, у невеликих зазорах між деталями, що обертаються, і нерухомими деталями).

Розрахунок вала на міцність передбачає визначення діаметра вала та еквівалентних напружень в небезпечних за міцністю перерізах (у місцях із найбільшими згинальними і крутними моментами, у місцях з концентраторами напружень і т. п.).

Методи розрахунку валів, що рекомендуються нижче, поширюються на вертикальні вали апаратів об'ємом до  $100\text{ м}^3$ , для перемішувачів.



них рідких середовищ густиною до 2000 кг/м<sup>3</sup> з динамічною в'язкістю до 50 Па·с

Т а б л и ц я 11 — Умови вібростійкості валів

Середовище, яке перемі- шується	Умови вібростійкості для валів		
	жорстких		гнучких
	З мішалками всіх типів за ГОСТ 20680-75, крім лопате- вих	З лопатевими мі- шалками	З мішалками швидкохідними
Газ		$\frac{\omega}{\omega_1} \leq 0,7$	Не рекоменду- ється
Рідина – рі- дина; рідина – тверде тіло	$\frac{\omega}{\omega_1} \leq 0,7$	$\frac{\omega}{\omega_1} \leq 0,7$ і $\frac{\omega}{\omega_1} \neq (0,45 - 0,55)$	$\frac{\omega}{\omega_1} = 1,3 - 1,6$
Рідина -газ	$\frac{\omega}{\omega_1} \leq 0,6$	$\frac{\omega}{\omega_1} \leq 0,4$	Не рекоменду- ється

Згідно із запропонованою методикою розрахунку вертикальних валів у апаратах із відбивними перегородками допускається також розрахунок жорстких вертикальних валів для горизонтальних апаратів. Дані методи розрахунку не поширюються на вали з неметалевих матеріалів, на емальовані та вали з іншими видами покриттів.

У цих методах розрахунку валів прийнято ряд допущень.

При виборі, проектуванні й розрахунку апарата з використанням гнучкого вала необхідно враховувати такі обмеження:

- застосовуються тільки гнучкі консольні вали сталого перерізу;
- не допускається використання для роботи у середовищах газ—рідина;
- висота заповнення апарата повинна бути не менше половини його діаметра;

- г) глибина центральної воронки не повинна перевищувати половини висоти заповнення апарата перемішувальним середовищем;
- д) на валі допускається установлення тільки таких видів мішалок: трилопатевої з кутом нахилу лопаті  $24^\circ$ ; шестилопатевої з кутом нахилу лопаті  $45^\circ$ ; гвинтової; відкритої турбінної; закритої турбінної; кліткової;
- е) напрям обертання мішалок, що мають лопаті, повинен забезпечувати потік рідини в зоні мішалки від низу до верху;
- ж) симплекс геометричної подібності повинен знаходитися в діапазоні  $\Gamma_D = 3 - 4$ ;
- и) в апаратах без відбивних перегородок не допускається установлення внутрішніх пристроїв;
- к) у межах розрахункової довжини вала не повинно бути роз'ємних муфтових з'єднань.

Кінцевий підшипник ковзання вважається шарнірно-рухомою опорою, якщо його робоча довжина менша або дорівнює діаметру вала. Довжини втулок підшипників ковзання, більші за діаметр вала, при конструюванні брати не рекомендується.

У прогоні вала АБ і на консолі БВ (рис. 20) може розташовуватись одна мішалка або декілька мішалок та інших деталей.

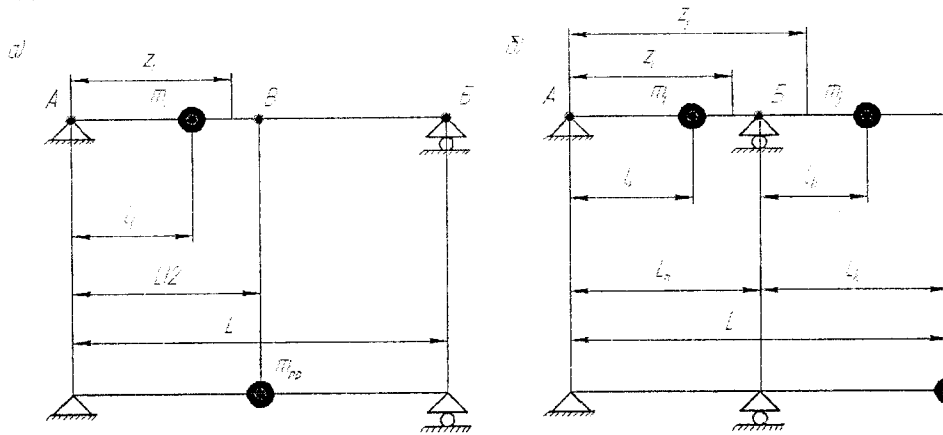


Рисунок 20 – Принципові схеми валів апаратів:  
 а – однопрогінний; б - двопрогінний

Для розрахунку вала перемішувального пристрою беруться або визначаються такі необхідні дані та позначення: довжина вала  $L, м$ ; довжина консолі  $L_1, м$ ; довжина прогону  $L_2, м$ ; координати обмежувача  $L, м$ ; координата центра ваги деталей  $l_i, l_j$ ; маси деталей  $m_i, m_j$ ; координати небезпечних за жорсткістю і міцністю перерізів  $z_i, z_j, м$ ; допустимі зміщення вала в небезпечних за жорсткістю перерізах \*  $Ад_i, Ад_j, м$ ; коефіцієнт опору мішалки  $\xi_M$ ; коефіцієнт концентрації напружень в небезпечних за міцністю перерізах  $k_{\sigma_i}; k_{\sigma_j}$ ; початкова вигнутість вала в точці зведення  $\varepsilon_B$ ; радіальні зазори в опорах\*  $\Delta_A, \Delta_B, м$ ; границя витривалості матеріалу вала  $\sigma_{-1}, Па$ ; границя плинності матеріалу вала  $\sigma_T, Па$ ; модуль поздовжньої пружності матеріалу вала  $E, Па$ ; коефіцієнт запасу міцності  $k_{зан}$ ; масштабний коефіцієнт  $k_M$ ; густина матеріалу  $\rho, кг/м^3$ ; густина перемішувального середовища  $\rho_{cp}, кг/м^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості перемішувального середовища  $\mu_{cp}, Па \cdot с$ ; діаметр апарата  $D, м$ ; діаметр мішалки  $d_m, м$ ; число мішалок на валі  $n_m, шт.$ ; частота обертання вала  $n$  об/хв; потужність, споживана однією мішалкою  $N_t, Вт$ ; площа лобового опору внутрішнього пристрою  $F, м^2$ .

**Розрахунок вала на вібростійкість.** Розрахункові залежності для визначення вібростійкості валів перемішувальних пристроїв [32], що використовуються в даній методиці, ґрунтуються на відомому методі розрахунку критичних кутових швидкостей обертання вала, розробленому А. Н. Криловим [33]. Точні розв'язки цієї задачі для прийнятих розрахункових схем дуже трудомісткі й вимагають застосування ЕОМ. Для інженерних розрахунків прийнятий наближений спосіб оцінки динамічних прогинів роторів, що базується на методиці зведення. Суть цього методу полягає в заміні вала, навантаженого розподіленими і зосередженими масами, коливальною системою з невагомим валом, що має один ступінь свободи, зведеною масою  $m_{кр}$  та зведеною жорсткістю  $k_{np}$ .

Для розрахунку вала перемішувального пристрою необхідно його принципову схему привести до однієї з розрахункових схем, наведених на рис. 20. Розрахунок вала на вібростійкість проводиться методом послідовних наближень. Завдання зводиться до визначення наближеного зна-

чення діаметра вібростійкого вала, розрахунку колових частот його власних поперечних коливань у повітрі та перевірки отриманого результату на вібростійкість, умови якої наведені в табл. 11.

Практично для знаходження значення діаметра вала, що задовольняє умову його вібростійкості, за запропонованою методикою потрібно не більше одного-двох наближень при визначенні критичної кутової швидкості  $\omega_1$ .

Загальний вигляд диференціального рівняння рівноваги вагомого вала із зосередженими навантаженнями має вигляд

$$EI \, dy^4 / dz - m_B \omega^2 y = \sum F_i (m_i), \quad (6.6)$$

де  $F_i$  — зосереджені навантаження, задані через маси деталей  $m_i$  і прогини вала  $y_i$  у місці їх закріплення;  $m_B$  — маса одиниці довжини вала.

Частинні розв'язки диференціального рівняння (6.6) приводять до громіздких трансцендентних частинних рівнянь, дуже незручних для практичного використання. Проте розв'язання цих рівнянь на ЕОМ для даних принципових схем валів при значеннях параметрів, що входять до їх складу (відносних довжин ділянок вала між опорами і зосередженими масами, відносних мас деталей), і відповідають діапазонам їх основних співвідношень для широкого кола сучасних апаратів із перемішувальними пристроями, дозволило знайти залежності для визначення кореня  $a$  цих частинних рівнянь.

Залежність  $a = f(a_m)$  для однопрогінного вала  $a = f(a_m; a_k)$  та для консольного вала подана у вигляді розрахункових графіків на рис. 21 і 22, де  $a_m$  — відносна маса деталей:

$$a_m = m_B / (m_a L). \quad (6.7)$$

Значення кореня частинних рівнянь, прийнятих при розв'язанні, визначається виразом

$$a^4 = \frac{L^4 m_c \omega^2}{EI}. \quad (6.8)$$

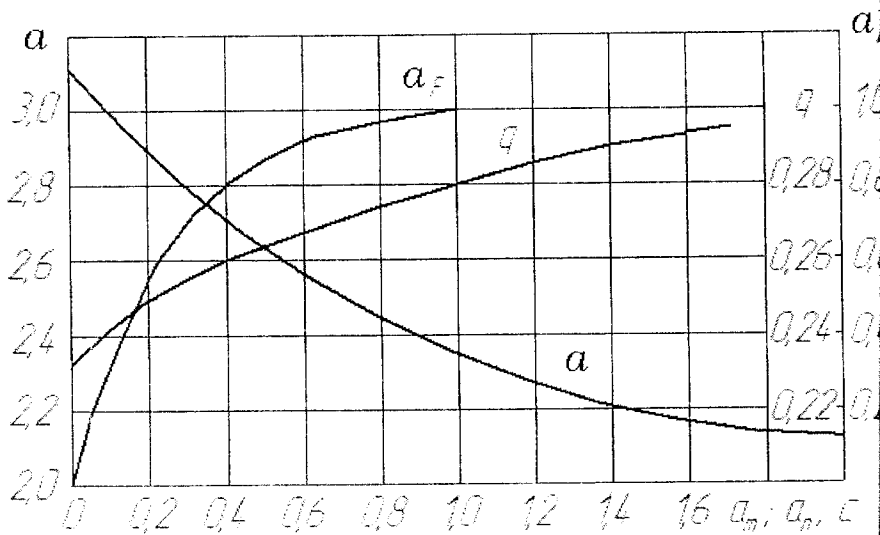


Рисунок 21 — Залежності для визначення коефіцієнта зведення маси консольного вала  $q = f(a_n)$  (крива 1); кореня частинного рівняння однопрогінного вала  $a = f(a_m)$  (крива 2); поправкового коефіцієнта збільшення потужності для апаратів із внутрішніми пристроями  $a_F = f(c_F)$  (крива 3)

Знаючи  $a_i$  із залежності (6.7), можна визначити першу і другу критичні кутові швидкості обертання вала:

$$\omega_i = \frac{a_i}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m_s}} \quad (6.9)$$

Для визначення  $m_a$  і  $m_B$ , що входять у вирази (6.7) — (6.9), необхідно знати діаметр вала  $d$ . Наближене значення  $d$  можна знайти, використовуючи метод зведення. При цьому для даних розрахункових схем зага-

льна зведена маса невагомого ротора  $M_B$  складається із суми зведених мас деталей  $m_B$ , закріплених на валу, і зведеної маси вала:

$$M_B = m_B + qm_a L.$$

Значення коефіцієнта зведення  $q$  розподіленої маси вала до зосередженої маси в точці зведення  $B$  можна знайти з умови рівності критичних швидкостей вагомого і невагомого валів.

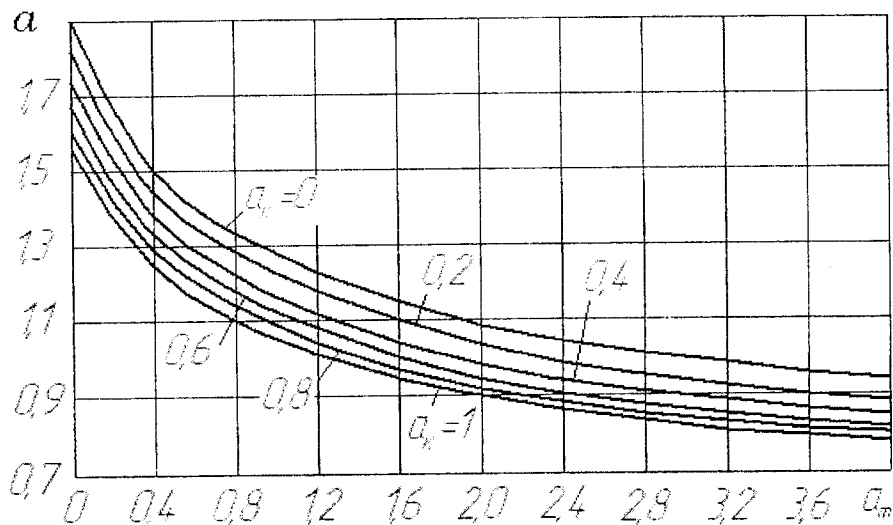


Рисунок 22 — Корінь частинного рівняння  $a = f(a_m; a_k)$  для консольного вала

Цей коефіцієнт для даних схем вала відповідно дорівнює:  
 - для однопрогінного вала

$$q = \frac{L^4}{32l_1^2 l_2^2}; \quad (6.10)$$

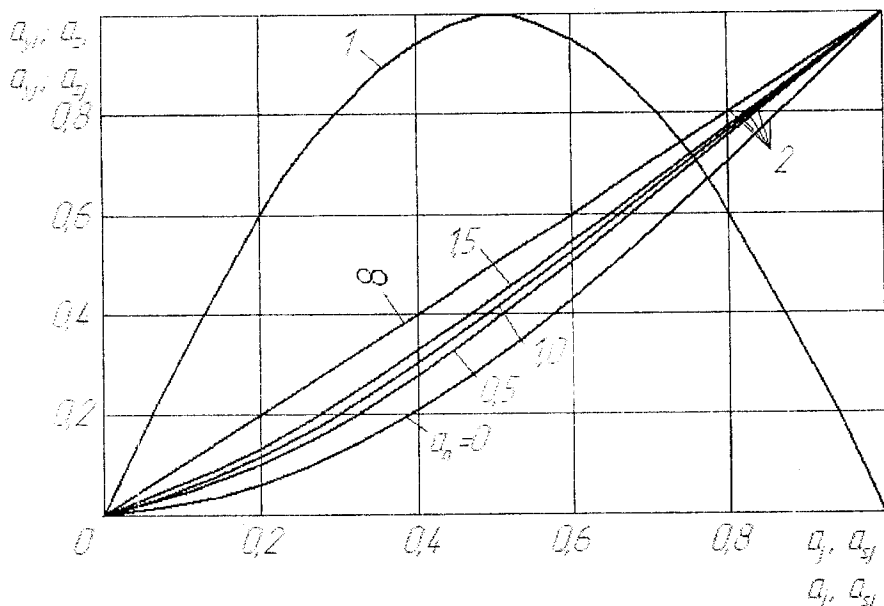


Рисунок 23 — Безрозмірні динамічні прогини:

1 — для однопрогінного вала  $a_{yj} = f(a_j)$  і  $a_{zj} = f(a_{sj})$ ;

2 — для консольного вала  $a_{yj} = f(a_j; a_n)$  і  $a_{zj} = f(a_{sj}; a_n)$

- для консольного вала

$$q = \frac{3}{(4 - 2,2a_k)^4 a_k^2},$$

де  $l_1$  і  $l_2$  - відповідно відстані від опори А і від опори Б до точки зведення В.

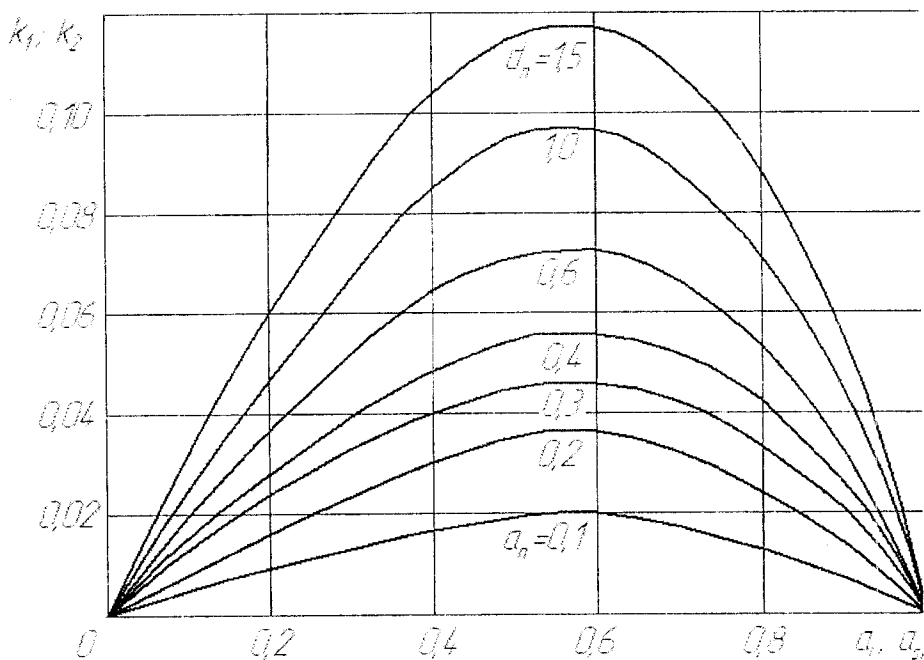


Рисунок 24 — Залежність для визначення коефіцієнтів  
 $k_1 = f(a; a_n)$  і  $k_2 = f(a_{si}; a_n)$

Для прийнятої точки зведення однопрогінного вала  
 $l_1 = l_2 = L/2$ . Підставивши цей вираз у рівняння (6.10), отримаємо  $q = 0,5$ .

Значення коефіцієнта  $q$  для консольного вала визначають із графіка  $q = f(a_n)$ , наведеного на рис. 21.

Зведені маси деталей (до точки зведення  $B$ ) визначають з виразу

$$m_{iB} = m_i a_{yi},$$

де  $a_{yi}$  — безрозмірний прогин вала в центрі ваги деталі.



Значення  $a_{yi}$  визначаються за допомогою графічних залежностей  $a_{yi} = f(a_i)$ ;  $k_1 = f(a_i; a_n)$  і  $a_{yj} = f(a_j; a_n)$ , зображених на рис. 23 і 24.

Визначаючи критичну швидкість невагомого вала і порівнюючи її зі швидкістю, отриманою з розрахунку на вібростійкість, маємо

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{EI\eta}{m_g L^4 [q + m_B / (m_g L)]}} = \frac{\omega}{\zeta}, \quad (6.11)$$

де  $\zeta_d$  — коефіцієнт, що враховує умови вібростійкої валів, береться з табл. 11;

$\eta$  — безрозмірний коефіцієнт, який ураховує умови закріплення вала при  $l_1 = l_2 = L/2$ , для однопрогінного вала  $\eta = \frac{3L^4}{l_1^2 l_2^2} = 48$ ; для консольного вала  $\eta = 3a_{11}$ .

Розглядаючи праву частину рівняння (6.11) і беручи до уваги, що маса одиниці довжини вала  $m_g = d^2 \rho \pi / 4$ , після нескладних перетворень отримаємо формулу розрахункового діаметра вала

$$d_p = \left[ gfL^2 + \sqrt{(gfL^2)^2 + \frac{8m_B L f}{\pi \rho}} \right]^{0.5}, \quad (6.12)$$

де  $f$  — безрозмірний коефіцієнт, який враховує умови вібростійкості вала

$$f = \frac{8\rho\omega^2 L^2}{\zeta_d \eta E}.$$

За розрахунковим значенням діаметра вала  $d_p$  береться конструктивний розмір діаметра вала  $d \geq d_p$  — найближчий великий розмір із нормалізованого ряду діаметрів для апаратів з перемішувальними пристроями.

Із виразу (6.9) при прийнятому значенні  $d$  визначається критична швидкість вала  $\omega_1$ . Далі за заданим значенням швидкості вала  $\omega$  проводиться перевірка на вібростійкість.

Т а б л и ц я 12 — Розрахунок валів на вібростійкість

Пор. номер	Величина, що визначається	Розрахункові формули	
		жорсткий однопрогінний вал	жорсткий і гнучкий консольні вали
1	2	3	
1	Відносна довжина консолі	—	$a_K = \frac{L_K}{L}$
2	Відносна довжина прогону	—	$a_{\Pi} = \frac{L_{\Pi}}{L_K}$
3	Відносні координати центра ваги деталей: -у прогоні;	$a_i = l_i / L$	
	-на консолі	—	$a_i = l_i / L$
4	Безрозмірний динамічний прогін вала у центрі ваги деталі: -у прогоні;	$a_{yi} = f(a_i)$ (див. рис. 23)	$a_{yi} = k_1 a_{\Pi}$ де $k_1 = f(a_j; a_{\Pi})$ (див. рис. 23)
	-на консолі	—	$a_{yi} = f(a_j; a_{\Pi})$
5	Кутова швидкість вала, рад/с	$\omega = \pi n / 30$	
6	Коефіцієнт, що враховує умови закріплення вала	$\eta = 48$	$\eta = 3a_{\Pi}$

Продовження таблиці 12

1	2	3	
7	Коефіцієнт, що враховує умови вібростійкості	$\zeta_d = \frac{\omega}{\omega_i}$ (див.табл.11)	
8	Безрозмірний коефіцієнт	$f = \frac{8\rho\omega^2 L^2}{\zeta_d^2 \eta E}$	
9	Приведена маса деталей, кг: у прогоні;	$m_{iB} = m_j a_{yj}^2$	
	-на консолі	—	$m_{iB} = m_j a_{yj}^2$
10	Сума зведених мас деталей, кг	$m_B = \sum_{i=1}^{n_{д.п.}} m_{iB}$	$m_B = \sum_{i=1}^{n_{д.п.}} m_{iB} + \sum_{j=1}^{n_{д.к.}} m_{jB}$
11	Коефіцієнт зведення маси вала	$q = 0,5$	$q = f(a_n)$
12	Підкорінні од-ночлени	$A_1 = qfL^2, м2$	
		$A_2 = \frac{8m_B fL}{\pi\rho} м4$	
13	Розрахунковий діаметр вала, м	$d_p = \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}}$	
14	Прийнятий діаметр вала, м	$d \geq d_p$	
15	Маса одиниці довжини вала, кг/м	$m_B = \frac{\pi}{4} d^2 \rho$	
16	Відносна маса деталей	$a_m = m_B / (m_s L)$	
17	Корінь частинного рівняння	$a = f(k)$ (рис. 21)	$a = f(k; a_k)$ (рис. 22)
18	Момент інерції перерізу вала, м <sup>4</sup>	$I = \frac{\pi}{64} d^4$	

Продовження таблиці 12

1	2	3
19	Перша критична кутова швидкість, рад/с	$\omega = \left(\frac{a}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m_s}}$
20	Умова вібро-стійкості	$\zeta_d = \frac{\omega}{\omega_1}$ (перевірити відповідність табл.11)

**Розрахунок вала на жорсткість.** Цей розрахунок полягає у визначенні сумарних динамічних зміщень вала і закріплених на ньому деталей у небезпечних за жорсткістю перерізах або у визначенні для цих перерізів мінімальних зазорів, які допускаються між деталями, що обертаються, і нерухомими.

Для апаратів із відбивними перегородками і для гладкостінних апаратів (без внутрішніх пристроїв) динамічне зміщення вала у небезпечному за жорсткістю перерізі

$$A_{zi} = \Delta_{Bzi} + \Delta_{zi} + \varepsilon_{zi}, \quad (6.13)$$

де  $\Delta_{Bzi} = y_B a_{zi}$  — зміщення осі вала від осі обертання за рахунок динамічного прогину;

$\Delta_{zi}$  — зміщення осі вала за рахунок зазорів у опорах;

$\varepsilon_{zi}$  — зміщення осі вала за рахунок початкової вигнутості вала.

При визначенні динамічного зміщення закріпленої на валі деталі до динамічного зміщення вала додається ексцентриситет деталі

$$A_i = A_{zi} + l_i \quad (6.14)$$

Для апарата без відбивних перегородок (із гладкими стінками) із вбудованими внутрішніми пристроями, що мають значні площі лобового опору, враховується складова динамічного прогину вала  $\Delta_{Qzi} = y_{BQ} a_{zi}$ ,

що виникає за рахунок дії на лопаті мішалки поперечної гідродинамічної сили  $Q$ :

$$A_{zQi} = \Delta_{Qzi} + A_{zi} . \quad (6.15)$$

Розрахунок поперечної гідродинамічної сили  $Q$  (п. 15—27, табл. 14) є складовою частиною гідродинамічного розрахунку апарата і наводиться тут для повноти розрахунку вала мішалки.

Поперечна гідродинамічна сила залежить від типу мішалки, коефіцієнтів лобового опору мішалки  $\eta_m$  і внутрішнього пристрою  $\psi_Q$ , від режиму перемішування і геометричних розмірів апарата:

$$Q = 0,15k_Q\psi_Q\eta_m\rho_{cp}\omega^2d_m^2, \quad (6.16)$$

де  $k_Q$  — коефіцієнт, що враховує тип мішалки:  $k_Q = 1$  — для лопатевої, якірної і рамної мішалок,  $k_Q = 0,96$  — для трилопатевої і гвинтової мішалок,  $k_Q = 1,73$  — для шестилопатевої і турбінної мішалок.

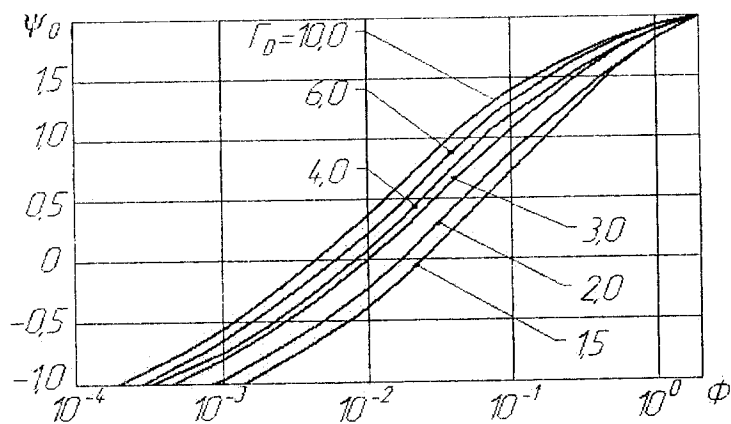


Рисунок 25 — Залежність для визначення гідродинамічного параметра  $\psi_0 = f(\Phi; \Gamma_D)$

Безрозмірна поперечна гідродинамічна сила  $\psi_Q$ , що діє на мішалку, залежить від лобового опору внутрішнього пристрою. Значення  $\psi_Q$  визначають із графіка  $\psi_Q = f(s_v; \psi_0)$  на рис. 26, а значення  $s_v$  та  $\psi_0$  відповідно за графіками  $s_v = f(c_N; \psi_0)$  на рис. 26 та  $\psi_Q = f(\Phi; \Gamma_D)$  на рис. 25.

Таблиця 13 — Розрахунок на жорсткість суцільних і порожнистих валів сталого поперечного перерізу для апаратів з відбивними перегородками та апаратів з гладкими стінками

Пор. номер	Величина, що визначається	Розрахункова формула	
		жорсткий однопрогінний вал	жорсткий консольний вал
1	2	3	
1	Ексцентриситет маси деталей, м	$\varepsilon = 10^{-3} w^{-2}$	
2	Відносні координати небезпечних за жорсткістю перерізів: -у прогоні	$a_{si} = z_i / L$	
	-на консолі	—	$a_{sj} = z_j / L_K$
3	Безрозмірний динамічний прогин вала в небезпечних перерізах: -у прогоні	$a_{zi} = f(a_{si})$ (див.рис.23)	$a_{zi} = k_2 a_n$ , де $k_2 = f(a_{sj}; a_n)$ (див.рис.24)
	-на консолі	—	$a_{zj} = f(a_{sj}; a_n)$ (див.рис.24)
4	Зведені в ексцентриситет мас деталей, м: -у прогоні	$e_{iB} = e_i / a_{yi}$	

Продовження таблиці 13

1	2	3	
	-на консолі	—	$e_{jB} = e_j / a_{yj}$
5	Зведена маса вала	$m_{eB} = 0,5m_e L$	$m_{eB} = qm_e L$
6	Зміщення осі вала відносно осі обертання за рахунок зазорів в опорах (у точках закріплення деталей і в небезпечних точках), м:	$\Delta_{li} = (\Delta_A + \Delta_B) \times a_i + \Delta_A$	$\Delta_{li} = (\Delta_A + \Delta_B) \times \frac{l_i}{L_{II}} - \Delta_A$
	-у прогоні	$\Delta_{zi} = (\Delta_B - \Delta_A) \times a_{si} + \Delta_A$	$\Delta_{zi} = (\Delta_A + \Delta_B) \times \frac{z_i}{L_{II}} - \Delta_A$
	-на консолі	—	$\Delta_{lj} = \frac{1}{L_{II}} (\Delta_A + \Delta_B) \times (l_j + L_{II}) - \Delta_A$
		—	$\Delta_{zj} = \frac{1}{L_{II}} (\Delta_A + \Delta_B) \times (z_j + L_{II}) - \Delta_A$
7	Зміщення осі вала відносно осі обертання за рахунок початкової вигнутості вала (у точках закріплення деталей і в небезпечних	$\varepsilon_{li} = \varepsilon_B a_{yi}$	

Продовження таблиці 13

1	2	3	
	перерізах), м: -у прогоні	$\varepsilon_{zi} = \varepsilon_B a_{zi}$	
	-на консолі	—	$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_B a_{yj}$
		—	$\varepsilon_{zj} = \varepsilon_B a_{zj}$
8	Зміщення осі вала відносно осі обертання в точці зведення В за рахунок зазорів в опорах, м	$\Delta_B = \frac{\Delta_A + \Delta_B}{2}$	$\Delta_B = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)L}{L_n} - \Delta_A$
9	Зведений (до точки В) ексцентриситет деталей, м: -у прогоні	$E_{iB} = \frac{\sum_{i=1}^{n_d} m_{iB^* iB}}{m_B + m_{oB}}$	
	-на консолі	—	$E_{jB} = \frac{\sum_{j=1}^{n_d} m_{jB^* jB}}{m_B + m_{oB}}$
10	Зведений (до точки В) ексцентриситет вала з деталями, м	$e_B = E_{jB} + \Delta_B + \varepsilon_B$	$e_B = E_{iB} + E_{jB} + \Delta_B + \varepsilon_B$
11	Динамічний прогин осі вала в точці зведення, м	$y_B = \frac{e_B}{(\omega_1 / \omega)^2 - 1}$	
12	Динамічні зміщення центра ваги деталей, м: -у прогоні	$A_i = y_B a_{yi} + \Delta_{li} + \varepsilon_{li} + \varepsilon_i$	



Продовження таблиці 13

1	2	3	
	на консолі	—	$A_j = y_B a_{zi} + \Delta_{zi} + \varepsilon_{zi}$
13	Динамічне зміщення вала в небезпечних за жорсткістю перерізах, м: у прогоні	$A_{zi} = y_B a_{zi} + \Delta_{zi} + \varepsilon_{zi}$	
	на консолі	—	$A_{zj} = y_B a_{zj} + \Delta_{zj} + \varepsilon_{zj}$
14	Динамічне зміщення вала в точці зведення В, м	$A_B = y_B + \Delta_B + \varepsilon_B$	
15	Умови жорсткості у прогоні	$A_{zi} \leq A_{дон i}$	—
	на консолі	—	$A_{zi} \leq A_{дон j}$

Т а б л и ц я 14 — Розрахунок на жорсткість суцільних і порожнистих валів сталого поперечного перерізу для апаратів без відбивних перегородок із внутрішніми пристроями

Пор. номер	Величина, яка визначається	Розрахункова формула	
		жорсткий однопрогінний вал	жорсткий консольний вал
1	2	3	
1-14	Найменування величин і розрахункові формули відповідають пунктам 1-14 табл. 13		
15	Критерій Рейнольдса	$Re_{\eta} = \frac{\rho_{cp} n d_m^2}{\mu_{cp}}$	
16	Критерій потужності для апаратів з перегородками	$K_{Nn} = f(Re_{\eta})$ (див. рис. 28)	

Продовження таблиці 14

1	2	3
17	Критерій потужності для апарата без перегородок	$K_N = f(\text{Re}_y)$
18	Симплекс геометричної подібності	$\Gamma_D = \frac{D}{d_m}$
19	Коефіцієнт опору мішалки	$\zeta_M = \frac{K_{Nn}}{0,7}$
20	Безрозмірний комплекс, який характеризує гідродинамічний режим потоку в апараті	$\Phi = \frac{0,36\Gamma_D}{\zeta_M n_M \text{Re}_y^{0,25}}$
21	Гідродинамічний параметр	$\psi_0 = f(\Phi, \Gamma_D)$ (див. рис. 25)
22	Коефіцієнт площі лобового опору	$c_F = \frac{2,5F}{D^2}$
23	Поправковий коефіцієнт	$a_F = f(c_F)$ (див. рис. 21)
24	Коефіцієнт збільшення потужності	$c_N = a_F \left( \frac{K_{Nn}}{K_N} - 1 \right) + 1$
25	Відносне зміщення центра епюри колової швидкості від осі мішалки	$s_v = f(c_N, \psi_0)$ (див. рис. 26)
26	Безрозмірна поперечна гідродинамічна сила	$\psi_Q = f(s_v, \psi_0)$ (див. рис. 26)
27	Поперечна гідродинамічна сила, що діє на одну мішалку, Н	$Q = 0,015k_Q\psi_Q\zeta_M\rho_{cp}\omega^2d_M^4$
28	Зведена гідродинамічна сила, Н:	

Продовження таблиці 14

1	2	3	
28	-у прогоні	$Q_{iB} = Qa_{yi}$	
	-на консолі	—	$Q_{iB} = Qa_{yi}$
29	Сумарна зведена гідродинамічна сила, Н: - у прогоні;	$Q_B = \sum_{i=1}^{n_M} Q_{iB}$	
	-на консолі	—	$Q_B = \sum_{i=1}^{n_M} Q_{iB}$
30	Динамічний прогин вала у точці зведення В від $Q_{np}$ , м	$y_{BQ} = \frac{Q_{np} L^3}{48EI}$	$y_{BQ} = \frac{Q_{np} LL_1^2}{3EI}$
31	Динамічне зміщення центра ваги мішалок (ураховуючи сили $Q_i$ ), м: -у прогоні;	$A_{Qi} = A_i + y_{BQ} a_{yi}$	
	-на консолі	—	$A_{Qj} = A_j + y_{BQ} a_{yj}$
32	Динамічне зміщення вала (враховуючи сили $Q_i$ ), м: -у прогоні;	$A_{Qzi} = A_{zi} + y_{BQ} a_{zi}$	
	-на консолі	—	$A_{Qzj} = A_{zj} + y_{BQ} a_{zj}$
33	Динамічне зміщення вала (враховуючи сили $Q_i$ ) у точці зведення, м	$A_{BQ} = A_B + y_{BQ}$	
34	Умова жорсткості (враховуючи сили $Q_i$ ): -у прогоні;	$A_{Qzi} \leq A_i \text{ доп}$	
	-на консолі	—	$A_{Qzj} \leq A_j \text{ доп}$

Т а б л и ц я 15 — Розрахунок на жорсткість гнучких консольних валів

Пор. номер	Величина, яка визначається	Розрахункова формула
1	2	3
1-9	Найменування величин та розрахункові формули відповідають пунктам 1-9 табл. 13 для жорсткого консольного вала	
10	Зведений ексцентриситет вала з деталями, м	$e_B = e_{jB} + \varepsilon_B$
11	Критерій Рейнольдса відцентровий	$Re_{\omega} = \frac{\rho_{cp} n d_M^2}{\mu_{cp}}$
12	Критерій потужності мішалки в апараті з перегородками	$K_{Nn} = f(Re_{\omega})$ чи $K_{Nn} = \frac{N_{\Pi}}{\rho_{cp} n^3 d_M^5}$
13	Симплекс геометричної подібності	$\Gamma_D = \frac{D}{d_M}$
14	Коефіцієнт опору мішалки	$\zeta_M = \frac{K_{Nn}}{0,7}$
15	Безрозмірний комплекс, який характеризує гідродинамічний режим потоку в апараті	$\Phi = \frac{0,36 \Gamma_D}{\zeta_M n_M Re_{\omega}^{0,25}}$
16	Гідродинамічний параметр	$\psi_0 = f(\Phi, \Gamma_D)$ (див. рис. 107)
17	Приєднувальна маса рідини мішалки для апарата, кг: -з відбивними перегородками;	$m_{\tau i} = 0,02 \zeta_M \rho_{cp} d_M$
	-без відбивних перегородок	$m_{\tau i} = 0,03(0,5 + 0,25\psi_0)^2 \zeta_M \rho_{cp} d_M^3$

Продовження таблиці 15

1	2	3
19	Сумарна зведена приєднувальна маса рідини мішалок, кг	$m_{\tau B} = \sum_{i=1}^{n_m} m_{\tau Bi}$
20	Відносна зведена приєднувальна маса рідини	$a_m = \frac{m_{\tau B}}{m_B + m_{eB}}$
21	Максимальний динамічний прогин вала в точці зведення при переході через резонанс, м	$y_{B \max} = \frac{e_B - a_m \Delta_B}{a_m}$
22	Динамічний прогин вала в точці зведення при усталеному режимі, м	$y_B = \frac{e_B}{\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 - 1}$
23	Відносна координата обмежувача	$a_0 = \frac{L_0}{L_1}$
24	Максимально допустимий зазор в обмежувачі (з умови міцності), м	$\sigma_{\text{дон}} = \frac{0,2\sigma_T L_1^2}{3Ed} \left[ 2a_{\text{п}} a_0 + 3a_0^2 - a_0^3 \right]$
25	Прийнятий зазор в обмежувачі, м	$\delta \leq \delta_{\text{дон}}$
26	Безрозмірний динамічний прогин вала в місці установлення обмежувача	$a_{z_0} = f(c_0; a_{\text{п}})$ (див. рис. 23)
27	Динамічний прогин вала в точці зведення при переході через резонанс, м	$y_{B\delta} = \frac{\delta}{a_{z_0}};$ $y_{B\delta} = \delta \quad 1 < a_0 \leq 1,1$ $y_{B\delta} = y_{B \max} \quad y_{B\delta} > y_{B \max}$

## Продовження таблиці 15

1	2	3
28	Динамічне зміщення валів у центрі ваги деталей, м: -у прогоні;	$A_i = y_B a_{yi} + \Delta_{li} + \varepsilon_{li} + e_i$
	-на консолі	$A_j = y_B a_{yj} + \Delta_{lj} + \varepsilon_{lj} + e_j$
29	Динамічне зміщення вала в небезпечних за жорсткістю, перерізах, м: -у прогоні;	$A_{zi} = y_B a_{zi} + \Delta_{zi} + \varepsilon_{zi}$
	-на консолі	$A_{zj} = y_B a_{zj} + \Delta_{zj} + \varepsilon_{zj}$
30	Динамічне зміщення вала в місці установлення ущільнювального пристрою при переході через резонанс, м: -у прогоні;	$A_{z\delta i} = y_{B\delta} a_{zi} + \Delta_{zi} + \varepsilon_{zi}$
	-на консолі	$A_{z\delta j} = y_{B\delta} a_{zj} + \Delta_{zj} + \varepsilon_{zj}$
31	Динамічне зміщення вала в точці зведення, м	$A_B = y_B + \Delta_B + \varepsilon_B$
32	Умова жорсткості: -у прогоні;	$A_{zi} \leq A_{дон i}$ (див.табл.26)
	-на консолі	$A_{zj} \leq A_{дон j}$ (див.табл.26)

**Розрахунок вала на міцність.** Суть цього методу полягає у визначенні небезпечних за міцністю перерізів вала та знаходженні у цих перерізах еквівалентних напружень:

$$\sigma_{\sigma i} = \sqrt{\frac{M_{уз i}^2 + M_{кр i}^2}{W_i}}, \quad (6.17)$$

де  $M_{уз i}$  - згинальний момент;  $M_{кр i}$  - крутний момент;  $W_i$  - момент опору вала у небезпечному перерізі.

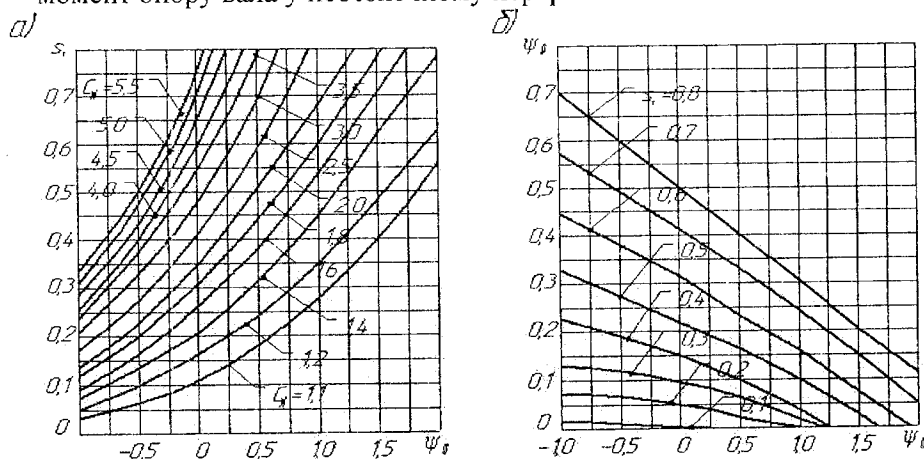


Рисунок 26 — Залежності для визначення відносного зміщення центра епюри колової швидкості від осі мішалки  $s_v = f(c_N; \Phi_0)$  та відносної поперечної гідродинамічної сили, яка діє на мішалку,  $\psi_Q = f(s_N; \Phi_0)$

Для небезпечних за міцністю перерізів знаходять допустимі напруження, враховуючи частинні значення коефіцієнтів запасу міцності, коефіцієнтів концентрації напружень та механічних властивостей матеріалу:

$$\sigma_{\text{дон}} = \frac{k_{mj} \sigma_{-1}}{k_{\sigma i} k_{\text{зан } i}} \quad (6.18)$$

та визначають відповідності напружень у цих перерізах умові міцності  $\sigma_{\sigma i} \leq \sigma_{\text{дон } i}$

Діаметр вала, його довжина, відстань між опорами та розташування обертальних мас деталей для апаратів із перемішувальними пристроями, як правило, беруть із конструктивних міркувань чи за результатами розрахунку на вібростійкість, тому розрахунок на міцність частіше є перевірочним розрахунком і проводиться за спрощеною методикою з використанням рекомендованих коефіцієнтів запасу.

Вибір небезпечних за міцністю перерізів може бути здійснений на підставі епюр результуючих згинальних та крутних моментів із урахуванням місцевих концентрацій напружень. Найбільш характерними небезпечними за міцністю перерізами для суцільних та порожнистих валів стало-го перерізу є:

- для однопрогінного вала — середина прогину та місце закріплення верхньої масивної деталі (наприклад, мішалки);

- для консольного вала — місце розташування нижньої опори (при верхньому розташуванні привода) та місце закріплення верхньої масивної деталі.

Під час вибору небезпечних перерізів необхідно враховувати те, що частина вала, охоплювана закріпленою за нею деталлю (наприклад, маточиною мішалки), яка передає навантаження, є менш напруженою внаслідок сумісної деформації вала та деталі.

Як можливі небезпечні за наявності концентраторів напружень перерізи зазвичай обирають перерізи, що проходять по галтелях, отворах у валі, місцях виходу шпонкових канавок та шліців посадженої деталі й т. п. Значення коефіцієнтів концентрації напружень  $k_{\sigma}$  для цих місць незалежно від матеріалу вала можуть бути такими:

Для галтелей з $r/d > 0,1$	1,6
- поперечних отворів	2,1
- шпонкових канавок та ковзних насадок маточини чи підшипника	2,0
Для шліців	2,5
- пресових посадок маточини кільця підшипника	3,0

Для більш складних випадків коефіцієнти концентрації напружень можуть бути взяті зі спеціальної літератури.

Під час розрахунку валів на міцність, коли число короткочасно повторюваних навантажень за період експлуатації апарата не перевищує  $10^3$



циклів і не викликає небезпечних руйнувань матеріалу від утомлюваності, зазвичай використовують умови статичної несучої здатності вала.

Але при розрахунках валів апаратів із перемішувальними пристроями число циклів, як правило, суттєво перевищує  $10^3$ , характер передачі постійного крутного моменту в умовах перемішування рідких гетерогенних середовищ необхідно вважати пульсуючими. Таким чином, вал апарата з мішалкою знаходиться під дією змінних напружень і повинен розраховуватися з урахуванням можливого руйнування від утомлюваності. При цьому отримані під час розрахунку запаси міцності в небезпечних перерізах не повинні бути меншими від мінімально допустимих запасів міцності на витривалість.

Значення мінімально допустимих коефіцієнтів запасу міцності на витривалість визначають за такими умовами:

$k_{зан}$  - 1,3-1,5 — за високої однорідності умов виготовлення валів, за наявності точних даних про механічні характеристики та високої достовірності визначення напружень;

$k_{зан}$  - 1,5-1,8 — за наявності приблизної розрахункової схеми та відсутності точних даних про механічні характеристики матеріалу, але за достатньої достовірності визначення зусиль та напружень;

$k_{зан}$  - 1,8-2,5 — при зниженій точності розрахунку та орієнтувальній оцінці механічних властивостей, а також при зниженій однорідності металу та великих розмірах вала ( $d > 250$  мм).

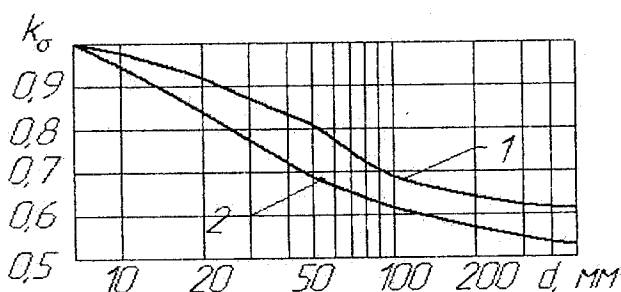


Рисунок 27 — Коефіцієнт масштабного зменшення границі утомлюваності металу  $k_\sigma = f(d)$ :

1 — для валів із вуглецевої сталі; 2 — для валів із легованої сталі

При невеликих діаметрах вала (до 50 мм) значення коефіцієнтів концентрації напружень збільшуються зі збільшенням діаметра.

Абсолютна величина розмірів небезпечних перерізів (у тому числі без концентраторів напружень) впливає на границю утомленості матеріалу в цих перерізах — зі збільшенням діаметра вала границя утомленості металу зменшується. Залежності масштабного коефіцієнта зменшення границі утомленості металу від діаметра для валів із вуглецевої та із легированої сталей подані на рис. 27.

Після визначення небезпечних за міцністю перерізів для усіх деталей, закріплених на валі, знаходять діючі на них відцентрові сили

$$P_i = m_i \omega^2 A_i, \quad (6.19)$$

а для мішалок у гладкостінних апаратах із внутрішніми пристроями (див. табл. 17) — сумарні зусилля із урахуванням гідродинамічних сил  $Q$ :

$$P_i = m_i \omega^2 A_i + Q_i. \quad (6.20)$$

Далі, послідовно розраховуючи та прирівнюючи до нуля суми моментів усіх сил відносно опор  $B$  та  $L$ , визначають реакції опор  $A$  та  $B$ , знаходять крутні та згинальні моменти в небезпечних за міцністю перерізах. Для цих перерізів знаходять еквівалентні напруження  $\sigma_{\text{еі}}$  та прирівнюють їх до розрахованих допустимих напружень  $\sigma_{\text{Ді}}$ .

Т а б л и ц я 16 — Розрахунок на міцність суцільних та порожнистих валів сталого поперечного перерізу в апаратах з відбиваючими перегородками та з гладкими стінками

Пор. номер	Величина, що визначається	Розрахункова величина	
		жорсткий однопрогінний вал	жорсткий гнучкий та консольний вал
1	2	3	
1	Зосереджена	$P_i = m_i \omega^2 A_i$	

Продовження таблиці 16

1	2	3	
	відцентрова сила, що діє на деталь (у тому числі й на мішалку), Н: -у прогоні;		
	-на консолі	—	$P_j = m_j \omega^2 A_j$
2	Зведена відцентрова сила, Н	$P_B = m_B \omega^2 A_B$	
3	Сума моментів сил відносно опори Б, Н·м: -у прогоні;	$M_{Bn} = \sum_{i=1}^{n_d} P_i (L - l)$	$M_{Bn} = \sum_{i=1}^{n_d} P_i (L_{\Pi} - l_i)$
	-на консолі	—	$M_{Bk} = \sum_{i=1}^{n_d} P_j l_j$
4	Реакція опори А, Н	$R_A = M_{Bn} / L + P_B / 2$	$R_A = 1 / L_{\Pi} \left( M_{Bn} + M_{Bk} + P_B L_k \right)$
5	Сума моментів сил відносно опори А, Н·м: -у прогоні;	$M_{An} = \sum_{i=1}^{n_d} P_i l_i$	
	-на консолі	—	$M_{Ak} = \sum_{j=1}^{n_d} P_j (L_{\Pi} + l_j)$
6	Реакція опори Б, Н	$R_B = M_{An} / L + P_B / 2$	$R_B = 1 / L_{\Pi} \left( M_{An} + M_{Ak} + P_B L \right)$

## Продовження таблиці 16

1	2	3	
7	Згинальний момент у небезпечних за міцністю перерізах, Н·м: -у прогонах: між точками А і В	$M_{zi} = R_A z_i -$ $- \sum_{i=1}^{n_{\text{пз}}} P_i (z_i - l_i)$	$M_{zi} = R_A z_i -$ $- \sum_{i=1}^{n_{\text{пз}}} P_i (l_i - z_i)$
	між точками В і Б	$M_{zi} = R_A z_i -$ $- \sum_{i=1}^{n_{\text{пз}}} P_i (z_i - l_i) -$ $- P_B \left( z_i - \frac{L_n}{2} \right)$	
	-на консолі	—	$M_{zj} = P_B (L_k - z_j) +$ $+ \sum_{i=1}^{n_{\text{пз}}} P_j (z_j - l_j)$
8	Крутий момент у небезпечних за міцністю перерізах Н·м: у прогоні	$M_i = \omega^{-1} \sum_{i=1}^{n_M} N_i$	$M_i = \omega^{-1} \sum_{i=1}^{n_{\text{пз}}} N_i$
	на консолі	—	$M_j = \omega^{-1} \sum_{j=1}^{n_{\text{пз}}} N_j$
9	Момент опору вала в небезпечних за міцністю перерізах, м <sup>3</sup> : -у прогоні	$W_i = \frac{\pi}{32} d_{zi}^3$	

Продовження таблиці 16

1	2	3	
	-на консолі	—	$W_j = \frac{\pi}{32} d_{zj}^3$
10	Еквівалентна напруження в небезпечних за міцністю перерізах, Па: -у прогоні	$\sigma_{zi} = \sqrt{M_{zi}^2 + M_i^2} / W_i$	
	-на консолі	—	$\sigma_{zj} = \sqrt{M_{zj}^2 + M_j^2} / W_j$
11	Допустима напруження на міцність, Па: -у прогоні	$\sigma_{Дi} = \frac{k_M \sigma_{-1}}{k_\sigma k_{зан}}$	
	-на консолі	—	$\sigma_{Дj} = \frac{k_M \sigma_{-1}}{k_\sigma k_{зан}}$
12	Умова міцності: -у прогоні	$\sigma_{zi} \leq \sigma_{з.н}$	—
	-на консолі	—	$\sigma_{zj} \leq \sigma_{з.н}$

Т а б л и ц я 17 — Розрахунок на міцність суцільних та порожнистих валів сталого перерізу для апаратів без відбивних перегородок із внутрішніми пристроями

Пор. номер	Величина, що визначається	Розрахункова формула	
		Однопрогінний вал	Консольний вал
1	2	3	
1	Зосереджена відцентрова сила, що діє на деталь (крім	$P_i = m_i \omega^2 A_i$	

Продовження таблиці 17

1	2	3	
	мішалку), Н: -у прогоні		
	-на консолі	—	$P_i = m_j \omega^2 A_j$
2	Зосереджена відцентрова сила, що діє на мішалку, Н: -у прогоні;	$P_{Qj} = Q + m_j \omega^2 A_j$	
	-на консолі	—	$P_{Qj} = Q + m_j \omega^2 A_j$
3	Зведена відцентрова сила, що діє на вал у точці зведення, Н	$P_{BQ} = m_B \omega^2 A_{BQ}$	
4	Сума моментів сил відносно опори Б, Н·м: -у прогоні;	$M_{Bn} = \sum_{i=1}^{n_d} P_i (L - l_i) + \sum_{i=1}^{n_{m,n}} P_{Q_i} (L - l_i)$	
	-на консолі	—	$M_{Bk} = \sum_{j=1}^{n_d} P_j l_j + \sum_{j=1}^{n_{m,k}} P_{Q_j} l_j$
5	Реакція опори А, Н	$R_A = \frac{M_{Bn}}{L} + \frac{P_{BQ}}{2}$	$R_A = \frac{1}{L_{\Pi}} \left( M_{Bn} + M_{Bk} + P_{BQ} L_k \right)$
6	Сума моментів сил відносно опори А, Н·м: -у прогоні;	$M_{An} = \sum_{i=1}^{n_d} P_i l_i + \sum_{i=1}^{n_m} P_{Q_i} l_i$	
	-на консолі	—	$M_{Ak} = \sum_{i=1}^{n_d} P_j (L_n + l_j) + \sum_{i=1}^{n_m} P_{Q_i} (L_n + l_j)$

Продовження таблиці 17

1	2	3	
7	Реакція опори Б, Н	$R_B = \frac{M_{An}}{L} + \frac{P_{BQ}}{2}$	$R_B = \frac{1}{L_k} \left( \begin{matrix} M_{An} + M + \\ + P_{BQ} L \end{matrix} \right)$
8	Згинальний момент у небезпечних за міцністю перерізах, Н·м: -у прогоні;	Між А та В $M_{z_i} = R_A z_i - \sum_{i=1}^{n_{nz}} P_i (z_i - l_i) + \sum_{i=1}^{n_z} P_{Qi} (z_i - l_i)$ Между В и Б $M_{z_i} = R_A z_i - \sum_{i=1}^{n_{nz}} P_i (z_i - l_i) + \sum_{i=1}^{n_z} P_{Qi} (z_i - l_i) - P_{QB} \left( z_i - \frac{L}{2} \right)$	
	-на консолі	—	$M_{z_j} = P_{QB} (L_k - z_j) + \sum_{j=1}^{n_{nz}} P_j (l_j - z_j) + \sum_{j=1}^n P_{Qj} (l_j - z_j)$
9	Крутний момент у небезпечних за міцністю перерізах, Н·м: -у прогоні;	$M_i = \frac{1}{\omega} \sum_{i=1}^{n_n} -N_i$	$M_i = \frac{1}{\omega} \sum_{i=1}^{n_{nr}} N_i$

	-на консолі	—	$M_j = \frac{1}{\omega} \sum_{j=1}^{n_{MG}} N_j$
10	Момент опору в небезпечних за міцністю перерізах, м <sup>3</sup> : -у прогоні;		$W_i = \frac{\pi}{32} d_{zi}^3$
	-на консолі	—	$W_j = \frac{\pi}{32} d_{zj}^3$
11	Еквівалентна напруження в небезпечних за міцністю перерізах, Па: -у прогоні;		$\sigma_{zi} = \frac{1}{W_i} \sqrt{M_{zi}^2 + M_i^2}$
	-на консолі	—	$\sigma_{zj} = \frac{1}{W_j} \sqrt{M_{zj}^2 + M_j^2}$
12	Допустима напруження на міцність, Па: -у прогоні;		$\sigma_{Дi} = \frac{k_M \sigma_{-1}}{k_{\sigma i} k_{зан}}$
	-на консолі	—	$\sigma_{Дj} = \frac{k_M \sigma_{-1}}{k_{\sigma j} k_{зан}}$
13	Умова міцності, Па: -у прогоні;		$\sigma_{zi} \leq \sigma_{Д.н}$
	-на консолі		$\sigma_{zj} \leq \sigma_{Д.к}$



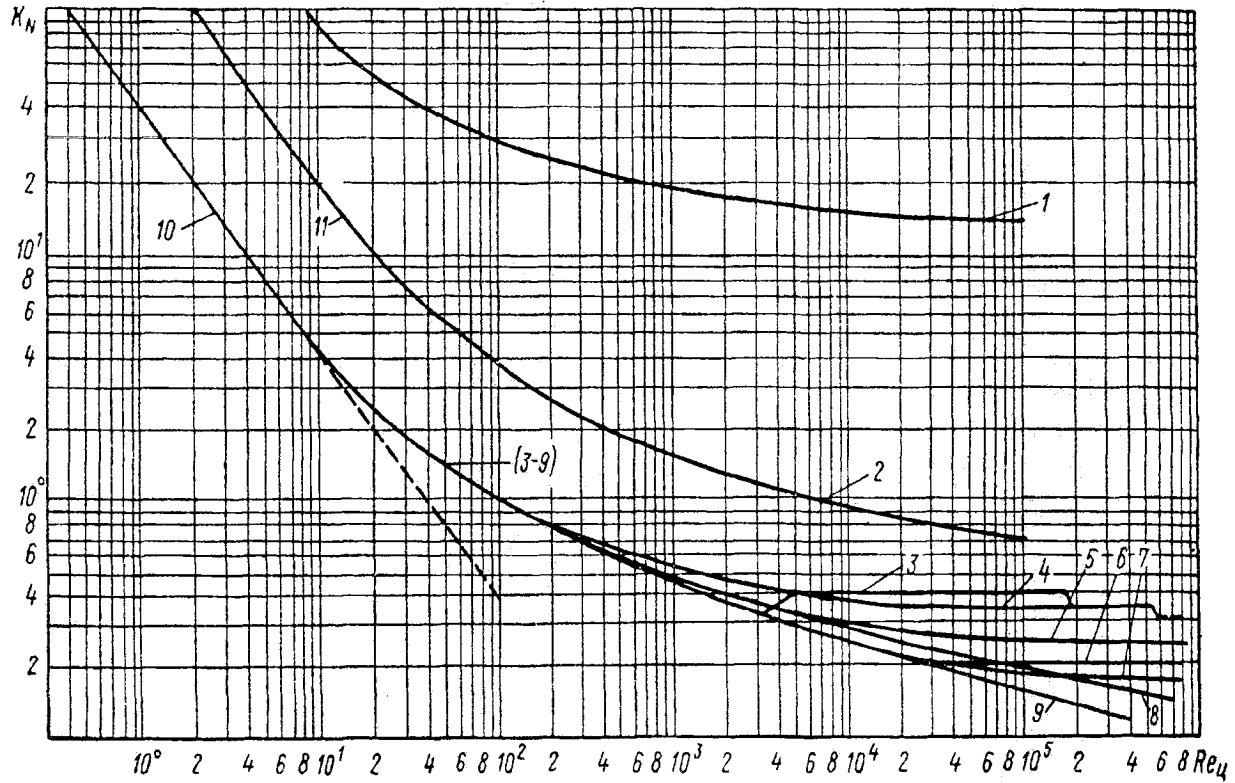


Рисунок 28 – Залежність критерію потужності  $K_n$  від критерію Рейнольдса  $Re_u$

## Приклад розрахунку вала перемішувального пристрою на вібростійкість, жорсткість та міцність

Апарат без відбивних перегородок із розміщеною всередині робочого об'єму трубою передавлювання ( $d_{mp} = 0,159$  м і  $l_{mp} = 1,5$  м) та із жорстким консольним валом. Розрахункова схема консольного вала відповідає схемі, наведеній на рис. 102 б. На кінці консолі закріплена одна трилопатева мішалка. Основні конструктивні розміри та вихідні дані наведені в табл. 18. Потужність, яка споживається мішалкою під час роботи апарата, взята із гідродинамічного розрахунку апарата.

Небезпечний за жорсткістю переріз  $z_1$  визначений по нижньому кінцю повністю підтисненої втулки сальникового ущільнення. Допустиме зміщення вала у цьому перерізі  $A_{дон}$  (табл. 18) взяте за внутрішнім діаметром натискної втулки після визначення діаметра вала з умови вібростійкості (табл. 12).

Небезпечний за жорсткістю переріз  $z_2$  взятий по нижньому радіальному підшипнику з концентратором напруження по посадці підшипника на вал.

Діаметр вала мішалки  $d = 65$  мм береться таким, що дорівнює вихідному діаметру вала привода за ОСТ 26-01-1225 —75 за отриманим розрахунковим значенням  $d = 52$  мм (табл. 12). Радіальні зазори в опорах  $\Delta_A$  та  $\Delta_B$  (табл. 18) взяті для  $d = 65$  мм.

Таблиця 18 – Вихідні дані

Пор. номер	Величина	Значення
1	2	3
1	Довжина вала $L, \text{м}$	2,9
2	Довжина консолі $L_1, \text{м}$	2,45
3	Довжина прогону $L_2, \text{м}$	0,50
4	Координати обмежувача $L, \text{м}$	-
5	Координата центра ваги деталей $l_i, \text{л}$	2,45
6	Маси деталей $m_i, \text{м}$	13,6
7	Координати небезпечних за жорсткістю і міцністю перерізів $z_i, z_i, \text{м}$	$z_1 = 0,41$ $z_2 = 0$
8	Допустимі зміщення вала в небезпечних за жорсткістю перерізах * $A_{дi}, A_{дj}, \text{м}$	$0,25 \cdot 10^{-3}$
9	Коефіцієнт опору мішалки (табл.29) $\xi_{м}$	-

Продовження таблиці 18

1	2	3
10	Коефіцієнт концентрації напружень в небезпечних за міцністю перерізах $k_{\sigma_i}; k_{\sigma_j}$	3,0
11	Початкова вигнутість вала в точці зведення $\varepsilon_B$	$1,5 \cdot 10^{-3}$
12	Радіальні зазори в опорах* $\Delta_A, \Delta_B$ , м	$0,03 \cdot 10^{-3}$ $0,037 \cdot 10^{-3}$
13	Границя витривалості матеріалу вала $\sigma_{-1}$ , Па	$26 \cdot 10^7$
14	Границя плинності матеріалу вала $\sigma_T$ , Па	-
15	Модуль поздовжньої пружності матеріалу вала $E$ , Па	$2,2 \cdot 10^{11}$
16	Коефіцієнт запасу міцності $k_{зан}$	2,0
17	Масштабний коефіцієнт $k_M$	0,77
18	Густина матеріалу $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$7,8 \cdot 10^3$
19	Густина перемішувального середовища $\rho_{cp}$ , кг/м <sup>3</sup>	$1 \cdot 10^3$
20	Коефіцієнт динамічної в'язкості перемішувального середовища $\mu_{cp}$ , Па·с	$1 \cdot 10^3$
21	Діаметр апарата $D$ , м	2,0
22	Діаметр мішалки $d_m$ , м	0,65
23	Число мішалок на валі $n_m$ , шт.	1
24	Частота обертання вала $n$ , об/хв	160
25	Потужність, споживана однією мішалкою $N_i$ , Вт	$0,65 \cdot 10^3$
26	Плещя лобового опору внутрішнього пристрою $F$ , м <sup>2</sup>	0,25

Таблиця 19 – Розрахунок вала на вібростійкість

Пор. номер	Величина, що визначається	Числові значення
1	2	3
1	Відносна довжина консолі	$a_k = \frac{2,45}{2,9} = 0,84$
2	Відносна довжина прогону	$a_{II} = \frac{0,5}{2,45} = 0,2$
3	Відносні координати центра ваги деталей: -у прогоні;	—
	-на консолі	$a_1 = \frac{2,45}{2,45} = 1$
4	Безрозмірний динамічний прогин вала у центрі ваги деталі: -у прогоні;	—
	-на консолі	$a_{y1} = 1,0$
5	Кутова швидкість вала, рад/с	$\omega = \frac{3,14 \cdot 160}{30} = 16,7$
6	Коефіцієнт, що враховує умови закріплення вала	$\eta = 3 \cdot 0,84 = 2,5$

## Продовження таблиці 19

1	2	3
7	Коефіцієнт, що враховує умови вібростійкості	$\zeta_d = 0,7$
8	Безрозмірний коефіцієнт	$f = \frac{8 \cdot 7,8 \cdot 10^3 \cdot 16,7^2 \cdot 2,45^2}{0,7^2 \cdot 2,5 \cdot 2,2 \cdot 10^{11}} = 5,8 \cdot 10^{-4}$
9	Зведена маса деталей, кг : -у прогоні;	—
	-на консолі	$m_B = 13,6 \cdot 1,0 = 13,6$
10	Сума зведених мас деталей, кг	$m_B = 13,6$
11	Коефіцієнт зведення маси вала	$q = 0,25$
12	Підкореневі одночлени	$A_1 = 0,25 \cdot 5,8 \cdot 10^{-4} \cdot 2,45^2 = 8,7 \cdot 10^{-4}$
		$A_1 = \frac{8 \cdot 13,6 \cdot 5,8 \cdot 10^{-4} \cdot 2,45}{3,14 \cdot 7,8 \cdot 10^3} = 0,63 \cdot 10^{-5}$
13	Розрахунковий діаметр вала, м	$d_p = \sqrt{8,7 \cdot 10^{-4} + \sqrt{(8,7 \cdot 10^{-4})^2 + 0,63 \cdot 10^{-5}}} = 0,059$

## Продовження таблиці 19

1	2	3
14	Взятий діаметр вала, м	$d = 0,065$
15	Маса одиниці довжини вала, кг/м	$m_B = \frac{3,14}{4} 0,065^2 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 26,0$
16	Відносна маса деталей	$a_{mB} = \frac{13,6}{26 \cdot 2,45} = 0,21$
17	Корінь частинного рівняння	$a = 1,50$
18	Момент інерції перерізу вала, м <sup>4</sup>	$I = \frac{3,14}{64} 0,065^4 = 87,5 \cdot 10^{-8}$
19	Перша критична кутова швидкість, рад/с	$\omega_1 = \left( \frac{1,5}{2,45} \right)^2 \sqrt{\frac{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 87,5 \cdot 10^{-8}}{26}} = 32$
20	Умова вібростійкості	$\zeta_d = \frac{16,7}{32} = 0,52 < 0,7$

Т а б л и ц я 20 — Розрахунок на жорсткість суцільних і порожнистих валів сталого поперечного перерізу для апаратів без відбивних перегородок із внутрішніми пристроями

Пор. номер	Величина, яка визначається	Числові значення
1	2	3
1	Ексцентриситет маси деталей, м	$\varepsilon_1 = \frac{10^{-3}}{\sqrt{16,7}} = 0,24 \cdot 10^{-3}$
2	Відносні координати небезпечних за жорсткістю перерізів: -у прогоні;	—

## Продовження таблиці 20

1	2	3
	-на консолі	$a_{s1} = \frac{0,41}{2,45} = 0,17$
3	Безрозмірний динамічний прогин вала в небезпечних перерізах: -у прогоні;	—
	-на консолі	$a_{z1} = 0,06$
4	Зведені ексцентриситети мас деталей, м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$e_{1B} = \frac{0,24 \cdot 10^{-3}}{1} =$ $= 0,24 \cdot 10^{-3}$
5	Зведена маса вала	$m_{\delta B} = 0,25 \cdot 26 \cdot 2,45 = 16$
6	Зміщення осі вала відносно осі обертання за рахунок зазорів в опорах (у точках закріплення деталей і в небезпечних точках), м:	—
	-у прогоні;	—
	-на консолі	$\Delta_{n1} = \frac{1}{0,5} (0,03 \cdot 10^{-3} + 0,037 \cdot 10^{-3}) \times$ $\times (2,45 + 0,5) - 0,03 \cdot 10^{-3} =$ $= 0,365 \cdot 10^{-3}$ $\Delta_{z1} = \frac{1}{0,5} (0,03 \cdot 10^{-3} + 0,037 \cdot 10^{-3}) \times$ $\times (0,41 + 0,5) - 0,03 \cdot 10^{-3} =$ $= 0,092 \cdot 10^{-3}$

## Продовження таблиці 20

1	2	3
7	Зміщення осі вала відносно осі обертання за рахунок початкової вигнутості вала (у точках закріплення деталей і в небезпечних перерізах), м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$\varepsilon_{f1} = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$
		$\varepsilon_{z1} = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,06 = 0,09 \cdot 10^{-3}$
8	Зміщення осі вала відносно осі обертання в точці зведення В за рахунок зазорів у опорах, м	$\Delta_B = (0,03 \cdot 10^{-3} + 0,037 \cdot 10^{-3}) \frac{2,9}{0,5} - 0,03 \cdot 10^{-3} = 0,36 \cdot 10^{-3}$
9	Зведений (до точки В) ексцентриситет деталей, м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$E_{1B} = \frac{13,6 \cdot 0,24 \cdot 10^{-3}}{13,6 + 16} = 0,11 \cdot 10^{-3}$
10	Зведений (до точки В) ексцентриситет вала з деталями, м	$\varepsilon_B = 0,11 \cdot 10^{-3} + 0,36 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} = 2 \cdot 10^{-3}$



Продовження таблиці 20

1	2	3
11	Динамічний прогин осі вала в точці зведення, м	$y_B = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{35,6}{16,7}\right)^2 - 1} =$ $= 0,56 \cdot 10^{-3}$
12	Динамічні зміщення центра ваги деталей, м: -у прогоні;	---
	-на консолі	$A_{1j} = 0,56 \cdot 10^{-3} \cdot 1 +$ $+ 0,365 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} +$ $+ 0,28 \cdot 10^{-3} = 2,66 \cdot 10^{-3}$
13	Динамічне зміщення вала в небезпечних за жорсткістю перерізах, м: -у прогоні;	---
	-на консолі	$A_{z1} = 0,56 \cdot 10^{-3} \cdot 0,06 +$ $+ 0,092 \cdot 10^{-3} + 0,09 \cdot 10^{-3} =$ $= 0,22 \cdot 10^{-3}$
14	Динамічне зміщення вала в точці зведення В, м	$A_B = 0,56 \cdot 10^{-3} +$ $+ 0,36 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} =$ $= 2,42 \cdot 10^{-3}$
15	Критерій Рейнольдса	$Re_{\eta} = \frac{10^3 \cdot 160 \cdot 0,65^2}{60 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} =$ $= 1,12 \cdot 10^6$
16	Критерій потужності для апаратів із перегородками	$K_{Nn} = 0,38$
17	Критерій потужності для апарата без перегородок	$F_N = 0,20$

## Продовження таблиці 20

1	2	3
18	Симплекс геометричної подібності	$\Gamma_D = \frac{2}{0,65} = 3,08$
19	Коефіцієнт опору мішалки	$\zeta_M = \frac{0,38}{0,7} = 0,55$
20	Безрозмірний комплекс, який характеризує гідродинамічний режим потоку в апараті	$\Phi = \frac{0,36 \cdot 3,08}{0,55 \cdot 1 \cdot (1,12 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,062$
21	Гідродинамічний параметр	$\psi_0 = 0,9$
22	Коефіцієнт площі лобового опору	$c_F = \frac{2,5 \cdot 0,25}{2^2} = 0,16$
23	Поправковий коефіцієнт	$a_F = 0,5$
24	Коефіцієнт збільшення потужності	$c_N = 0,5 \left( \frac{0,38}{0,20} - 1 \right) + 1 = 1,45$
25	Відносне зміщення центра епори колової швидкості від осі мішалки	$s_v = 0,44$
26	Безрозмірна поперечна гідродинамічна сила	$\psi_Q = 0,08$
27	Поперечна гідродинамічна сила, що діє на одну мішалку, Н	$Q = 0,015 \cdot 0,96 \cdot 0,08 \times$ $\times 0,55 \cdot 10^3 \cdot 16,7^2 \times$ $\times 0,65^4 = 31,5$
28	Зведена гідродинамічна сила, Н: -у прогоні;	—
	-на консолі	$Q_{1B} = 31,5 \cdot 1 = 31,5$

## Продовження таблиці 20

1	2	3
29	Сумарна зведена гідродинамічна сила, Н: -у прогоні;	-
	-на консолі	$Q_{1B} = 31,5$
30	Динамічний прогин вала у точці зведення В від $Q_{np}$ , м	$y_{BQ} = \frac{31,5 \cdot 2,9 \cdot 2,45^2}{3 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 87,5 \cdot 10^{-8}} = 0,9 \cdot 10^3$
31	Динамічне зміщення центра ваги мішалок (враховуючи сили $Q_i$ ), м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$A_{Q1} = 2,66 \cdot 10^3 + 0,9 \cdot 10^3 \cdot 1 = 3,56 \cdot 10^3$
32	Динамічне зміщення вала (враховуючи сили $Q_i$ ), м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$A_{zi} = 0,22 \cdot 10^{-3} + 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,06 = 0,27 \cdot 10^{-3}$
33	Динамічне зміщення вала (враховуючи сили $Q_i$ ) у точці зведення, м	$A_{BQ} = 2,42 \cdot 10^{-3} + 0,9 \cdot 10^{-3} = 3,32 \cdot 10^{-3}$
34	Умова жорсткості (враховуючи сили $Q_i$ ) -у прогоні;	—
	-на консолі	$0,27 \cdot 10^{-3} = 0,27 \cdot 10^{-3}$

Т а б л и ц я 21 — Розрахунок на міцність суцільних та порожнистих валів сталого перерізу для апаратів без відбивних перегородок із внутрішніми пристроями

Пор. номер	Величина, що визначається	Числові значення
1	2	3
1	Зосереджена відцентрова сила, що діє на деталь (крім мішалок), Н: -у прогоні;	—
	-на консолі	—
2	Зосереджена відцентрова сила, що діє на мішалку, Н: -у прогоні;	—
	-на консолі	$P_{Q1} = 31,5 + 13,6 \cdot 16,7^2 \times$ $\times 2,66 \cdot 10^{-3} = 41,5$
3	Зведена відцентрова сила, що діє на вал у точці зведення, Н	$P_{BQ} = 16 \cdot 16,7^2 \cdot 3,32 \cdot 10^{-3} =$ $= 14,8$
4	Сума моментів сил відносно опори Б, Н·м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$M_{Bk} = 41,5 \cdot 2,45 = 101,6$
5	Реакція опори А, Н	$R_A = \frac{101,6 + 14,8 \cdot 2,45}{0,5} = 276$
6	Сума моментів сил відносно опори А, Н·м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$M_{Ak} = 41,5(0,5 + 2,45) = 122$
7	Реакція опори Б, Н	$R_B = \frac{122 + 14,8 \cdot 2,9}{0,5} = 330$

Продовження таблиці 21

1	2	3
8	Згинальний момент у небезпечних за міцністю перерізах, Н·м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$M_{zj} = 14,8(2,45 - 0) + 41,5(2,45 - 0) = 138$
9	Крутний момент у небезпечних за міцністю перерізах, Н·м: -у прогоні;	—
	-на консолі	$M_1 = \frac{0,65 \cdot 10^3}{16,7} = 38,9$
10	Момент опору в небезпечних за міцністю перерізах, м <sup>3</sup> : -у прогоні;	—
	-на консолі	$W_1 = \frac{3,14}{32} 0,065^3 = 27 \cdot 10^{-6}$
11	Еквівалентна напруження в небезпечних за міцністю перерізах, Па: -у прогоні;	—
	-на консолі	$\sigma_{\text{e1}} = \frac{\sqrt{138^2 + 38,9^2}}{27 \cdot 10^{-6}} = 5,3 \cdot 10^6$
12	Допустима напруження на міцність, Па: -у прогоні;	—
	-на консолі	$\sigma_{\text{дi}} = \frac{0,77 \cdot 26 \cdot 10^7}{3 \cdot 2} = 33,10$
13	Умова міцності, Па: -у прогоні;	—
	-на консолі	$5,3 \cdot 10^6 \leq 33 \cdot 10^6$

## 6.2 Кінцеві опори валів

Під час проектування валів мішалок для апаратів великого об'єму або з великою глибиною занурення при швидкостях обертання перемішувальних пристроїв не більше  $10,5 \text{ рад/с}$  застосовують кінцеві опори, які встановлюють як усередині, так і зовні апарата. На рис. 29 показаний варіант внутрішньої кінцевої опори (за МН 5864–66).

Основні розміри опори наведені у табл. 22.

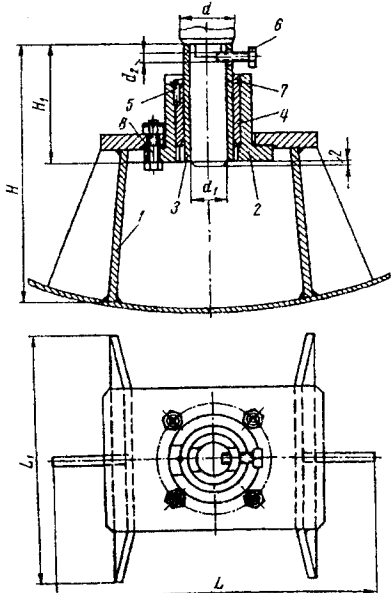


Рисунок 29 — Опора кінцева внутрішня для вертикальних валів перемішувальних пристроїв:

1 — стояк; 2 — підшипник; 3 — втулка рухома; 4 — втулка нерухома; 5 — штифт стопорний; 6 — болт; 7 — кільце; 8 — болти з гайками

Таблиця 22 — Геометричні параметри опор кінцевих внутрішніх

$d$	$d_1$	$d_2$	$H$	$H_1$	$L$	$L_1$	Маса, кг
мм							
40	30	M8	206	90	260	200	5,4
50							
65							
80	50	M8	253	110	320	250	10,2
95							
110							
130	80	M10	370	155	460	320	25,6

Примітки:

- Опори повинні виготовлятися у двох виконаннях: 1 — для апаратів з вуглецевої сталі; 2 — для апаратів з корозійностійкої і двохшарової (з корозійностійким шаром) сталі.
- Матеріал для виконання 1 — тертьові деталі — чавун, бронза, графіт, капрон, текстоліт, фторопласт-4; інші деталі — вуглецева сталь; для виконання 2 — всі деталі з матеріалів хімічно й корозійно стійких в оброблюваному середовищі

При надлишковому тиску середовища в апараті не більше  $0,6 \text{ МПа}$  застосовують опори кінцеві зовнішні. Варіант виконання такої опори (за МН 5865–66) показаний на рис. 30.

Основні дані для вибору кінцевої зовнішньої опори наведені у табл. 23.

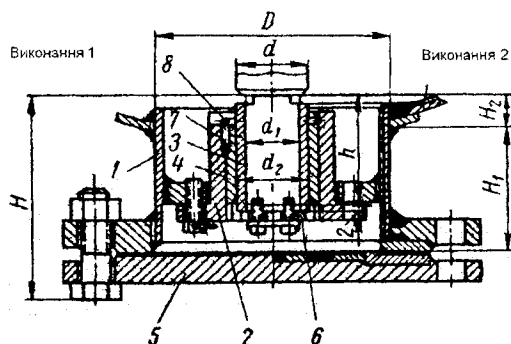


Рисунок 30 — Опора кінцева зовнішня для вертикальних валів перемішувальних пристроїв:

1 — корпус; 2 — підшипник; 3 — втулка рухома; 4 — втулка нерухома; 5 — кришка; 6 — планка; 7 — штифт стопорний; 8 — кільце й кріпильні деталі

Таблиця 23 — Геометричні параметри опор кінцевих зовнішніх

d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D		H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	h	Маса, кг	
			Виконання						Виконання	
			1	2						
мм										
40	30	40	133	146	117	70	20	65	14,6	15,3
50										
65	50	60	159	168	147	75	45	90	19,9	21,0
80										
95										
110	80	95	219	219	195	80	88	130	34,2	37,6
130										

Примітки:

- Опори повинні виготовлятися у двох виконаннях: 1 - для апаратів із вуглецевої сталі; 2 - для апаратів з корозійностійкої і двошарової (з корозійностійким шаром) сталі.
- Матеріал: для виконання 1 - тертьові деталі - чавун, бронза, графіт, капрон, текстоліт, фторопласт-4; інші деталі - вуглецева сталь; для виконання 2 - всі деталі з матеріалів хімічно - корозійностійких в оброблюваному середовищі

### 6.3 Ущільнення валів

Ущільнення вала мішалки може розміщатися на кришці або під кришкою апарата. Тип ущільнення вибирається залежно від тиску середовища в апараті, швидкості обертання вала, робочої температури й агресивності середовища.

Для ущільнення обертових валів рекомендуються такі конструкції: сальникові, торцеві, манжетні ущільнення й гідрозатвори.

Завдяки простоті конструкції і низькій вартості сальникові ущільнення набули найбільшого поширення в промисловості. Такими пристроями оснащена більша частина насосного обладнання, а також

реакторів із мішалками. Сальникове ущільнення може розміщатися на кришці або під кришкою апарата як у верхній, так і в нижній частині корпусу апарата. Звичайні сальникові ущільнення встановлюють на апарати, що містять нейтральні середовища або речовини, віднесені до четвертого класу шкідливості. Застосування таких ущільнень для апаратів, що містять шкідливі речовини, віднесені до першого—третього класів небезпеки, допускається за умов наявності пари цих речовин над поверхнею рідини в апараті в кількості, що не перевищує гранично допустимі концентрації. Застосування сальникових ущільнень для апаратів, що містять вибухонебезпечні речовини, не допускається.

Для вертикальних валів перемішувальних пристроїв застосову-

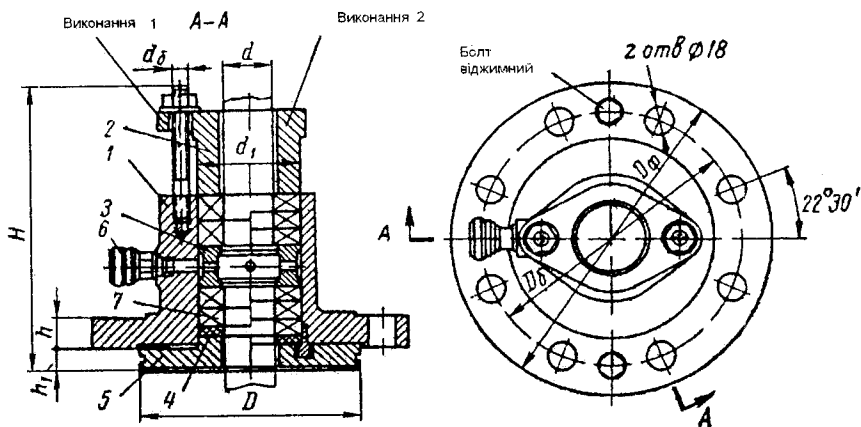


Рисунок 31 — Ущільнення сальникове для вертикальних валів перемішувальних пристроїв

ють сальникові ущільнення (МН 5868–66), зображені на рис. 31.

Сальникове ущільнення складається з корпусу 1, що прикріплюється до кришки апарата, і притисної втулки 2. Під корпусом установлений диск 5, що втримує від випадання кільце 4. Набивання 7 у вигляді кілець укладають у кільцевий зазор між корпусом і валом. У середній частині набивання встановлюють мастильне кільце 3, що має радіальні отвори й внутрішню проточку.

При затягуванні шпильок притисна втулка стискає сальникове набивання, і воно щільно облягає поверхню вала. Подача консистентного змащення за допомогою маслянки 6 додатково герметизує ущільнення і зменшує коефіцієнт тертя.



Для сальникового набивання застосовують азбестові й бавовняні шнури, пластмасові й вуглеграфітові кільця. Особливо добре зарекомендувало себе на практиці набивання у вигляді тонких кілець із фторопласту-4.

Відповідно до ГОСТ 5152-84 у сальникових ущільненнях застосовують набивання, характеристики яких наведені в табл. 24.

Таблиця 24 — Сальникові набивання для ущільнення валів із перемішувальними пристроями (ГОСТ 5152-84)

Марка й характеристика набивання	Робоче середовище	Кислотне число середовища $pH$	Максимально допустимі параметри середовища	
			тиск, $MPa$	температура, $^{\circ}C$
АП-31(АП) — азбестова, просочена антифрикційною сумішшю	Рідкі нейтральні й агресивні середовища, нафтопродукти	3—10	2,0	250
АПР-31(АПР) — азбестова з латунним дротом, просочена антифрикційною сумішшю, графітована			2,5	210
АФТ — азбестова, просочена суспензією фторопласту з тальком	Органічні продукти, кислоти й лужні середовища, аміак	1—14	3,0	300
АГ, АГИ — азбестова, проклевана із графітом	Вода, органічні продукти	4—14	38,0	280
	Аміак — рідкий і газоподібний		32,0	Від —70 до +150
АФ-1 — азбестова, просочена суспензією фторопласту	Дистиллят, бідистиллят, вода	1—14	3,0	260
	Особливо чисті речовини		0,4	130
ФФ — фторлонова, просочена суспензією фторопласту	Сірчана й азотна кислоти з концентрацією до 45%, соляна кислота з концентрацією до 35%, органічні кислоти	0—12	3,0	Від —30 до +100
ХБП — бавовняна, просочена антифрикційною сумішшю, графітована	Повітря, інертні гази, нейтральні пари, мінеральні масла, вуглеводні, нафтове паливо, промислова вода	5—10	20,0	100
ХБРП — бавовняна з гумовим осердям, просочена антифрикційною сумішшю	Повітря, інертні гази, мінеральні масла, промислова вода	6—8		

Примітка. Марки набивань, зазначені в дужках, у нових конструкціях не застосовуються

Розміри сальникових ущільнень, що рекомендують (за МН 5868-66), наведені в табл. 25.

Як відомо, сальникові набивки, за винятком набивок на основі вуглецевого волокна і металу, — погані провідники тепла, тому часто виникає питання охолодження поверхонь тертя.

Таблиця 25 — Розміри сальникових ущільнень, що рекомендують

$d$	$d_1$	$D_{\Phi}$	$D_6$	$D$	$H$	$h$	$h_1$	$d_6$	$z$	Маса, кг
мм										
40	60	185	150	128	166	18	13	M10	4	7,03
50	70	205	170	148	195			M12		10,4
65	90	235	200	178	206	20		13,9		
80	105	260	225	202	206	22	16	M16	8	19,7
95	120	290	255	232						236
110	140	315	280	258	24	24				33,1
130	160	340	305	282						276

Примітки:

1. Ущільнення повинні виготовлятися у двох виконаннях: 1 — для апаратів із вуглецевої сталі; 2 — для апаратів з корозійностійкої і двохарової (з корозійностійким шаром) сталі.

2. Матеріал для виконання: 1 — корпус 1 і втулка 2 — чавун, інші металеві деталі — вуглецева сталь; для виконання 2 — металеві деталі, що стикаються із середовищем, — корозійностійка сталь, інші — так само, як і у виконанні 1

Сальникове ущільнення з охолодженням корпусу й підведенням рідини, що змазує або ущільнює, показане на рис. 32, а розміри й сфера застосування такого типу ущільнення наведені в табл. 26–27.

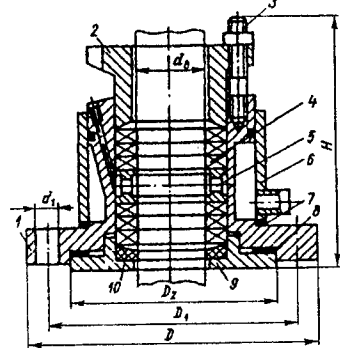


Рисунок 32 — Сальникове ущільнення з охолодженням корпусу й підведенням рідини, що змазує або ущільнює, до вала:

1 — корпус; 2 — натискна втулка; 3 — шпилька з гайкою; 4 — набивання; 5 — ліхтар; 6 — сорочка; 7, 8 — прокладки; 9 — опорне кільце; 10 — кільце

Ресурс ущільнення визначається його конструкцією, фізичними властивостями та параметрами (тиском, температурою) ущільнювальної рідини, умовами експлуатації (допустимими витокami, коловою швидкістю, вібраціями і биттями вала). Поряд із цим ресурс значною мірою залежить від правильного вибору сальникової набивки, яка повинна мати комплекс певних фізико-механічних властивостей, причому різні властивості мають головне значення в різних умовах експлуатації. До важливих вимог, які ставляться до набивки, належать: механічна міцність,

пластичність і стійкість проти зношення, добра змащувальна здатність, яка забезпечує низький коефіцієнт тертя, хімічна, термічна і радіаційна

стійкість, низький коефіцієнт теплового розширення і по можливості найбільш високий коефіцієнт теплопровідності. Набивка не повинна спричиняти інтенсивну електрохімічну корозію вала, не підлягати старінню і в той самий час повинна бути достатньо дешевою.

Таблиця 26 — Типи й основні параметри сальникових ущільнень, ГОСТ 26-01-1247-75

Тип ущільнення	Умовне позначення	Тиск в апараті, МПа		Температура в апараті, °С	Частота обертання вала, с <sup>-1</sup>			
		залишковий	надлишковий					
З підведенням змащення або ущільнювальної рідини до вала: — без автоматичного підтискання набивання; — з автоматичним підтисканням набивання	ІА	0,04	0,6	Від -20 до +70	5,3			
	ІБ							
З підведенням змащувальної або ущільнювальної циркулюючої рідини до вала: — без автоматичного підтискання набивання; — з автоматичним підтисканням набивання	ІІА							
	ІІБ							
З охолодженням корпусу й підведенням змащення або ущільнювальної рідини до вала: — без автоматичного підтискання набивання; — з автоматичним підтисканням набивання	ІІІА							
	ІІІБ							
З охолодженням корпусу й підведенням, що змащує, циркулюючої (ущільнювальної) рідини до вала: — без автоматичного підтискання набивання — з автоматичним підтисканням набивання	ІVА			0,1		Від -20 до +250		
	ІVБ							
Для малогабаритних апаратів: — без автоматичного підтискання набивання; — з автоматичним підтисканням набивання	VА			0,1		До +70		25
	VБ							

Промисловість випускає широкий асортимент м'яких волокнистих набивок (ГОСТ 5152-77), основу яких становлять волокна з бавов-

ни, конопель, джгута, азбесту, капрону, скла, графіту та інших матеріалів. Для ущільнень роторів використовують в основному плетені набивки з різними способами плетіння: наскрізне, обплітальне, діагональне, мультиплексне. Набивки діагонального і мультиплексного плетіння мають велику щільність, механічну міцність і стійкість проти зношення, а також на 30—50% знижують інтенсивність зношення поверхні вала.

Таблиця 27 — Основні розміри сальникових ущільнень

Типорозмір	$d_n$	$D$	$D_1$	$D_2$	$H$	$d_1$	$n$	Маса, кг	
	мм								
I А-40; II А-40	40	185	150	128	180	18	4	7,5	
III А-40; IV А-40					240			9,0	
I Б-40; II Б-40								8,5	
III Б-40; IV Б-40					10,0				
I А-50; II А-50	50	205	170	148	190		8	8,5	
III А-50; IV А-50					240			10,0	
I Б-50; II Б-50								9,5	
III Б-50; IV Б-50					12,0				
I А-65; II А-65	65	235	200	178	220		18	8	14,0
III А-65; IV А-65					300				17,0
I Б-65; II Б-65									14,5
III Б-65; IV Б-65					280				19,0
I А-80; II А-80	80	260	225	202	225	8		17,5	
III А-80; IV А-80					310			22,0	
I Б-80; II Б-80								19,0	
III Б-80; IV Б-80					24,0				
I А-95; II А-95	95	290	255	232	230	14		6	27,0
III А-95; IV А-95					310				31,5
I Б-95; II Б-95									26,5
III Б-95; IV Б-95					32,0				
I А-110; II А-110	110	315	280	258	265		6	37,0	
III А-110; IV А-110					350			47,0	
I Б-110; II Б-110								38,0	
III Б-110; IV Б-110					47,5				
I А-130; II А-130	130	340	305	282	265		6	—	
III А-130; IV А-130					350			49,0	
I Б-130; II Б-130								39,5	
III Б-130; IV Б-130					49,5				
VA-25	25	130	110	75	90	14	6	2,5	
VB-25					100			4	
VA-40	40	170	145	95	115			2,5	
VB-40					4,5				

Для підвищення міцності і надання набивці необхідних фізико-механічних властивостей, зокрема для підвищення теплопровідності, до основних волокон додають деякі кольорові метали або їх сплави у

вигляді дроту, фольги, порошоків і вузьких смужок. Для зменшення електрохімічної корозії до набивки додають так званий «жертвоний метал» у вигляді алюмінієвої або цинкової пудри, який зміщує потенціал набивки в бік негативних значень (катодний захист). Одночасно рекомендується наносити на контактні поверхні вала і сальникової коробки антикорозійні покриття (дифузне хромування, азотування, плазмове напилювання, наплавлення і т.д.).

Антифрикційні властивості набивки підвищують за рахунок її просочення рідкими нафтовими маслами, консистентним змащуванням (технічний вазелін, петролатум, гарматне мастило), а також високомолекулярними вуглецами метанового ряду (парафін, озокерит, цезин). Для цього до набивки додаються кристалічний (лускатий) графіт і молібдену дисульфід. Ці порошкові матеріали значно підвищують також хімічну і термічну стійкість набивки, збільшують її теплопровідність.

Як просочувальний матеріал широко використовується суспензія фторопласту-4, який відрізняється високою стійкістю у найбільш агресивних середовищах, однак втрачає ущільнювальні властивості під дією випромінювання. З фторопластових волокон (фторолон, поліфен) виготовляють набивку, яка використовується в ущільненнях хімічних насосів нерадіоактивних контурів при низьких колових швидкостях і тисках, оскільки фторопласт має великі значення температурного коефіцієнта лінійного розширення і велику холодотечію, тобто здатність набувати необоротних деформацій при малих навантаженнях, малу стійкість проти зношення при сухому терті, особливо при підвищених колових швидкостях вала.

Закордонні фірми для виробництва сальникових набивок широко використовують тонковолокнистий політетрафторетилен (ПТФЕ) і графітові волокна. Плетені набивки з ПТФЕ мають високу хімічну стійкість і низький коефіцієнт тертя, однак, маючи погану теплопровідність, вони мало використовуються через порівняно низькі колові швидкості. Волокнисті плетені графітові набивки разом із високою хімічною стійкістю і відмінними антифрикційними властивостями мають високу теплопровідність, завдяки чому забезпечується гарне відведення тепла від поверхонь тертя. Сальники з такими набивками успішно конкурують з механічними торцевими ущільненнями навіть при порівняно високих (до 30 м/с) колових швидкостях.

В умовах агресивних середовищ використовують спеціальні типи набивок: волокнисті, просочення суспензією фторопласту-4; набивки з фторлону і поліфену; кислотостійкі набивки марок ГАСТ, КНП-4, 1-КС-С, КСП-1, КРА, АСН-1, РАН; кислототривкі і лугостійкі пластичні набивки. Особливе місце серед ущільнювальних матеріалів займає фторопласт-4, який відрізняється унікальною хімічною стійкістю. Іншим видом фторовмісних ущільнювальних матеріалів є фторопластовий ущільнювальний матеріал (ФУМ). Він одержаний на основі фторопласту-4 введенням різних мастил, які підвищують його пластичність. ФУМ випускається промисловістю у вигляді ниток і м'яких стрижнів будь-якого перерізу (коло, квадрат, смуга). Найбільшого використання набув ФУМ-В, що призначений для герметизації кислотних, лужних, масляних середовищ, рідкого палива і більшості розчинників. Якщо середовище є сильним окисником (кисень, концентрована азотна кислота і т.п.), використовують спеціальну марку ФУМ-Ф.

Фторовмісні ущільнювальні матеріали (фторопласт-4, ФУМ) мають і суттєві недоліки, які пояснюються властивостями полімерів. Низький коефіцієнт теплопровідності фторопласту-4 при великій швидкості ковзання по поверхні тертя (за відсутності змащування або витікання рідкого ущільненого середовища) викликає місцеве перегрівання і, як наслідок, руйнування ущільнювача. Холодотечійність фторопласту-4, зміни його об'єму при перепаді температур часто порушують герметичність ущільнення.

З огляду на ряд недоліків, які мають сальникові ущільнення, у промисловості все ширше використовуються торцеві ущільнення. Такі ущільнення застосовуються для герметизації вертикальних валів апаратів із верхнім і нижнім розміщенням, що працюють при тиску до 10 МПа і залишковому тиску не менше 0,002 МПа при температурі в апараті від  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+260^{\circ}\text{C}$ , частоті обертання вала 1500—1800 об/хв.

Торцеві ущільнення отримали значне поширення завдяки таким позитивним властивостям: 1) у період нормальної роботи не потребують постійного обслуговування; 2) працюють із незначним витіканням; 3) відрізняються довговічністю при правильно вибраних конструктивних рішеннях і матеріалі кілець, які утворюють пару тертя. Спеціальні торцеві ущільнення задовільно працюють у надзвичайно складних умовах: при тиску (від 10 Па до 45,0 МПа); при температурі (від  $-200$  до  $+450^{\circ}\text{C}$ ); при швидкості ковзання в парах тертя (до 100 м/с). Вони успішно застосовуються в різних за агресивністю, токсичніс-

тю, радіоактивністю і абразивністю середовищ. Їх виготовляють для герметизації валів різноманітних діаметрів (від декількох одиниць до 1500 мм).

На торцеві ущільнення витрачається менша потужність привода, ніж на сальникові (у 1—2 рази), вони працюють задовільно при порівняно великих радіальних биттях вала, наприклад, в апаратах із перемішувальними пристроями торцеві ущільнення допускають радіальне биття в 1,5—2,5 рази більше, ніж сальникові.

Торцеві ущільнення можуть бути встановлені на апарати, виготовлені з вуглецевих сталей із захисними покриттями (гумуванням, емалюванням, футеруванням штучними матеріалами й листами із пластмас), а також на апарати, виготовлені з корозійостійких і двохарових сталей, титану, кольорових металів і їхніх сплавів та ін., призначених для роботи на парогазових, рідких, абразивних, вибухо- і пожежонебезпечних, що полімеризуються, й шкідливих середовищах.

За конструктивними ознаками і умовами застосування торцеві ущільнення поділені на такі типи: ТТ, ТСК, ТД, ТДП, ТСФ, ТДФ, ТДПФ, ТДМ і ТДПН.

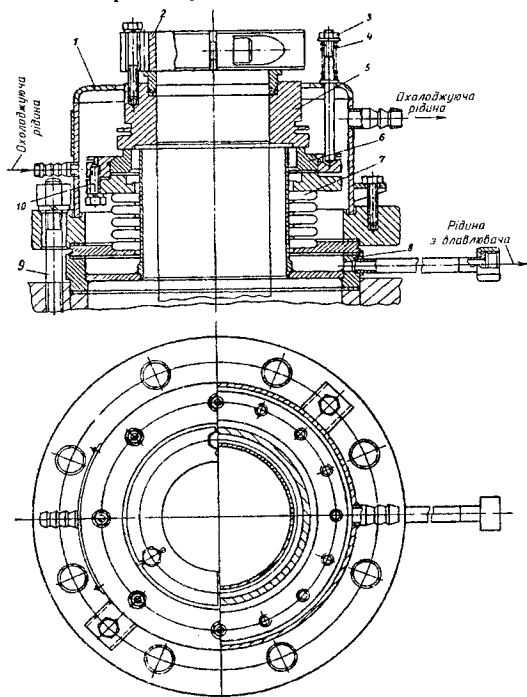


Рисунок 33 — Торцеве ущільнення

Умовне позначення ущільнення: букви — тип торцевого ущільнення (ТТ — подвійне з термічним затвором; ТСК — одинарне із сільфоном із корозійостійкої сталі; ТД — подвійні; ТДП — подвійне із вбудованим підшипником; ТСФ — одинарне із фторопластовим сільфоном; ТДФ — подвійне із фторопластовим сільфоном; ТДПФ — подвійне із фторопластовим сільфоном і вбудованим підшипником;

ТДМ — подвійне для малогабаритних апаратів; ТДПН — подвійне з вбудованим підшипником і нижнім розміщенням); цифри після букв — діаметр ущільнювального вала, мм; цифри після тире — робочий тиск в апараті,  $\text{кгс/см}^2$ ; букви після цифр — виконання за матеріалом металевих деталей і складальних одиниць, що стикаються з робочим середовищем (К — сталь 22Х18Н10Т; КЕ — сталь 10Х17Н13М2Т; КН — сплав 06ХН28МДТ; Т—титан ВТ1-0).

Наприклад, ТДМ25-6КЕ — торцеве подвійне ущільнення для малогабаритного апарата діаметром вала 25 мм, робочим тиском в апараті до 6  $\text{кгс/см}^2$ .

На рис. 33 показано одинарне торцеве ущільнення з використанням охолоджувальної рідини.

Торцеве ущільнення складається з рухомого кільця 5, закріпленого на валу за допомогою водила 2, і нерухомого кільця 6, що щільно притиснуто торцевою поверхнею до рухомого кільця пружинами 4 і гайками 3. Нерухоме кільце 6 з'єднане болтами 10 з вузлом сільфона 7. Корпус 8 закритий зверху кришкою 1 і прикріплений фланцями й болтами до кришки апарата. Змащення третьових поверхонь і охолодження провадять проточною водою, що циркулює в порожнині кришки.

Основні дані для вибору типу торцевого ущільнення наведені в табл. 28.

Таблиця 28 — Основні технічні дані для вибору типу ущільнення

Тип ущільнення	Діаметр вала, під ущільнення, мм	Робочий тиск в апараті		Частота обертання вала, об/хв	Температура робочого середовища в апараті, °С	Замикаюча (змащувальна) рідина	Робоче середовище в апараті (перед ущільненням)	Схема подачі замикаючої рідини, що рекомендується	Примітки
		надлишко-вий, $\text{кгс/см}^2$	залишковий, мм рт. ст.						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ТТ	Від 40 до 160	3	300	До 320	10—140	Автомобільне мастило МС-20 або МК-22	Ковча, у якій стійкі сталі 40Х13, 12Х18Н10Т і бронза Бр. ОЦС5-5-5	Наливання або подача рідини на потоку	Застосовується в апаратах для біохімічних виробництв, де потрібна стерильність технологічного процесу



Продовження таблиці 28

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ТСК	Від 40 до 130	6	20	До 500	Від -30 до +250	Знесолена вода, мінеральне масло і їхні емульсії, гліцерин і його водні розчини, рідини, хімічно сумісні з робочим середовищем в апараті, очищені рідкі компоненти робочого середовища, крім шкідливих і вибухонебезпечних речовин	Кожна, у якій стійка сталь 12X18H10T	Те саме	Ущільнення не рекомендуються для шкідливих, вибухонебезпечних середовищ при надлишковому тиску в апараті
ТДМ-6	25 і 40	6		До 1500	Від -20 до +200		Те саме	Подача рідини на потоку	—
ТДМ-16	25 і 40	16		Від -20 до +200	Від -20 до +200		Кожна, у тому числі шкідлива, вибухонебезпечна	Із природною або примусовою циркуляцією	—
ТДМ-32	50 і 65	32		Від -30 до +250	Високоагресивна		Наливання або подача рідини на потоку	Не рекомендуються для шкідливих, вибухонебезпечних середовищ при надлишковому тиску в апараті	—
ТСФ	Від 40 до 130	4		До 500	До 500		Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Із природною або примусовою циркуляцією замикаючої рідини	—
ТДФ	Від 40 до 130	6		До 500	До 500		Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Вибухонебезпечна	—
ТДПФ	Від 40 до 130	6		До 500	До 500		Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Вибухонебезпечна	—
ТДПФ-01	110 і 130	6		До 320	До 320		Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Вибухонебезпечна	—
ТД-6	Від 40 до 130	6		5	До 500		Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Вибухонебезпечна	—
ТД-25 (ТД-32)	Від 50 до 130	25 (32)		20	До 500		Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Вибухонебезпечна	—
ТДП-25 (ТДП-32)	Від 50 до 130	25 (32)	20	До 500	Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Вибухонебезпечна	—		
ТДПН	110	6	20	До 150	Високоагресивна, шкідлива, вибухонебезпечна	Вибухонебезпечна	—		

Для герметизації валів апаратів, які працюють під тиском до 0,6 МПа зі шкідливими, вибухо- і пожежонебезпечними середовищами, розроблені спеціальні торцеві ущільнення з введенням замикаючої й охолоджувальної рідин.

На рис. 34 наведене подвійне торцеве ущільнення типу ТД-6, призначене для герметизації вертикальних валів апаратів із перемішувальними пристроями при верхньому розміщенні привода і за наявності пожежонебезпечного або токсичного робочого середовища при тиску не більше 0,6 МПа. Торцеве ущільнення випускається серійно за ГОСТ 26-01-1243-82.

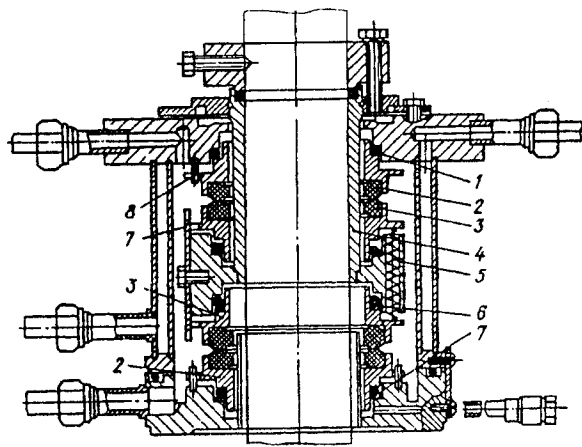


Рисунок 34 – Подвійне торцеве ущільнення типу ТД-6

Ущільнення (рис. 34) є самостійним вузлом, який складається з корпусу, в якому встановлені нерухомі кільця тертя 2, і втулки 4, що надягається на вал привода, в розточках якої розміщені обертіві кільця тертя 3. Обертіві кільця тертя піднімаються до нерухомих кілець пружинами 5. Від повороту кільця тертя фіксуються повідцями 7 і 8. Усі кільця тертя встановлені на гумових кільцях 1, що виконують роль вторинних ущільнень. Підкладні кільця 6 захищають гумові кільця від прилипання і забезпечують стійку роботу ущільнення при зміні напрямку дії тиску на нижню пару тертя.

Для герметизації високоагресивних середовищ передбачений захист гумових кілець штампованими сорочками із фторопласту-4. Як матеріал для вставок кілець тертя застосовується силіційований графіт СГ-П. Задана температура запірної рідини підтримується зміною її витрати через камеру ущільнення або охолоджувальної води через оболонку корпусу ущільнення.

Відмітна особливість ущільнень — єдина конструкція всіх чотирьох кілець тертя і встановлення їх на круглих гумових кільцях одного типорозміру, що спрощує обслуговування ущільнень і скорочує по-

требу в запасних частинах. Розроблені ущільнення комплектуються кільцями тертя лише шести типорозмірів, а з урахуванням того, що ОСТ 26-01-1243-81 допускає комплектування ущільнень на вали діаметрами 65, 50 і 80 мм кільцями від ущільнень відповідно на вали діаметрами 65 і 95 мм, можливо комплектування кільцями тертя чотирьох типорозмірів. В ущільненнях типів ТД-6, ТД-32, ТДП-32, які випускаються в наш час, застосовуються більше 22 типорозмірів кілець тертя, які не взаємозамінні. У розроблених ущільненнях понижена осьова сила на вал привода за рахунок скорочення додаткової площі, на яку діє тиск середовища апарата.

Враховуючи, що частіше використовуються ущільнення на тиск до 0,6 МПа, передбачений варіант виконання кілець тертя з тонкостінними обоймами, які можуть бути виготовлені штампуванням з листа товщиною 3—6 мм залежно від діаметра вала. У таблиці наведені кільця тертя, які використовуються в ущільненнях за діаметрами валів, і додаткові площі, на які діє тиск середовища. У позначенні кільця тертя літера «Ш» означає варіант кільця тертя із штампованою обоймою, а остання цифра — тиск у МПа, на яке воно розраховане і випробуване. Випробування ущільнень проводили при частоті обертання до 25 с<sup>-1</sup> на стендах і в діючих виробництвах.

Технічна характеристика	
Діаметр вала, мм	50, 65, 80, 95, 110, 130
Максимальний тиск середовища, МПа:	
для типів ТЗ-6-01 і Т4-6-01	0,6
для типу ТЗ-32-01	3,2
для типу Т4-32-01	3,2
Температура, °С:	
середовища	до 250
запірної рідини	до 80
Частота обертання, с <sup>-1</sup>	до 8,3

Для роботи при більш високих тисках в апараті розроблені спеціальні торцеві ущільнення типу ТД. На рис. 35 показане ущільнення такого типу.

**Торцеве ущільнення типу ТД-25 (ТД-32).** Призначено для герметизації валів апаратів при роботі під тиском до 25 кгс/см<sup>2</sup> (2,5 МПа) зі шкідливими, вибухо- і пожежонебезпечними середовищами.

Подвійне торцеве ущільнення складається з корпусу 1, підставки 9, кришки 7, втулки 6, обертання якої передається від вала через

води́ло 5, і пружин 2, що забезпечують контакт нерухомих 4 і рухомих 3 ущільнювальних кілець.

Основа (уловлювач витоків) слугує для періодичного відведення частинок зношування й замикаючої рідини із зони апарата.

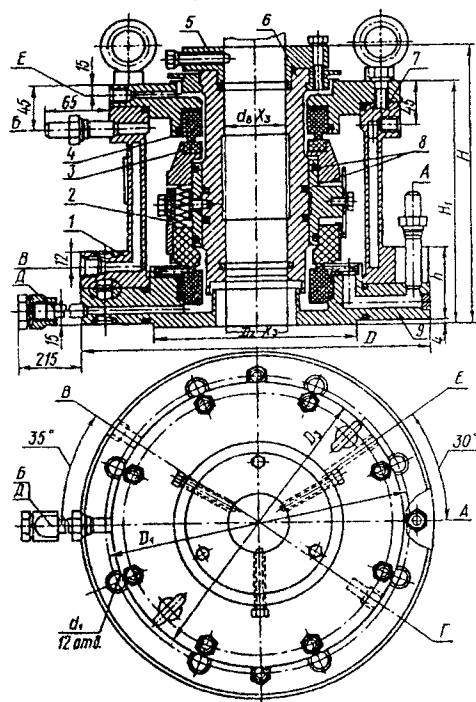


Рисунок 35 — Подвійне торцеве ущільнення типу ТД-25

Ущільнення нерухомих кілець у корпусі й рухомих кілець на втулці здійснюється всіма круглими гумовими ущільнювальними кільцями 8.

Матеріал металевих деталей і складальних одиниць, що стикаються з ущільнювальним середовищем, сталь 12Х18Н10Т або 10Х17Н13М2Т, сплав 06ХН28МДТ, титан ВТ1-0.

При проектуванні торцевих ущільнень за критерій оптимальності доцільно брати показник довговічності, наприклад, середній ресурс, тобто математичне сподівання напруження до настання граничного стану, коли подальша експлуатація стає технічно неможливою або недоцільною. Інші важливі вимоги — герметичність, безвідмовність, мінімум витрат потужності на тер-

тя, допустимі габарити і вартість — слід розглядати як обмеження у завданні оптимізації.

Довговічність торцевих ущільнень визначається стійкістю матеріалів пар третя проти зношення, умовами експлуатації і контактним тиском, які, у свою чергу, залежать від ряду конструктивних і експлуатаційних факторів. До конструктивних факторів, крім коефіцієнта навантаження і спрямування радіальної течії, належать геометрична форма радіального перерізу ущільнювальних кілець, їх діаметр і спосіб кріплення. Основні експлуатаційні фактори: частота обертання ротора, фізичні властивості, тиск і температура ущільнювального сере-

довища, вміст абразивних домішок у ній, величина і характер вібрацій ротора.

Таблиця 28 а — Таблиця штуцерів

Позначення	Призначення	Діаметр умовного проходу, мм
А	Для входження замикаючої рідини	10
Б	Для входження замикаючої рідини	10
В	Для входження охолоджувальної рідини	8
Г	Для входження охолоджувальної рідини	8
Д	Для входження рідини з основи	6
Е	Для входження витоків із кришки корпусу	6

Таблиця 28 б — Основні розміри, мм

Типорозмір ущільнення	$d_2 \times X_3$	$D$	$D_1$	$D_2 \times X_3$	$D_3$	$H$	$H_1$	$h$	$d_1$	Маса (не більше), кг
ТД 50—25	50	270	240	165	235	260	220	60	18	58
ТД 65—25	65	270	240	165	235	260	220	60	18	58
ТД 80—25	80	330	280	195	275	280	230	70	27	60
ТД 95—25	95	330	280	195	275	280	230	70	27	75
ТД 110—25	110	360	310	225	300	290	230	70	27	90
ТД 130—25	130	395	340	225	340	290	250	75	30	100

Надійність і ресурс контактних ущільнень визначаються головним чином фізико-механічними властивостями матеріалів пар тертя. Пари тертя повинні мати мінімальний коефіцієнт тертя і низьку швидкість зношення, високу теплопровідність і термічність, низький температурний коефіцієнт лінійного розширення, стійкість проти задирань, застигання і корозії. Перелічені вимоги значною мірою задовольняють антифрикційні матеріали на основі вуглецю. Коефіцієнт теплопровідності цих матеріалів у 2—4 рази більший, а коефіцієнт лінійного розширення у 2—3 рази менший, ніж у чорних металів, вони легко переносять термічні удари, здатні до самозмащування і мають низький коефіцієнт тертя.

Для торцевих ущільнень в основному використовують штучні вуглеграфітові матеріали, які одержують з нафтового коксу шляхом термообробки, розминання і пресування. Використовують також антрацит, пековий кокс і сажу. Як зв'язувальний матеріал використовують кам'яновугільний пек і смоли. Для підвищення антифрикційних властивостей додають природний очищений графіт.

Після випалювання (1200—1300°C) пресованих заготовок кілець одержують випалений вуглець (АО — антифрикційний випалений вуглеграфіт). При випаленні випаровуються легкі складові пеку і утворю-

ються пори, об'єм яких досягає 20—40% об'єму матеріалу; розміри пор 0,01—5 мкм. Додаткове випалення заготовок при температурі 2300—2600°C спричиняє рекристалізацію вуглецю і переводить частину аморфного вугілля в графіт, у результаті одержують графітований вуглеграфіт (АГ).

Для зменшення пористості і підвищення експлуатаційних властивостей вуглеграфітів їх просочують металами, термостійкими смолами, кремнієм, фторопластами і т.д. Обпалені і графітовані вуглеграфіти АО-1500-С05 і АГ-1500-С05 просочені сплавом свинцю (95%) і олова (5%), а АО-1500-Б83 і АГ-1500-Б83 — бабітом. Гранично допустимі температури в зоні тертя 300 і 200°C відповідно для просочень С05 і Б83. Перевищення цих температур призводить до виплавлення металу просочення і порушення герметичності. Обпалений вуглеграфіт 2П-1000-Ф просочений фенолформальдегідною смолою (гранична температура 140°C). Просочення синтетичною смолою зменшує небезпечність задирань при підвищених контактних тисках. Обпалений антифрикційний матеріал хіманіт — Т виготовляють методом сумісного пресування і обпалення з подальшим просоченням фурфуроловим спиртом і термообробкою при 300°C. Матеріал має високу термостійкість (до 300°C) і малий коефіцієнт тертя, що забезпечує його працездатність при швидкостях ковзання до 25 м/с і контактних тисках до 8 МПа.

Для ущільнень з високим і надвисоким ступенями навантаження найчастіше використовують силіційні графіти, які одержують просоченням пористого графіту розплавленим кремнієм. У процесі просочення в результаті взаємодії кремнію з вуглецем утворюється карбід кремнію. Частина кремнію і графіту залишається не зв'язаною, тому силіційний графіт належить до трикомпонентної системи. Карбідна фаза обумовлює високі фізико-механічні показники і хімічну стійкість, а вільний графіт — антифрикційні властивості. Силіційні графіти СГ-М, СГ-П, СГ-Т розрізняються вмістом карбідної фази (у порядку зростання) і відповідною твердістю та стійкістю проти зношення. Недоліком цих матеріалів є крихкість (зростає із збільшенням твердості), а також те, що вони піддаються обробці лише алмазним кругом на шліфувальних верстатах.

Менш крихкі боросиліційні графіти БСГ-30 і БСГ-60, що розрізняються пористістю вихідного графіту ПРОГ-2400: 30% для БГС-30

і 60% для БГС — 60. Ці графіти також обробляються лише шліфувальним алмазним кругом.

Кращим із силіційних графітів є алюмокарбідокремнієвий графіт ГАКК55/40, який обробляється на металорізальних верстатах твердосплавними різцями. Матеріал допускає короткочасну роботу без змащення, коефіцієнт сухого тертя 0,05—0,1.

Поверхні тертя ущільнювальних кілець із вуглецевих матеріалів доводять на скляних і чавунних пригарах алмазними пастами, алмазними порошками або порошками карбиду бору. Шорсткість контактних поверхонь після доводки  $Ra=0,025-0,1$  мкм, неплоскість не більше 0,9 мкм.

Основні фізико-механічні характеристики антифрикційних вуглецевих матеріалів наведені в табл. 29.

Таблиця 29 — Фізико-механічні характеристики антифрикційних вуглецевих матеріалів

Марка матеріалу	Щільність $\rho \cdot 10^{-3}, \text{кг/м}^3$	Модуль пружності $E \cdot 10^{-4}, \text{МПа}$	Коефіцієнт температурного розширення $\beta \cdot 10^6, \text{K}^{-1}$	Коефіцієнт теплопровідності $\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	Твердість	Межа міцності, МПа	
						при стисканні	при згинанні
1	2	3	4	5	6	7	8
Обпалений вуглеграфіт: 2П-1000Ф	1,7	1,4	6,0	90	70-75 за Шором	160-170	60-70
АО-1500-СО5	2,7-3,0	1,7	6,5-8,5	100	70-75 за Шором	250-280	100-120
АО-1500-Б83	2,6-2,9	1,7	5-6	100	70-72 за Шором	250-270	90-100
Хіманіт-Т	1,9	—	0,1	58	—	130-170	32-38
Графітований вуглеграфіт:							
АГ-1500-СО5	2,5-3,1	1,35	6-8	200	65-70 за Шором	150-160	60-75
АГ-1500-Б83	2,4-2,8	1,35	5-6	200	70-72 за Шором	140-150	—
Силіційний графіт:							
СГ-М	2,2-2,4	9,7	4,6	140-200	HRC 50	180	60
СГ-Г	2,5	9,5	4,6	100-120	HRC 70	300	100
СГ-П	2,4	12,7	4,2	150-175	HRC 75	420	110
ГАКК 55/40	2,2-2,4	—	3,9	140	HRC 50	120-180	34-62

Продовження таблиці 29

1	2	3	4	5	6	7	8
БГС-30	—	6	5,7	60	—	150	25
БГС-60	—	8,9	6,0	40	—	500	34
Карбід вольфраму ВК6	14,8	55	5,6	70	HRA 87	500	—
Мінералокераміка ЦМ-332	2,9	38	8,5	30	HRA 90	400	320
Сталь:							
40X18	7,7	21	11	29	HB 50	—	—
95X18	7,7	23	11	25	HB 50	—	—
14X17H2	7,7	21	10,5	—	HB 35	—	—

При виборі пар тертя необхідно враховувати зношення їх при роботі.

Знос — процес поступової зміни розмірів тіл при терті, що виявляється у відділенні з поверхні тертя матеріалу і (або) його залишкової деформації (ГОСТ 16429–70).

Зношення — результат процесу зносу, його кількісне вираження. За показники зносу беруть: лінійне зношення  $U$  — висоту зношеного шару матеріалу (резус вузла тертя визначається гранично допустимим лінійним зношенням), *мкм*; інтенсивність зношування  $i=U/L$  — відношення лінійного зношення до шляху, на якому відбувалося зношення; швидкість зносу  $v=U/t$  — відношення лінійного зношення до часу зношення, *мкм/г*.

При малих швидкостях руху, приблизно до 1 м/с, досить якісне ущільнення досягається застосуванням манжет. Матеріалами для виготовлення манжет можуть бути шкіра, маслостійка гума і пластмаси. Для валів мішалок в апаратах, які працюють при температурі не вище 90°C, застосовуються гумові манжети.

Найменшого зношення і тертя зазнають манжети з мінімальними розмірами робочої поверхні тертя, що стає особливо помітним при підвищенні тиску робочого середовища. Це пояснюється тим, що натискання манжети на поверхню тертя пропорційно тиску на бокову поверхню манжети. Виходячи з цього, для манжет, що працюють при високому тиску, прагнуть скоротити до мінімуму висоту робочого краю.

Сила тертя у манжетному пластмасовому ущільненні визначається:

а) при ущільненні Ш–твірними манжетами:

$$T=\pi Dhzpf; \quad (6.21)$$



б) при ущільненні шевронними манжетами:

$$T = \pi D h l p f, \quad (6.22)$$

де  $T$  — сила тертя;  $D$  — діаметр циліндра;  $h$  — висота активної частини манжет;  $l$  — довжина ущільненої поверхні;  $z$  — число манжет;  $p$  — тиск ущільненого середовища;  $f$  — коефіцієнт тертя ущільнювального матеріалу.

У деяких конструкціях торцевих ущільнень використовують манжети з нержавіючих сталей. Вони здатні працювати як при дуже низьких, так і при високих температурах середовища, маючи задовільну пружність, відносно стабільне тертя на валу, велику міцність.

Усі манжетні ущільнення мають один загальний недолік, який полягає в тому, що при забрудненні контактної поверхні різними солями, іржею і т.п. вони здатні втратити рухливість в осьовому напрямку і ущільнення не буде. Наявність зазначених факторів викликає труднощі при визначенні сили тертя в контактній парі.

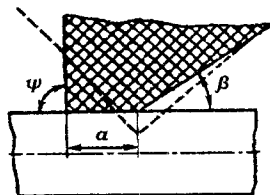


Рисунок 36 — Губка манжети

При виборі ущільнювальних елементів необхідно пам'ятати, що вони повинні бути досить гнучкими, щоб йти за валом, і досить жорсткими, щоб не було проривів середовища від дії навантажень. Практика свідчить, що задовільно працюють манжети, губка яких є зрізаним конусом. Важливе значення має співвідношення кутів між переднім краєм губки і валом, між заднім краєм губки і валом. Особливо важливо правильно вибрати кут з боку ущільнювальної рідини. На рис. 36 показано розміщення губки манжети до і після встановлення на вал. Під впливом навантажень у місці з'єднання манжети з валом утворюється контактна циліндрична поверхня, ширина якої  $a$ , в залежності від навантаження, властивостей матеріалу і конструкції губки становить приблизно 0,2—1,0 мм але в результаті припрацювання і зношення може зростати в декілька разів. Пропонується губку проектувати так, щоб кут  $\psi$  був більшим від кута  $\beta$ . Дуже важливо правильно вибрати геометричні параметри манжети.

Співвідношення зовнішнього діаметра  $D$  і діаметра отвору в корпусі (рис. 37) повинно бути таким, щоб можна було забезпечити герметичність у місці з'єднання манжети з корпусом. Для манжет з каркасом рекомендується перевищення діаметра  $D$  порівняно із діаметром отвору на 0,1—0,13 мм. Отвір у корпусі розточується і обробляється

до чистоти, що відповідає 6—7. Якщо обробка до такої чистоти утруднена, рекомендується використовувати ущільнення з гумовим покриттям по зовнішньому діаметру. При проектуванні отвору слід передбачити західну фаску, щоб уникнути ушкоджень при збиранні.

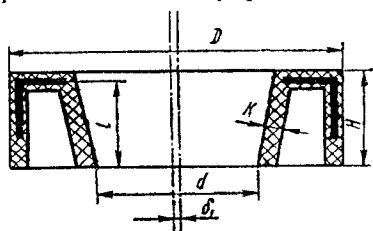


Рисунок 37 — Конструкція манжети.

$D$  — зовнішній діаметр;  $d$  — внутрішній діаметр;  $H$  — ширина ущільнення;  $K$  — товщина виступної частини манжети;  $L$  — товщина губки відносно зовнішнього діаметра манжети

$H$ , як правило, становить 6—12 мм, ширина комбінованих манжет і манжет більших діаметрів може досягати 20—30 мм. Величина консольної частини манжети  $l$  і товщина конічної частини  $K$  визначають контактний тиск від вигину профілю при монтажі на вал із натягом. Із збільшенням  $D$  і  $l$  зростає площа, на яку діє тиск рідини.

Ексцентриситет губки  $\delta_1$  відносно зовнішнього діаметра манжети  $D$  може досягати 0,2—0,5 мм і виникає як технологічний дефект при недосконалості прес-форми чи складанні ущільнювального елемента в каркасі. Наявність ексцентриситету губки несприятливо позначається на роботі манжети, тому що в деяких випадках він може підсумовуватися з ексцентриситетом отвору в корпусі відносно осі вала.

За конструкцією ущільнювального елемента манжети можуть бути поділені на три типи: 1) неармована манжета, закріплена між деталлю і корпусом; 2) манжета з ущільнювальним елементом, замкненим у спеціальний металевий каркас (каркасна манжета); 3) манжета з армованим вулканізованим кільцем (армована манжета).

За утворенням притискної сили манжети ущільнення поділяють також на три групи: 1) манжети, в яких радіальні зусилля утворюються внаслідок пружних властивостей самого ущільнювального елемента; 2) манжети, в яких радіальні зусилля утворюються за рахунок де-

Внутрішній діаметр манжети  $d$  до встановлення на манжету пружини повинен бути трохи меншим за діаметр вала, який виконується, як правило, за II—III класами точності. Рекомендований натяг по валу коливається в межах від десятих часток міліметра до 3—4 мм по діаметру залежно від розмірів вала, розмірів  $K$ ,  $L$ , а також міцності і пружності матеріалу ущільнювального елемента.

Ширина однокромкової манжети

формації браслетної пружини і пружності ущільнювального елемента; 3) манжети, в яких радіальні зусилля утворюються за рахунок деформації пелюсткової (пальчикової) пружини і пружності ущільнювального елемента.

На практиці іноді застосовуються комбіновані манжети, які мають ознаки деяких типів і груп (рис. 38). До комбінованих ущільнень можна віднести будь-яке манжетне ущільнення, яке має більше ніж дві зони контакту з валом. Комбіновані ущільнення можуть складатися із з'єднаних разом чи розділених спеціальними кільцями армованих манжет.

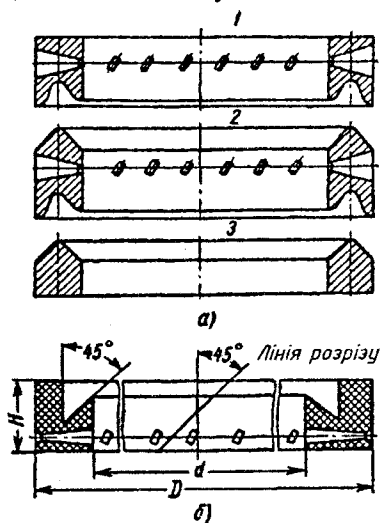


Рисунок 38 — Комплект комбінованих ущільнювальних манжет:

- а — шевронного профілю: 1 — натискне кільце; 2 — ущільнювальне кільце (манжета); 3 — упорне кільце;
- б — прямокутного профілю

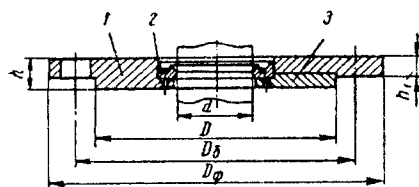
Широке застосування знаходять армовані манжети з двома ущільнювальними краями, а також каркасні манжети з двома або трьома ущільнювальними елементами, розміщуваними попереду основного елемента, тобто з боку ущільненої порожнини. Такі ущільнення використовуються в особливо важливих вузлах, де витікання «абсолютно» недопустимі (ущільнення легкозаймистих, вибухонебезпечних, токсичних речовин), або у вузлах, які працюють при високих швидкостях і температурах. При виборі комбінованого ущільнення необхідно враховувати таке: якщо обидва елементи не можуть мати достатнього змащування, то перевага віддається використанню двох одиночних

ущільнень, утворивши між ними проміжок, який повинен бути заповнений мастилом.

Для вертикальних валів перемішувальних пристроїв застосовують ущільнення манжетні.

Рисунок 39 — Ущільнення манжетні для вертикальних валів перемішувальних пристроїв:

- 1 — фланець; 2 — манжета; 3 — диск (тільки для виконання 2)



Таблиця 30 — Конструктивні розміри комбінованих манжет і кілець

Діаметр		Висота $H$	Діаметр		Висота $H$
зовнішній $D$	внутрішній $d$		зовнішній $D$	внутрішній $d$	
40	21	18	215	185	27
48	30	18	220	175	20
85	65	15	230	198	27
95	65	17	240	190	25
105	79	26	255	225	30
125	96	24	260	230	30
130	85	20	275	250	25
135	110	25	280	240	30
150	110	30	300	250	35
155	130	26	320	290	30
160	133	27	349	317	32
165	133	31	375	335	32
170	140	27	390	340	40
175	135	20	420	380	32
180	150	27	440	400	40
190	160	17	480	440	40
205	175	30	545	504	36
210	170	25			

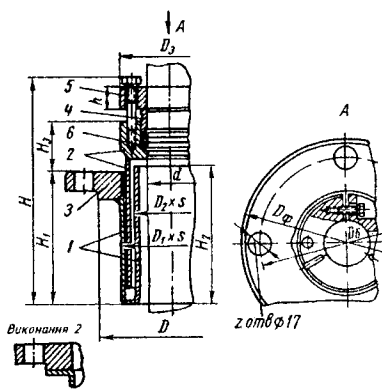


Рисунок 40 — Затвор гідравлічний для вертикальних валів перемішувальних пристроїв:

1 — корпус; 2 — стакан; 3 — фланець; 4 — втулка; 5 — водило; 6 — набивання й кріпильні деталі

Таблиця 31 — Параметри ущільнень манжетних для вертикальних валів перемішувальних пристроїв (за МН 5869—66)

$d$	$H$	$h_1$	Маса, кг
мм			
40	20	22	2,66
50			3,32
65			4,25
80			5,18
95	22	14	6,35
110			8,6
130			9,5

Для апаратів, що працюють під наливом, застосовують гідравлічні затвори (рис. 40). Для заповнення затвора рідину підбирають залежно від робочого середовища в апараті. На рис. 40 і в табл. 32 наведені основні рекомендовані розміри ущільнення за МН 5870–66.

Таблиця 32 — Параметри затворів гідравлічних для вертикальних валів перемішувальних пристроїв (за МН 5870–66)

$d$	$D_1 \times s$	$D_2 \times s$	$D_3$	$H$	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$h$	$D_\Phi$	$D_6$	$D$	$z$	Маса, кг
мм													
40	89×4	57×3,5	85	200	120	125	45	20	185	150	128	4	6,5
50	108×4	76×4	100	240	150	155	205		170	148	9,0		
65	133×4	89×4	120	260	170	180	235		200	178	13,0		
80	159×4,5	108×4	140	300	200	205	50	25	260	225	202	8	19,0
95	194×4	133×4	160	320	220	230			290	255	232		23,7
110			180	355	245	250			315	280	258		38,3
130	219×6	159×4,5	200	385	270	275	60	32	340	305	282	47,6	

Примітки:

- 1 Затвори повинні виготовлятися у двох виконаннях: 1 — для апаратів з вуглецевої сталі; 2 — для апаратів із корозійностійкої і двошарової (з корозійностійким шаром) сталі.
- 2 Матеріал: для виконання 1 — вуглецева сталь; для виконання 2 — металеві деталі, що стикаються із середовищем, — корозійностійка сталь, інші, так само, як і для виконання 1

### 6.4 З'єднання валів (муфти)

Для з'єднання валів мішалки з валом привода застосовують муфти, які можуть бути жорсткими або пружними. Бажано, щоб з'єднання було пружним, тому що в цьому випадку пом'якшуються удари при передачі крутного моменту з вала привода на вал мішалки.

Дискова муфта є жорсткою. Вона проста у виготовленні й забезпечує співвісність обох частин вала. Розміри напівмуфти показані на рис. 42 і в табл. 33.

Втулкова пружна муфта є більш докраною. Масло під тиском ( $>9,81 \cdot 10^5$  Па, тобто  $>10$  кгс/см<sup>2</sup>) нагнітається по каналах між точно обробленими поверхнями стику цапф валів і сполучної втулки. Тиск масла викликає пружну деформацію втулки, а осьові сили  $P_d$  (від іншого сервомотора), що діють одночасно на вали, приводять до осьового переміщення цих валів щодо

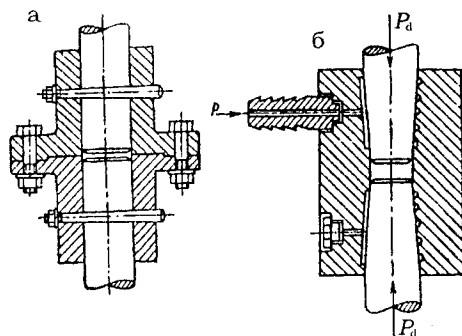


Рисунок 41 — Способи з'єднання валів мішалок: а — дискова муфта; б — пружна втулкова муфта

втулки. Після зниження тиску масла сили пружності матеріалу втулки приводять до сильного затиснення її на цапфах валів. Так утвориться тверде з'єднання, що дозволить передавати величезні крутні моменти.

Таблиця 33 — Параметри півмуфти фланцевої

Габарит півмуфти	Виконання	Застосов-ність у при-водах	$d$	$D$	$D_1$	$d_0$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$n$	$t$	$L$
1	1	11-1	40	190	150	80	90	90	80	13	6	21,25	110
	2		50			90	110					26,25	
2	1	41-1	50	220	180	90	110	120	105	17	6	26,25	110
	2		65			120	140					34,18	140
3	1	11-2	65	260	220	120	140	150	135	17	6	34,18	140
	2	11-3	80			160	180					41,65	170
	3	41-3	95			49,65							
4	1	41-3	95	340	280	160	180	180	165	21	6	49,65	170
	2		110			190	220					56,28	210
5	1	11-4	110	380	325	190	220	210	190	21	8	56,28	210
	2		130			230	270					66,4	250

Примітка. Усі розміри наведені в мм

Продовження таблиці 33

Габарит півмуфти	Виконання	$l$	$l_1$	$l_2$	$b$	$b_1$	$r$	$r_1$	$r_2$	$c$	$c_1$	Маса, кг	Застосовність
1	1	22	55	26	10	5	8	3	0,5	2,5	1	6,7	
	2				12							7,9	
2	1	25	55	26	12	5	8	3	0,5	2,5	2	9	
	2		70	32	16							13,2	
3	1	28	70	32	16	5	10	5	0,5	2,5	2	16,1	
	2		85	38	20				0,8			25,3	
	3				22				23,2				
4	1	32	85	38	22	10	12	5	0,8	4	2	31,5	
	2		105	42	25							44,4	
5	1	36	105	42	25	10	12	5	0,8	4	2	50,6	
	2		125	48	28							72,8	

Примітка. Усі розміри наведені в мм

Для жорсткого з'єднання вихідного вала мотор-редуктора з перемішувальним валом пристрою або вала мішалки із проміжним валом при будь-якому числі проміжних опор застосовують поздовжньо-рознімну муфту, виготовлену відповідно до ОСТ 26-01-1227-75, показаного на рис. 43.

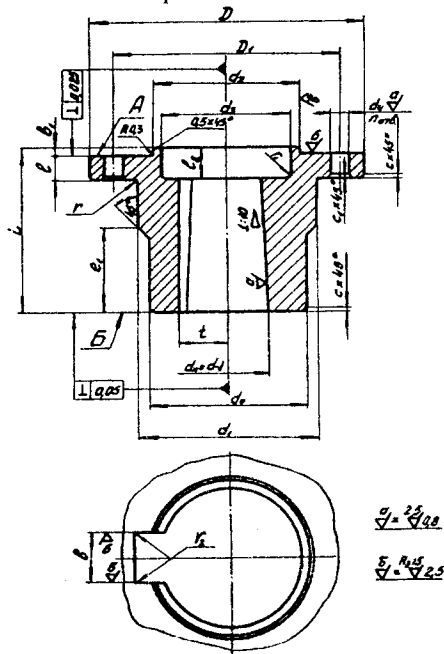


Рисунок 42 — Півмуфта фланцева (дискова)

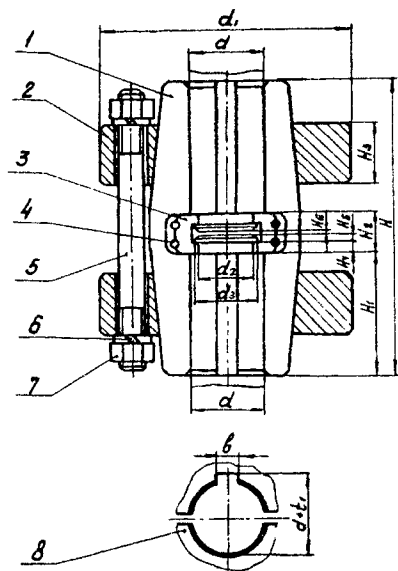


Рисунок 43 — Поздовжньо-рознімна муфта:  
1 — півмуфта; 2 — фланець; 3 — вкладиш; 4 — кільце; 5 — шпилька за ГОСТ 11769-66; 6 — шайба за ГОСТ 6402-70; 7 — гайка за ГОСТ 5915-70; 8 — півмуфта

Муфта складається (рис. 43) з корпусу 1 (утвореного двома половинами), накидних фланців 2 і шпильок 5 із шайбами й гайками. Кінці з'єднувальних валів мають кільцеві проточки, на які надягнуто розрізне кільце 3; половинки його скріплюються двома пружинами 4. Зверху надягнуті на шпонці половини корпусу; після затягування шпильок фланців утворюється жорстке з'єднання валів. Дані й умовні позначення муфти наведені в табл. 34.

Для з'єднання вихідних валів мотор-редуктора з валом мішалки при двох проміжних опорах застосовують зубчасті муфти, виготовлені за МН 5872-66 і показані на рис. 44.

Таблиця 34 — Параметри поздовжньо-розрізної муфти за ГОСТ 26-01-1227-75

$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$H$	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$H_5$	$H_6$	$b$	$d+t_1$	Крутний момент, кгс·м, не більше	Маса, кг
30	100	23	28	120	50	16	16	4	3	2	8	33,3	18	3,90
40	115	32	38	140	58	20	20	5	4		12	43,3	40	5,50
50	130	42	48	170	70	24	24	6	5		14	53,8	63	8,38
65	160	55	62	230	97	30	30	8	6		18	69,4	160	16,25
80	185	70	78	260	109	39	36	10	8	3	22	85,4	300	24,90
95	220	82	92	290	124		40				25	100,4	400	40,25
110	280	98	108	360	154	47	45	28	120,4		1200	58,30		
125	300	110	123				50	12	10		32	136,4	1600	75,02

Примітки:  
 1 Розміри наведені в мм.  
 2 Приклад умовного позначення муфти поздовжньо-розрізної для вала  $d=50$  мм: муфта 50 ГОСТ 26-01-1227-75

Таблиця 35 — Геометричні параметри муфт зубчастих для з'єднання вертикальних валів у приводах перемішувальних пристроїв (за МН 5872-66)

$d$	$D$	$D_1$	$D_2$	$H$	$H_1$	$h$	$b_{ш}$	$d+t_1$	$M_k^*$ , $H_M$	Маса, кг
мм										
30	105	58	48	105	40	7	10	33,3	180	2,83
32**								35,3		2,7
40	115	70	58	132	52		12	43,3	500	4,27
42**								45,3		4,07
50	140	85	75	162	65	8	14	53,8	1000	7,75
65	170	100	90	205	85		18	69,4	1800	13,2
80	195	120	110	255	105	12	22	85,4	4000	21,2
95	215	135	130	290	120	14	25	100,4	6300	27,9

Примітки:

1 Матеріал — вуглецева сталь і чавун (кришка 3).

2 У комплект муфти входять: 1 — обойма зубчаста; 2 — втулка зубчаста; 3 — кришка; 4 — ущільнення манжетне гоме; 5 — прес-маслянка й кріпильні деталі.

3 Шпонка за ГОСТ 8788-68.

\*  $M_k$  — найбільший крутний момент.

\*\* Тільки для приводів з гідромотором

Муфта складається (рис. 44) із зубчастої обойми 1, укріпленої шпонкою на валу мотор-редуктора, і зубчастої втулки 2, що насаджена на шпонку на проміжному валу. Зуби втулки входять у западини обойми. Муфта передає крутний момент, але не з'єднує вали жорстко по осі. Габаритні розміри основних деталей, що рекомендовані, наведені в табл. 35.



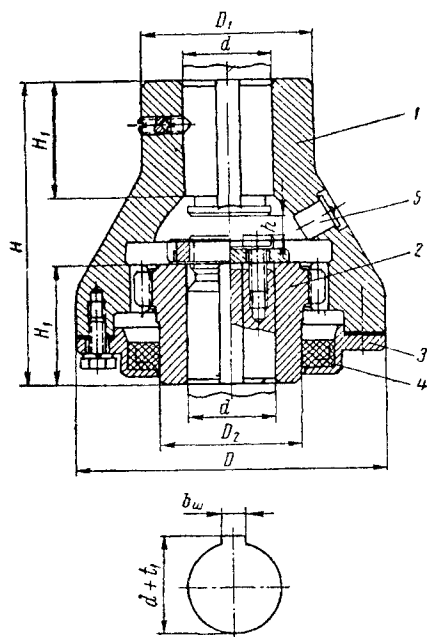


Рисунок 44 — Муфти зубчасті для з'єднання вертикальних валів приводів перемішувальних пристроїв:

1 — обойма зубчаста; 2 — втулка зубчаста; 3 — кришка; 4 — ущільнення; 5 — маслянка

## 6.5 Приводи механічних перемішувальних пристроїв

Для приведення в обертання мішалок у хімічній промисловості використовують приводи, до складу яких входять пристрій, за допомогою якого потужність із приводного двигуна передається на вал мішалки при одночасному зниженні числа обертів, і приводний двигун.

Крім того, застосовується гідравлічний привід, у якому як рушійна сила використовується подавана під тиском рідина (масло).

У промисловості здебільшого використовуються сучасні стандартні приводи, у яких використовуються багатообертові двигуни й типові механічні редуктори.

У хімічних апаратах приводи, як правило, встановлюють на кришках (днищах) або на спеціальних балках, або рамах.

У сучасних приводах застосовуються різні способи й пристрої для передачі потужності.

Найбільш прості пасові передачі знайшли застосування у приводах завдяки низькій вартості. Використовують такі передачі з електродвигунами малої й середньої потужності при числах обертів від 500 до 1500 об/хв. Передаточне відношення в такого типу передач, як правило, не повинне перевищувати 1:10. Серйозним недоліком пасових передач є необхідність строго паралельного розміщення обох валів. К.к.д. таких передач коливається в межах 0,42—0,98. Для зменшення відстані між шківками рекомендується застосовувати клинопасові передачі. Залежно від умов роботи привода використовуються шківки з одним або декількома ремнями. Передачі такого типу застосовують, як правило, для швидкохідних мішалок.

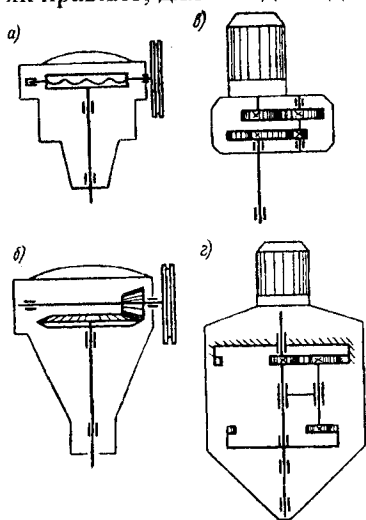


Рисунок 45 - Кінематичні схеми приводів мішалок:

а — черв'ячний редуктор; б — привід з конічною зубчастою парою; в — привід із зубчастою передачею; г — привід з подвійною планетарною передачею

Для одержання більш компактного привода при великих потужностях застосовують зубчасті передачі. Передаточне число для зубчастих передач коливається в досить широкому діапазоні: від шести для одноступінчастої й приблизно до семидесяти для триступінчастої. Передачі із числом ступенів більше трьох, як правило, не застосовуються.

Черв'ячні передачі застосовують у тих випадках, коли вали мішалки й двигуна лежать у перпендикулярних площинах. Черв'ячні приводи, як і конічні, донедавна широко використовувалися в апаратах із перемішувальними пристроями, але останнім часом їх заміняють на приводи із планетарними редукторами. У цей час випускаються планетарні приводи В; ВД; МПО. Вони компактні, надійні в роботі, мають високий к.к.д. і застосовуються в значному діапазоні чисел обертів і потужностей. Але ці

приводи не дають можливості змінювати число обертів мішалки під час роботи, що є істотним їх недоліком.

Зміна числа обертів мішалки необхідна у багатьох випадках: при зміні консистенції маси, що перемішується, при відпрацюванні нового, ще не вивченого процесу, а також коли режим перемішування

повинен змінюватися в часі. Приводи мішалок у вибухонебезпечних цехах постачають вибухобезпечними електродвигунами. У приміщеннях, що містять особливо вибухонебезпечні речовини, встановлення електродвигунів іноді взагалі виключається. Двигун доводиться виносити в сусіднє вибухобезпечне приміщення, передача здійснюється за допомогою горизонтального вала, що проходить через стіну, що розділяє приміщення. Вал у стіні ущільнюють сальником.

Перспективне застосування для мішалок гідравлічних двигунів. Вони вибухобезпечні й витримують перевантаження. У випадку перевантаження гідродвигун зменшує свої оберти, у той час як електродвигун може вийти з ладу.

Приводи мішалок, наприклад, мотор-редуктор (рис. 46), установлюють на стояк, що, у свою чергу, кріплять до апарата, для чого до його кришки приварюють «платики» (товсті пластини). Стояки роблять чавунними або сталевими звареними. При конструюванні додаткових підшипників для вала мішалки й стояків під приводи необхідно враховувати, що на мішалки діють значні радіальні зусилля. У швидкохідних мішалках вони виникають в основному за рахунок динамічних навантажень; у громіздких тихохідних, імовірно, з'являються внаслідок хвилеутворення в рідині. У тому випадку, коли подібні важконавантажені вали приєднували безпосередньо до привода, найчастіше відбувалися поломка вала, швидке зношування підшипників привода або вихід з ладу сальника, що, як правило, не розрахований на радіальні навантаження. Для поліпшення умов роботи вала мішалки встановлюють кінцевий підшипник (підп'ятник) або проміжні підшипники у верхній частині вала. Проміжні підшипники встановлюють усередині стояка, внаслідок чого висота її значно збільшується. Однак у багатьох випадках доцільно збільшити габарити апарата, щоб забезпечити нормальну роботу перемішувального пристрою.

При високих робочих тисках в апараті з мішалкою, великих діаметрах вала й високих числах обертів застосування сальникових ущільнень вала стає неможливим через велику вартість сальника й допоміжних пристроїв і значних втрат потужності, що виникають внаслідок тертя в сальнику. У цих випадках можна використати асинхрон-

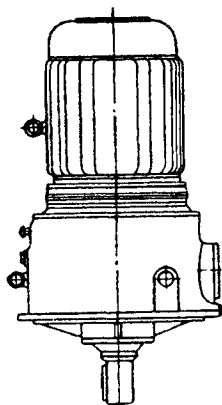


Рисунок 46 — Мотор-редуктор МПО-2

ний екранований електричний двигун (так званий герметичний привід). Екранований електричний двигун, вбудований в апарат, утворить його складову частину й тому може застосовуватися практично при

будь-якому тиску. Приводи цього типу працюють при великих числах обертів.

Екранований двигун є модифікованим асинхронним двигуном змінного струму, причому в зазорі між статором і ротором вбудована тонкостінна екрануюча гільза, що герметизує порожнину апарата. Магнітний потік, створюваний статором, проникає через цю гільзу. Гільза розрахована на тиск  $9,81 \cdot 10^5 - 24,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , тобто  $10 - 25 \text{ кгс/см}^2$ . Якщо тиск в апараті вищий, то із зворотного боку гільзи утворюється відповідний протитиск за допомогою інертного газу або масла. У цьому випадку статор двигуна, що знаходиться в кожусі, обладнаний додатковою охолоджувальною сорочкою.

На рис. 47 показаний вибухобезпечний привід реактора для сульфування бутіленів у рідкій фазі. Цей процес відбувається зі значним виділенням тепла, тому реактор, обладнаний теплообмінником, і вимагає мішалки для інтенсивного перемішування. Привід

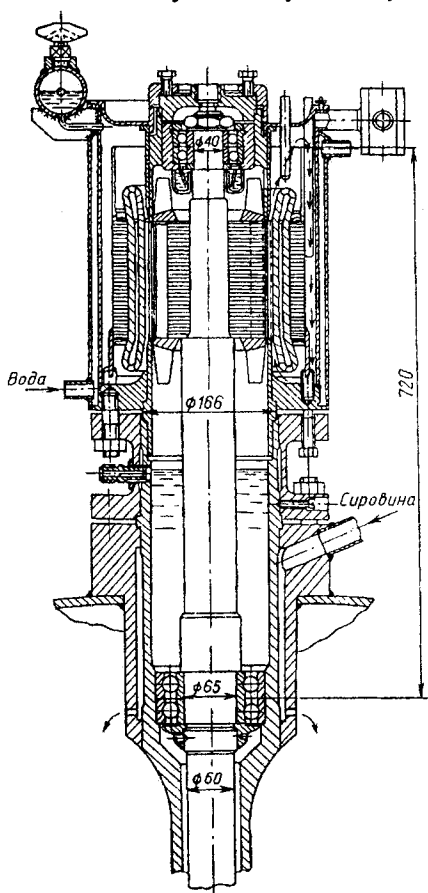


Рисунок 47 — Герметичний привід з екранованим двигуном (7 кВт, 1450 об/хв)

виготовлений у СРСР при використанні двигуна А-52. Потужність привода становить 7 кВт, а швидкість обертання 1450 об/хв. Екранувальна гільза розрахована на різницю тисків  $9,81 \cdot 10^5 \text{ Па}$  ( $10 \text{ кгс/см}^2$ ). Статор охолоджується за допомогою масляного термосифона й водяної сорочки. Коефіцієнт теплопередачі від статора до води (через масло й стінку)  $k = 163 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ , або  $140 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°С)}$ . Змашен-

ня здійснюється продуктами реакції, що надходять через кришку при- вода.

Герметичні приводи з екранованим електродвигуном були успішно перевірені в промислових умовах при тисках до  $29,5 \cdot 10^6$  Па (300 кгс/см<sup>2</sup>). Приводи цього типу відкривають перспективи створення нової галузі апаратобудування, що не знає обмежень при використанні високого тиску й більших швидкостей обертання робочого механізму.

У тих випадках, коли перемішування потрібно робити дуже рідко (наприклад, коли необхідно скаламутити осад у якому-небудь резервуарі), застосовують легкі переносні мішалки, які кріпляться на краю люка апарата за допомогою струбцини.

Перемішування можна робити також і шляхом барботажу стисненого повітря або пари. Перевагами цього методу є простота й відсутність електропривода, а недоліком — мала ефективність. Здійснюють перемішування й шляхом циркуляції рідини за допомогою відцентрових насосів. Для циркуляції застосовують як заглибні насоси, так і встановлені окремо від апарата. Інтенсивність перемішування в цьому випадку оцінюється кратністю циркуляції, тобто відношенням продуктивності насоса до об'єму апарата.

## 6.6 Двигуни

Асинхронні короткозамкнені електродвигуни є найбільш популярним типом привідних двигунів малої й середньої потужності внаслідок їх простої конструкції, міцної конструкції ротора й низької вартості. Недолік цих двигунів — великий пусковий струм при прямому приєднанні до мережі, який у 5—7 разів перевищує значення номінального струму. Виходячи з цього, існують інструкції, що обмежують підключення двигунів цього типу до мережі. Відповідно до інструкцій застосування двигунів цього типу допускається лише тоді, коли при пуску споживана потужність не перевищує 1/3 потужності, що підведена до трансформатора.

Якщо необхідно знизити значення пускового струму, пуск здійснюється з перемиканням статора із зірки на трикутник. В окремих випадках для пуску можна користуватися автотрансформатором.

Зазначеного недоліку не мають асинхронні кільцеві двигуни, для яких пусковий струм не перевищує двократного значення номінального струму.

Число обертів у двигунах обох типів регулюється в такий спосіб: 1) зміною частоти струму; 2) зміною числа полюсів у статорі; 3) застосуванням опору в ланцюзі ротора.

Зміна частоти струму вимагає додаткового перетворювача, тому першим методом як неекономічним користуються рідко. Найчастіше застосовується другий метод. Виготовляються асинхронні двигуни з числом полюсів у статорі, які перемикаються, що дозволяє одержати кілька швидкостей обертання двигуна, що змінюються, однак стрибкоподібно. Плавне регулювання числа обертів може бути досягнуто зміною опору в ланцюзі ротора. Оскільки крутний момент асинхронного двигуна залежить від величини напруги у квадраті, а момент опору мішалки пропорційний квадрату числа її обертів, існує пряма залежність між числом обертів мішалки й опором у ланцюзі ротора. Цей спосіб, однак, неекономічний, тому що він призводить до різкого зниження *к.к.д.* двигуна. Крім того, такий метод регулювання не може застосовуватися при невеликих навантаженнях, тому що в асинхронних двигунах важко в цьому випадку домогтися значного зниження числа обертів.

При виборі електропривода необхідно враховувати особливості пускового періоду.

Пусковий режим в апаратах із перемішувальними пристроями являє собою сукупність взаємозалежних і перехідних електромеханічних процесів, що одночасно відбуваються у двигуні, й гідродинамічних перехідних процесів в апараті.

У період пуску двигун здійснює роботу з розганяння обертювих деталей привода перемішувального пристрою й рідини в апараті.

Параметри пускового перехідного режиму визначаються характеристиками двигуна й характером зміни обертального моменту на валу перемішувального пристрою.

Обертальний момент на валу перемішувального пристрою залежить від швидкості обтікання рідиною лопат перемішувального пристрою. У період пуску, завдяки інерції рідини, швидкість обтікання лопат перевищує значення швидкості обтікання при сталому режимі, у результаті двигун зазнає підвищених навантажень.

Пускові навантаження особливо значні в апаратах без відбивних перегородок, тому що в них при сталому режимі рідина робить інтенсивний обертальний рух і на розгін рідини необхідно витратити додаткову енергію.

Відбивні перегородки істотно змінюють пускові параметри апаратів із перемішувальними пристроями. В апаратах із перегородками обертний рух рідини практично відсутній, витрата додаткової енергії на розгін рідини незначна, підвищених навантажень на валу перемішувального пристрою при пуску не спостерігається і враховувати їх при виборі електроприводів не потрібно, незважаючи на те, що витрати потужності на перемішування при сталому режимі значно вищі, ніж в апаратах без перегородок.

В асинхронних короткозамкнених двигунах, застосовуваних у приводах апаратів із перемішувальними пристроями у пусковий період через збільшення сили струму, відбувається інтенсивне виділення тепла в обмотках, що може призвести до виходу двигуна з ладу.

Тому тривалість пускового періоду повинна бути обмежена й не перевищувати допустимої тривалості пуску для вибраного двигуна, що залежить від його конструкції, класу ізоляції обмоток, а також від теплового стану двигуна в момент пуску.

Тривалість пускового періоду скорочується при збільшенні потужності двигуна привода, однак при цьому збільшуються габарити, маса й вартість привода, а також зростають втрати електроенергії при сталому режимі за рахунок зниження коефіцієнта потужності ( $\cos \varphi$ ) при роботі недовантаженого двигуна.

Вибір двигуна для привода апаратів із перемішувальними пристроями полягає у визначенні його мінімальної потужності й відповідних пускових характеристик, що забезпечують нормальне проходження перехідних режимів, і виключає перегрів двигуна при пуску.

### **Гідравлічні і пневматичні двигуни**

Гідравлічна система привода мішалок набуває все ширшого застосування, особливо в тих випадках, коли доводиться передавати великі моменти при невеликих числах обертів. Завдяки застосуванню гідравлічного привода відпадає необхідність у знижувальній передачі, що різко знижує вагу й вартість устаткування.

Регулювання числа обертів такого двигуна значно легше, ніж у електричних двигунів. Необхідну швидкість обертання й потужність можна отримати шляхом регулювання витрати рідини, що подається до гідравлічного двигуна.

Діапазон роботи гідравлічних двигунів становить: потужність 3,7—42 кВт при 20—300 об/хв.

Пневматичні двигуни відрізняються тими самими перевагами, що й гідравлічні, однак потужність, що досягається за їх допомогою, нижча. Обидва типи двигунів придатні для роботи в умовах, особливо несприятливих із погляду вибухонебезпечності, що дозволяє відмовитися від застосування дорогих захищених двигунів. Однак вартість експлуатації гідравлічних і пневматичних двигунів вища, ніж електричних.

## 6.7 Нормалізовані вертикальні приводи механічних перемішувальних пристроїв

Найбільшого поширення в хімічних апаратах із перемішувальними пристроями набули винесені індивідуальні приводи зі стандартними електродвигунами й типовими редукторами. Такі приводи нормалізовані й класифіковані на дев'ять основних типів, характеристики яких наведені в табл. 36.

Таблиця 36 — Характеристика нормалізованих вертикальних приводів механічних перемішувальних пристроїв

Номер МН	Тип	Характеристика привода	Потужність, кВт	$n, c^{-1}$ (об/хв)
5855-66	I	З кінцевою опорою, мотор-редуктором типу МПО2 і електродвигуном серій АО2 і ВАО	0,4-100	0,08-1,335 (5-80)
5856-66	II	З однією проміжною опорою, мотор-редуктором типу МПО2 і ВО і електродвигуном серій АО2 і ВАО	0,4-75	0,08-3,00 (5-180)
5857-66	III	З кінцевою опорою низькі, мотор-редуктором типу МПО2 і електродвигуном серій АО2 і ВАО	0,4-100	0,08-1,335 (5-80)
5858-66	IV	З однією проміжною опорою низькі, мотор-редуктором типу МПО2 і ВО і електродвигуном серій АО2 і ВАО	0,4-75	0,08-3,00 (5-180)
5859-66	V	Із двома проміжними опорами, мотор-редуктором типу ВО і електродвигуном серій АО2 і ВАО	1,5-100	2,00-6,67 (120-400)
5860-66	VI	Із двома проміжними опорами низькі, мотор-редуктором типу ВО і електродвигуном серій АО2 і ВАО		
5861-66	VII	Із клинопасовою передачею й електродвигуном серій АО2 і ВАО	1,1-10	6,67-12,5 (400-750)
5862-66	VIII	Із черв'ячним глобоїдним мотор-редуктором і електродвигуном серій АО2 і ВАО		0,133-2,09 (8-125)
5863-66	IX	З аксіально-поршневым гідромотором (з безступінчастим регулюванням швидкості обертання)	5-20	0,02-16,7 (1-1000)



Сфера застосування нормалізованих приводів наведена в табл.37  
(за ОСТ 26-01-1225-75).

Таблиця 37 — Типи приводів і їх призначення за ОСТ 26-01-1225-75

Тип привода	Позначення типу	Виконання	Позначення виконання	Призначення
1	2	3	4	5
Із жорстким з'єднанням вала мотор-редуктора з валом мішалки	1	Високий, для апаратів із консольними валами	1	Для апаратів, надлишковий тиск у корпусі яких не більше $6 \text{ кгс/см}^2$ ( $0,6 \text{ МПа}$ ), із частотою обертання мішалки від 5 до $160 \text{ об/хв}$ ( $0,523-16,8 \text{ рад/с}$ )
		Низький, для апаратів із кінцевими опорами валів мішалок	2	
		Низький, для апаратів із консольними валами й ущільненнями типу ТДПІ за ОСТ 26-01-1243-75	3	
Із вбудованими в мотор-редуктор опорами вала мішалки	2	Для установлення на кришці апарата	1	Для апаратів, надлишковий тиск у корпусі яких не більше $32 \text{ кгс/см}^2$ ( $3,2 \text{ МПа}$ ), із частотою обертання мішалки від 20 до $320 \text{ об/хв}$ ( $2,1-33,4 \text{ рад/с}$ )
		Для установлення під апаратом	2	
З рухомим з'єднанням вала мотор-редуктора з валом мішалки	3	Для апаратів із тиском у корпусі до $32 \text{ кгс/см}^2$ ( $3,2 \text{ МПа}$ ), з кінцевою опорою вала мішалки	1	Для апаратів, надлишковий тиск у корпусі яких не більше $32 \text{ кгс/см}^2$ ( $3,2 \text{ МПа}$ ), із частотою обертання мішалки від 5 до $80 \text{ об/хв}$ ( $0,523-8,39 \text{ рад/с}$ )
		Для апаратів із тиском у корпусі до $16 \text{ кгс/см}^2$ ( $1,6 \text{ МПа}$ ), з кінцевою опорою вала мішалки	2	
		Для апаратів із тиском у корпусі до $32 \text{ кгс/см}^2$ ( $3,2 \text{ МПа}$ ), з ущільненнями типу ТДПІ за ОСТ 26-01-1243-75	3	
		Для апаратів із тиском у корпусі до $16 \text{ кгс/см}^2$ ( $1,6 \text{ МПа}$ ), з ущільненнями типу ТДПІ за ОСТ 26-01-1243-75	4	
Із клинопасовою передачею	4	Для установки на кришці або на днище апаратів	1	Для апаратів, надлишковий тиск у корпусі яких не більше $16 \text{ кгс/см}^2$ ( $1,6 \text{ МПа}$ ), із частотою обертання мішалки від 400 до $750 \text{ об/хв}$ ( $41,8-78,3 \text{ рад/с}$ )

Продовження таблиці 37

1	2	3	4	5
Малогобаритні	5	Швидкохідні, із частотою обертання вала мішалки від 750 до 1500 об/хв (78,3-157 рад/с), з ущільненням сальниковим за ОСТ 26-01-1247-75	1	Для апаратів, надлишковий тиск у корпусі яких не більше 16 кгс/см <sup>2</sup> (1,6 МПа)
		Швидкохідні, із частотою обертання вала мішалки від 750 до 1500 об/хв (78,3-157 рад/с), з ущільненням типу ТДМ за ОСТ 26-01-1243-75 або гідрозатвором за ОСТ 26-01-1242-75	2	
		Тихохідні, із частотою обертання вала мішалки від 16 до 400 об/хв (1,67-41,8 рад/с), з ущільненням сальниковим за ОСТ 26-01-1247-75	3	
		Тихохідні, із частотою обертання вала мішалки від 16 до 400 об/хв (1,67-41,8 рад/с), з ущільненням типу ТДМ за ОСТ 26-01-1243-75 або гідрозатвором за ОСТ 26-01-1242-75	4	
З мотор-варіатором	6	З ущільненням сальниковим за ОСТ 26-01-1247-75	1	Для апаратів, надлишковий тиск у корпусі яких не більше 16 кгс/см <sup>2</sup> (1,6 МПа), з безступінчастим регулюванням частоти обертання вихідного вала в діапазоні від 7 до 70 і від 40 до 400 об/хв (0,733-7,33 і 4,18-41,8 рад/с)
		З ущільненням типу ТДМ за ОСТ 26-01-1243-75 або гідрозатвором за ОСТ 26-01-1242-75	2	

### 6.7.1 Конструкції й основні розміри приводів

Приводи повинні комплектуватися мотор-редукторами типу МП01, МП02 і МР. Застосовність мотор-редукторів залежно від потужності й частоти обертання вихідного вала повинна відповідати табл. 36.

# Привід типу 1

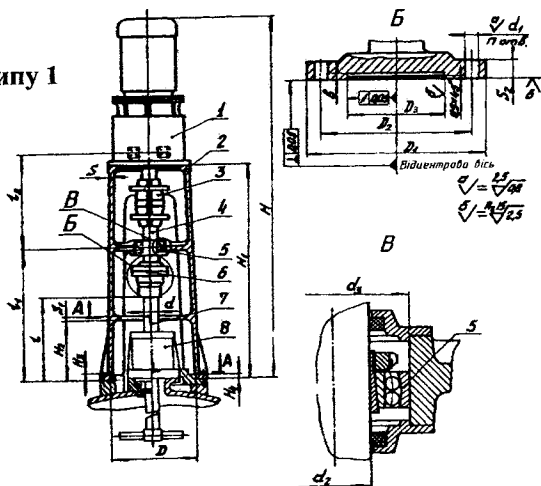


Рисунок 48 — Привід типу 1 виконання 1 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — мотор-редуктор; 2 — стоек; 3 — муфта за ОСТ 26-01-1227-75; 4 — вал проміжний; 5 — підшипник за ГОСТ 8545-57; 6 — півмуфта за ОСТ 26-01-1226-75; 7 — вал мішалки; 8 — ущільнення. Переріз А—А показаний на рис. 51

Таблиця 38 — Застосовність мотор-редукторів залежно від потужності й частоти

Потужність, кВт	Частота обертання вихідного вала, об/хв															
	Позначення мотор-редуктора															
	5	6,3	8	10	12,5	16	20	23	32	40	50	63	80	125	160	
0,75	МП02-15					МП02-10	МП02-10		МП02-10		МП02-10					
1,5	МП02-18		МП02-18		МП02-15				МП02-10		МП02-10	МП02-10		МП01-10	МП01-10	
3,0					МП02-18							МП02-10		МП01-10	МП01-10	
5,5						МП02-18	МП02-18		МП02-15		МП02-15			МП01-15	МП01-15	
7,5		МР3-1600-2	МР3-1600-1						МП02-18		МП02-15	МП02-15		МП01-15	МП01-15	
11,0		МР3-1600-2	МР3-1600-2	МР3-1600-1					МР02-18		МП02-18	МП02-15		МП01-15	МП01-15	
15,0				МР3-1600-2	МР3-1600-2	МР3-1600-1					МП02-18	МП02-18		МП01-18	МП01-18	
18,5				МР3-1600-2	МР3-1600-2	МР3-1600-1								МП01-18	МП01-18	
22					МР3-1600-2	МР3-1600-1	МР2-1600-1							МП01-18	МП01-18	
30						МР3-1600-2	МР2-1600-1	МР2-1600-1						МП01-30	МП01-30	
37						МР3-1600-2	МР2-1600-1	МР2-1600-1	МР2-1600-1							
45							МР2-1600-2	МР2-1600-2	МР2-1600-1		МР2-1600-1			МП01-30	МП01-30	
55								МР2-1600-2	МР2-1600-2		МР2-1600-1	МР2-1600-1		МП01-30	МП01-30	
75									МР2-1600-2		МР2-1600-2	МР2-1600-1	МР2-1600-1	МП01-30	МП01-30	
90											МР2-1600-2	МР2-1600-2	МР2-1600-1			
110												МР2-1600-2	МР2-1600-1			
132													МР2-1600-2			

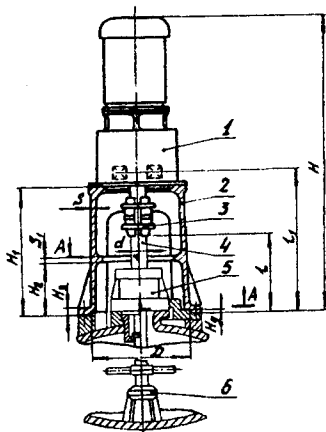
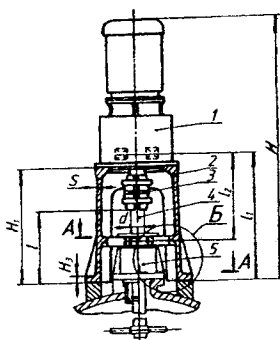


Рисунок 49 — Привід типу 1 виконання 2 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — мотор-редуктор; 2 — стоек; 3 — муфта за ОСТ 26-01-1227-75; 4 — вал мішалки; 5 — ущільнення; 6 — опора кінцева;

Переріз А—А показаний на рис. 51

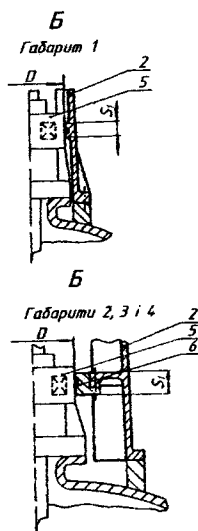


*Вкладыш (поз.6) допускається виготовляти за одне ціле зі стоек*

Рисунок 50 — Привід (тип 1 виконання 3 за ОСТ 26-01-1225-75):

1 — мотор-редуктор; 2 — стоек; 3 — муфта за ОСТ 26-01-1227-75; 4 — вал мішалки; 5 — ущільнення; 6 — вкладыш;

Переріз А—А показаний на рис. 51



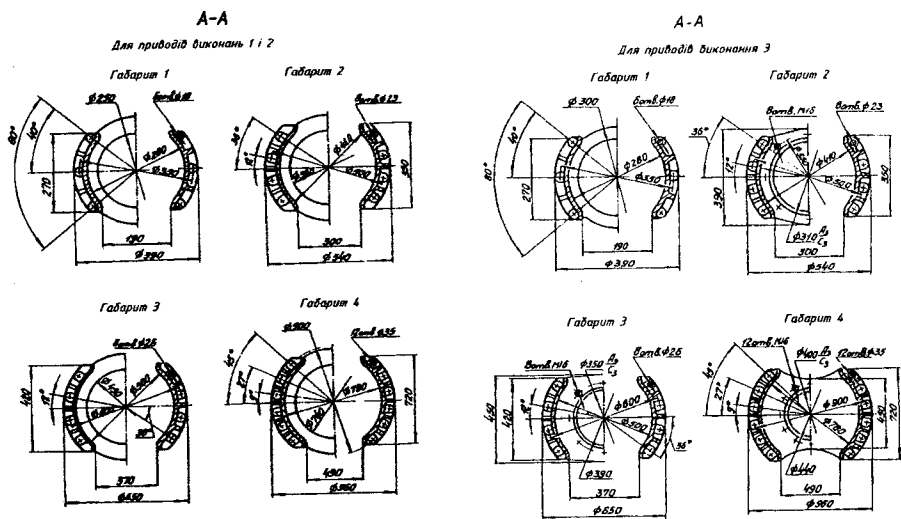


Рисунок 51 — Опорна частина вертикальних приводів перемішувальних пристроїв типу I за ОСТ 26-01-1225-75

Таблиця 39 — Параметри привода типу I виконання I

Габарит привода	Типорозмір мотор-редуктора	$d$	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$S$ , не менше	$S_1$	$S_2$	$l$ , не менше	$l_1$	$l_2$
1	МП01-10	40,	850	300	20	7	14	20	22	320	550	350
	МП02-10	50										
2	МП01-15	65;	1170	350	30	10	16	30	28	380	680	500
	МП02-15	80										
3	МП01-18	80;	1310	400	35	10	18	35	28	380	700	630
	МП02-18	95										
4	МП01-30	110;	1750	450	40	10	20	40	36	400	850	850
	MP2-1600-1											
	MP3-1600-1	130										
	MP2-1600-2											
MP3-1600-2												

Продовження таблиці 39

Габарит привода	Типорозмір мотор-редуктора	$n$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	Маса, кг, не більше	Позначення підшипника за ГОСТ 8545-57
1	МП01-10	6	17	50	120	300	190	150	90	270	11310
	МП02-10										
2	МП01-15	6	17	80	190	430	260	220	150	570	113116Л
	МП02-15										
3	МП01-18	6	17	95	225	560	260	220	150	890	11319Л
	МП02-18										
4	МП01-30	8	21	140	290	320	380	325	210	2700	13528
	MP2-1600-1										
	MP3-1600-1										
	MP2-1600-2										
	MP3-1600-2										

Примітки:  
 1 Розміри наведені в мм.  
 2 Розмір  $H$  зазначений у табл. 42

Таблиця 40 — Параметри привода типу 1 виконання 2

Габарит привода	Типорозмір мотор-редуктора	$d$	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$l$ , не менше	$l_1$	$S$ , не менше	$S_1$	$D$	Маса кг, не більше
1	МП01-10	40	580	350	20	7	390	595	14	20	300	210
	МП02-10											
2	МП01-15	65	720	400	30	10	410	745	16	30	430	436
	МП02-15											
3	МП01-18	80	860	400	35	10	500	885	18	35	560	725
	МП02-18											
4	МП01-30	110	1180	650	40	10	640	1130	20	40	820	2325
	MP2-1600-1											
	MP3-1600-1	130										
	MP2-1600-2											
	MP3-1600-2											

Примітки:  
 1 Розміри наведені в мм.  
 2 Розмір  $H$  зазначений у табл. 42

Таблиця 41 — Параметри привода типу 1 виконання 3

Габарит привода	Типорозмір мотор-редуктора	$d$	$H_1$	$H_3$	$l_1$ , не менше	$l_2$	$S_1$ , не менше	$S_1$	Маса, кг, не більше	
1	МП01-10	50	580	20	390	595	350	14	40	210
	МП02-10									
2	МП01-15	65; 80	720	30	410	745	500	16	50	436
	МП02-15									
3	МП01-18	80; 95	860	35	500	885	630	18	60	725
	МП02-18									
4	МП01-30	110; 130	1180	40	640	1130	850	20	70	2325
	MP2-1600-1									
	MP3-1600-1									
	MP2-1600-2									
	MP3-1600-2	130								

Примітки:

1 Розміри наведені в мм. 2 Розмір  $H$  зазначений у табл. 42

Таблиця 42 — Висота привода виконання 1

Потужність, кВт	Частота обертання вихідного вала, об/хв															
	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	125	160	
	H, мм, не більше															
0,75	1900				1920	1460	1460		1460		1460				1460	1460
1,5	2200		2200		2250	1970			1490		1490				1570	1570
3,0						2340	2340		2060		2060	1540	1540		1920	1590
5,5							2360		2360		2080	2080			1970	1970
7,5		3030	3030								2410	2130			2050	2050
11,0		3080	3130	3080							2410	2130			2100	2100
15,0				3130	3030	3070									2380	2140
18,5				3180	3080	3080									2470	2470
22						3080	3080	3080							2820	2510
30							3130	3200	3200							
37							3180	3230	3230	3230						
45								3270	3270	3270	3080				2900	2900
55									3460	3460	3200	3200			2940	2940
75										3540	3230	3230	3230	3230	3240	3240
90											3270	3270	3270			
110												3460	3460			
132													3540			

Таблиця 43 — Висота приводів виконань 2 і 3

Потужність, кВт	Частота обертання вихідного вала, об/хв															
	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	125	160	
	H, мм, не більше															
0,75	1450					1190	1190		1190		1190				1190	1190
1,5	1750		1750		1470	1520			1220		1220				1300	1300
3,0					1800	1890	1890		1610		1610	1270	1270		1470	1310
5,5							1910		1910		1630	1630			1520	1310
7,5		2460	2460								1960	1680			1600	1600
11,0		2510	2560	2510							2030	2030			1650	1650
15,0				2560	2460	2500									1930	1650
18,5				2610	2510	2510	2510								2020	2020
22						2510	2510	2510							2250	2020
30							2560	2630	2630							
37							2610	2660	2660	2660						
45								2700	2700	2700	2510				2330	2330
55									2890	2890	2630	2630			2370	2370
75										2970	2660	2660	2660		2670	2670
90											2700	2700	2700			
110												2890	2890			
132													2970			

Приклад умовного позначення привода типу 1, виконання 1, габариту 1, з діаметром вихідного вала 40 мм, потужністю 1,5 кВт, із частотою обертання вихідного вала 160 об/хв, що комплектується вибухозахисним електродвигуном:

11-1-40-1,5/160-В

ОСТ 26-01-1225-75.

### Приводи типу 2

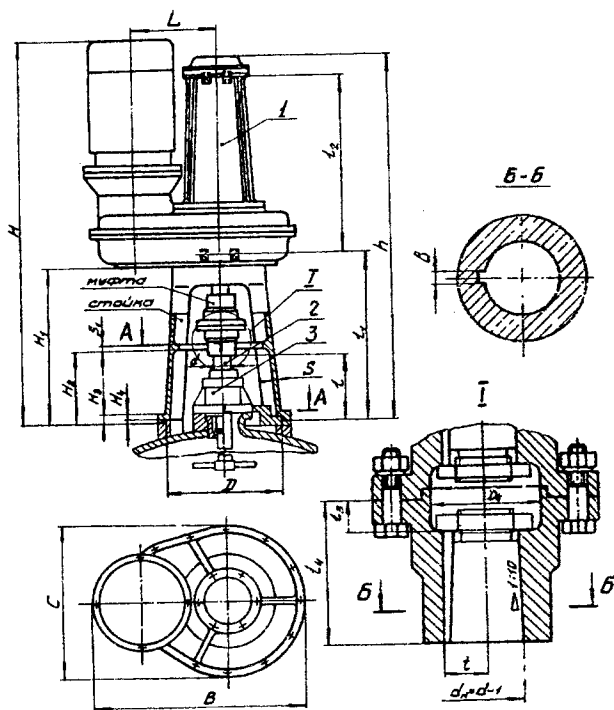


Рисунок 52 — Привід типу 2 виконання 1 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — привід; 2 — вал мішалки; 3 — ущільнення

Переріз А—А показаний на рис. 54



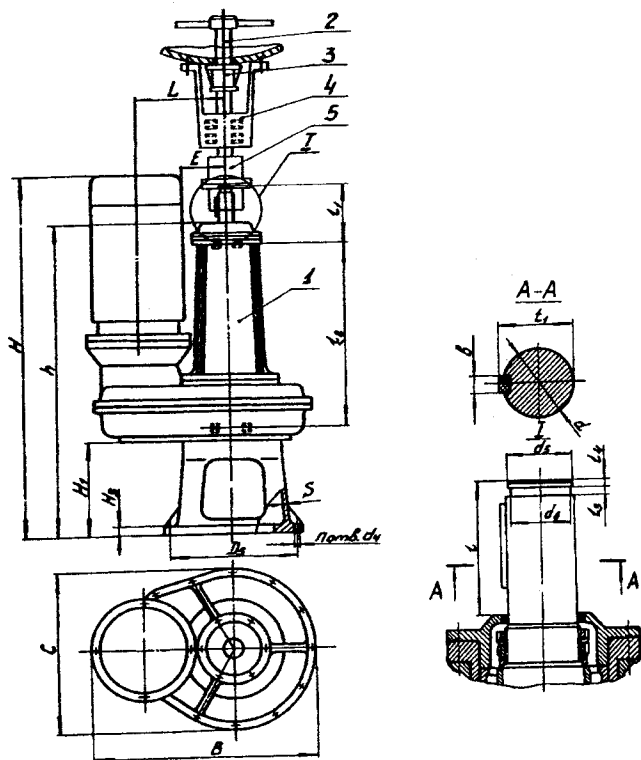


Рисунок 53 — Привід типу 2 виконання 2 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — привід; 2 — вал мішалки; 3 — ущільнення; 4 — стояк; 5 — муфта зубчаста за ОСТ 26-01-1228-75

Переріз А—А показаний на рис. 54.

# А-А

Для приводів виконання 1

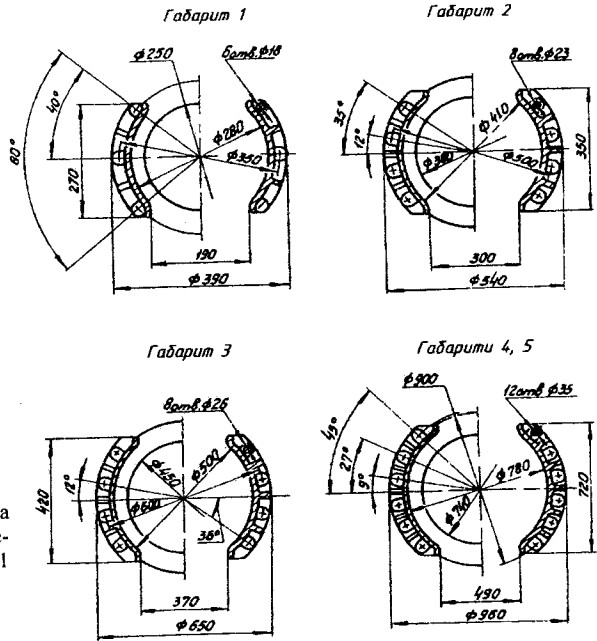


Рисунок 54 — Опорна частина вертикальних приводів перемішувальних пристроїв типу 1 за ОСТ 26-01-1225-75

Таблиця 44 — Застосовність приводів типу 2 залежно від потужності й частоти обертання

Виконання привода	Габарит	Частота обертання вихідного вала, об/хв												
		20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
		Потужність, кВт												
1	1	—	—	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
		—	—	—	—	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
	2	—	3,0	3,0	3,0	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
		—	—	5,5	5,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
1, 2	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	3,0	5,5	7,5	7,5	11,0	15,0	15,0	15,0	15,0	18,5	18,5	22	22
		5,5	—	—	11,0	—	—	18,5	18,5	18,5	22	22	30	30
	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	45
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	45
	4	7,5	7,5	11,0	15,0	—	—	18,5	—	—	30	37	37	55
		11,0	11,0	15,0	18,5	18,5	22	30	37	37	45	45	45	75
	5	—	—	—	—	22	30	—	—	—	45	55	55	90
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	90
	5	15,0	18,5	18,5	22	30	37	37	55	55	75	75	110	—
		18,5	22	22	30	37	45	45	75	75	90	90	132	—
5	22	30	30	37	45	55	55	90	90	110	110	—	—	
	—	—	—	45	—	75	75	—	—	—	—	132	—	

Таблиця 45 — Параметри привода типу 2 виконання 1

Габарит привода	$d$	$B$ , не більше	$C$	$L$	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$h$	$S_1$ , не менше	$S_1$
1	50	575	380	235	630	300	25	7	1150	14	20
	65										
2	65	695	475	280	758	350	30	10	1375	16	20
	80										
3	80	965	780	350	850	400	35	10	1660	18	25
	95										
4	110	1195	940	450	900	450	40	10	2225	20	30
5	130	1325	1265	550	1090	450	40	15	2440	20	30

Примітки: 1 Розміри наведені в мм.  
2 Розмір  $H$  зазначений у табл. 47

Продовження таблиці 45

Габарит привода	$d$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$D$	$D_4$	$t$	$b$	Маса, кг, не більше
1	50	343	645	400	21	105	350	80	26,25	12	308
	65	313			27	135		105	34,18	16	
2	65	390	772	480	27	135	430	105	34,18	16	615
	80	360			33	165		135	41,65	20	
3	80	372	820	800	33	165	560	135	41,65	20	945
	95								49,65	22	
4	110	376	890	1100	32	200	820	165	56,28	25	1950
5	130	382	1020	1300	38	240	820	190	66,4	28	3785

Таблиця 46 — Параметри привода типу 2 виконання 2

Габарит привода	$d$	$B$ , не більше	$C$	$L$	$H_1$	$H_3$	$h$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$
3	80	965	780	350	500	30	1350	180	250	790	10
4	110	1195	940	450	500	35	1720	220	320	1100	12
5	125	1425	1265	550	500	40	1870	290	420	1300	14

Продовження таблиці 46

Габарит привода	$l_4$	$D_5$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$n$	$S$ , не менше	$E$ , не менше	$t_1$	$b$	Маса, кг, не більше
3	8	570	23	78	70	8	18	125	85	22	875
4	10	840	27	98	108	8	20	175	117	28	1880
5	12	930	34	108	122	12	20	275	132	32	3455

Примітки: 1 Розміри наведені в мм.

2 Розмір  $H$  зазначений у табл. 48

Таблиця 47 — Висота привода типу 2 виконання 1

Потужність, кВт	Частота обертання вихідного вала, об/хв												
	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
	$H$ , мм, не більше												
1,5			1250	1290	1290	1190	1190	1250	1250	1290	1190		
3,0	2000	1580	1580	1580	1410	1340	1340	1410	1410	1410	1340	1340	1340
5,5	2070	2030	1640	1600	1600	1580	1580	1640	1640	1600	1580	1410	1410
7,5	2330	2330	2070	2030	1640	1600	1600	1690	1690	1640	1600	1600	1600
11,0	2350	2350	2330	2100	2120	1640	1640	1730	1730	1690	1640	1640	1640
15,0	2450		2350	2350		2170	2120	2120	1880	1730	1690	1690	1690
18,5	2460	2450	2460	2400	2570	2450	2170	2170	1940	1880	1880	1730	1730
22	2500	2460	2500	2450	2605	2605		2170	1980	1940	1940	1840	1840
30		2500	2510	2450	2500	2640	2570		2320	1980	1980	1880	1880
37				2460	2510	2460	2460	2605	2350	2320	2320	1940	1940
45				2500	2580	2500	2500		2400	2350	2350	1980	1980
55						2510	2510	2620	2620	2400	2400	2320	2320
75						2580	2580	2920	2920	2920	2580	2350	2350
90								2960	2960	2960	2620	2400	2400
110											2920	2920	
132											2960	2950	

Таблиця 48 — Висота привода типу 2 виконання 2

Потужність, кВт	Частота обертання вихідного вала, об/хв												
	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
	$H$ , мм, не більше												
1,5													
3,0	1650												
5,5	1720	1680											
7,5	1930	1930	1720	1680									
11,0	1950	1950	1930	1750	1770								
15,0	1860		1950	1950		1820	1770	1770	1530				
18,5	1870	1860	1870	2000	2170	2050	1820	1820	1590	1530	1530		
22	1910	1870	1910	1860	2200	2200		1820	1630	1590	1590	1490	1490
30		1910	1920	1860	1910	2240	2170		1920	1630	1630	1530	1530
37				1870	1920	1870	1870	2200	1950	1920	1920	1590	1590
45				1910	1990	1910	1910		2000	1950	1950	1630	1630
55						1920	1920	2030	2030	2000	2000	1920	1920
75						1990	1990	2330	2330	2330	1990	1950	1950
90								2370	2370	2370	2030	2000	2000
110											2330	2330	
132											2370	2370	

Приклад умовного позначення привода типу 2 виконання 1, габариту 4, з діаметром вихідного вала 110 мм, номінальною потужністю 37 кВт, із частотою обертання вихідного вала 100 об/хв, що комплектують вибухозахисним електродвигуном:

Привід 21-4-110-37/100-В ОСТ 26-01-1225-75.

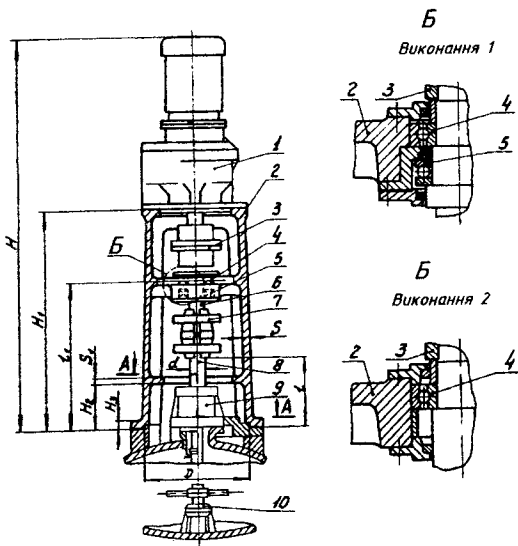
### Привід типу 3

Приводи повинні комплектуватися мотор-редукторами типів МП01, МП02 і МР. Застосовність мотор-редукторів залежно від потужності й частоти обертання вихідного вала повинна відповідати табл. 49.

Рисунок 55 — Привід типу 3 виконань 1 і 2 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — мотор-редуктор; 2 — стояк; 3 — муфта за ОСТ 26-01-1228-75; 4 — підшипник за ГОСТ 8338-57; 5 — підшипник за ГОСТ 6874-54; 6 — вал проміжний; 7 — муфта за ОСТ 26-01-1227-75; 8 — вал мішалки; 9 — ущільнення; 10 — кінцева опора.

Переріз А-А показано на рис. 57



Таблиця 49 — Застосовність мотор-редукторів залежно від потужності й частоти обертання вихідного вала для приводів типу 3

Потужність, кВт	Частота обертання вихідного вала, об/хв																	
	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	125	160	200	250	
	Позначення мотор-редуктора																	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
0,75	МП02-15					МП02-10	МП02-10		МП02-10		МП02-10							
1,5	МП02-18		МП02-18		МП02-15				МП02-10		МП02-10			МП01-10	МП01-10	МП01-10	МП01-10	
3,0					МП02-18	МП02-15					МП02-10	МП02-10		МП01-10	МП01-10	МП01-10	МП01-10	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
75																	
55																	
45																	
37																	
30																	
22																	
18,5																	
15,0																	
11,0																	
7,5																	
5,5																	

Продовження таблиці 49

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
90											MP2-1600-2	MP2-1600-2	MP2-1600-1				MT01-30	MT01-30
110												MP2-1600-2	MP2-1600-2					MT01-30
132													MP2-1600-2					

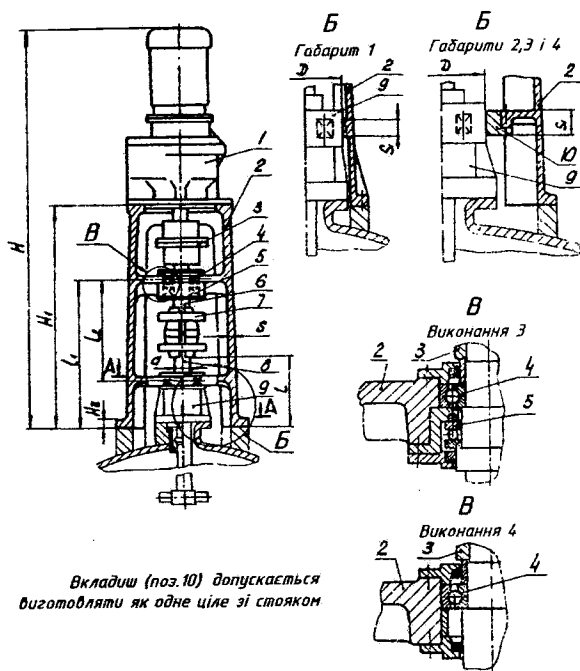


Рисунок 56 — Привід типу 3 виконань 3 і 4 за ОСТУ 26-01-1225-75:

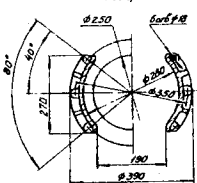
1 — мотор-редуктор; 2 — стояк; 3 — муфта за ОСТ 26-01-1228-75; 4 — підшипник за ГОСТ 8338-57; 5 — підшипник за ГОСТ 6874-54; 6 — вал проміжний; 7 — муфта за ОСТ 26-01-1226-75; 8 — вал мішалки; 9 — ущільнення ТДП за ОСТ 26-01-1243-75; 10 — вкладыш

Перетин А-А показаний на рис. 58

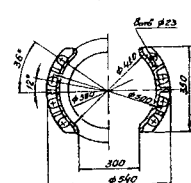
A-A

Для приводів виконань 1 і 2

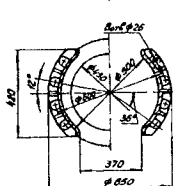
Габарит 1



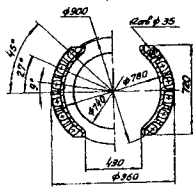
Габарит 2



Габарит 3



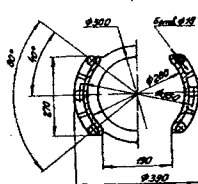
Габарит 4



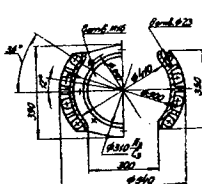
A-A

Для приводів виконань 3 і 4

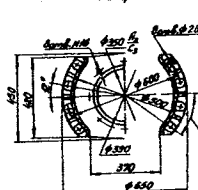
Габарит 1



Габарит 2



Габарит 3



Габарит 4

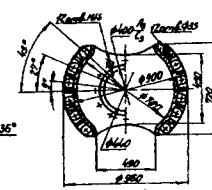


Рисунок 57 — Опорна частина вертикальних приводів перемішувальних пристроїв типу 3 виконань 1 і 2 за ОСТ 26-01-1225-75

Рисунок 58 — Опорна частина вертикальних приводів перемішувальних пристроїв типу 3 виконань 3 і 4 за ОСТ 26-01-1225-75

Таблиця 50 — Параметри привода типу 3 виконань 1 і 2

Габарит привода	Типорозмір мотор-редуктора	d	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	l, не менше	l <sub>1</sub>	S, не менше	S <sub>1</sub>	D	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	Позначення підшипників		Маса, кг. не більше
															за ГОСТ 8338-57	за ГОСТ 6874-54	
1	МГЮ-10	50; 65	1000	350	20	7	390	740	14	20	300	50	45	100	309	8212	330
	МГЮ2-10																
2	МГЮ1-15	65; 80; 95	1200	400	25	10	390	800	16	20	430	80	70	150	314	8218	680
	МГЮ2-15																
3	МГЮ-18	80; 95	1360	400	35	10	420	890	18	25	560	110	100	215	320	8226	1070
	МГЮ2-18																
4	МГЮ-30	110; 130	1790	450	40	10	500	1130	20	35	820	150	130	280	326	8330Г	3200
	МР2-1600-1																
	МР3-1600-1																
	МР2-1600-2																
	МР3-1600-2																

Примітка. Розміри наведені в мм



Таблиця 51 — Параметри привода типу 3 виконань 3 і 4

Габарит привода	Типорозмір мотор-редуктора	$d$	$H_1$	$H_3$	$H_4$	$l_1$ , не менше	$l_1$	$l_2$ , не менше	$S$ , не менше	$S_1$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	Позначення підшипників		Маса, кг, не більше
														за ГОСТ 8338-57	за ГОСТ 6874-54	
1	МП101-10	50; 65	1000	20	7	390	740	450	14	40	50	45	100	309	8310	330
	МП102-10															
2	МП101-15	65; 80; 95	1200	25	10	390	800	500	16	50	80	70	150	314	8316	680
	МП102-15															
3	МП101-18	80; 95	1360	35	10	420	890	500	18	60	110	100	215	320	8322Л	1070
	МП102-18															
4	МП101-30	110; 130	1790	40	10	500	1130	800	20	70	150	130	280	325	8330Г	3200
	MP2-1600-1															
	MP3-1600-1															
	MP2-1600-2															
	MP3-1600-2															

Примітка. Розміри наведені в мм

Таблиця 52 — Висота привода типу 3

Потужність, кВт	Частота обертання вихідного вала, об/хв																	
	$H$ , мм, не більше																	
	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	125	160	200	250	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
0,75	1930						1600		1600		1600							
1,5	2250		2250			1950			1640		1640			1600		1570	1570	
3,0					2290	1990					1680	1680		1710	1600	1620	1620	
5,5						2390	2390		2090		2090			1950	1730	1710	1710	
7,5		3070	3070				2410		2410		2110	2110		2000	2000	1950	1720	
11,0		3120	3170	3120					2460		2460	2160		2070	2070	2000	2090	
15,0				3170	3070	3110					2530	2530		2130	2070	2070	2070	

Продовження таблиці 52

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
18,5				3220	3120	3120	3120							2420	2170	2130	2130
22						3120	3120							2520	2520	2130	2130
30							3170	3240	3240					2860	2560	2420	2170
37							3220	3270	3270	3270						2520	2520
45								3310	3310	3310	3120			2940	2940	2860	2560
55									3500	3500	3240	3240		2980	2980	2870	2870
75										3580	3270	3270	3270	3280	3280	2940	2940
90											3310	3310	3310			2980	2980
110												3500	3500				3280
132													3580				

Приклад умовного позначення привода типу 3, виконання 3, габариту 2, з діаметром вихідного вала 65 мм, потужністю 5,5 кВт, з частотою обертання вихідного вала 32 об/хв, комплектованого вибухозахищеним електродвигуном:

Привід 33-2-65-5,5/32-В ОСТУ 26-01-1225-75.

#### Приводи типу 4

Таблиця 53 — Застосовність приводів типу 4 залежно від потужності й частоти обертання вихідного вала

Габарит привода	Частота обертання вихідного вала, об/хв			
	400	500	630	750
1	Потужність, кВт			
	1,5	1,5	—	—
	3,0	3,0	3,0	3,0
2	—	5,5	5,5	5,5
	5,5	7,5	7,5	7,5
	7,5	11,0	11,0	11,0
3	11,0	15,0	15,0	15,0
	15,0	18,5	18,5	18,5
	18,5	22,0	22,0	22,0
	22,0	—	—	—

При комплектації приводів вибухозахищеними електродвигунами опір ременів, вимірюваний мегометром на 500 в, не повинен перевищувати 6 М20М; ремені повинні бути захищені від потрапляння на них вологи, масла й інших забруднень.

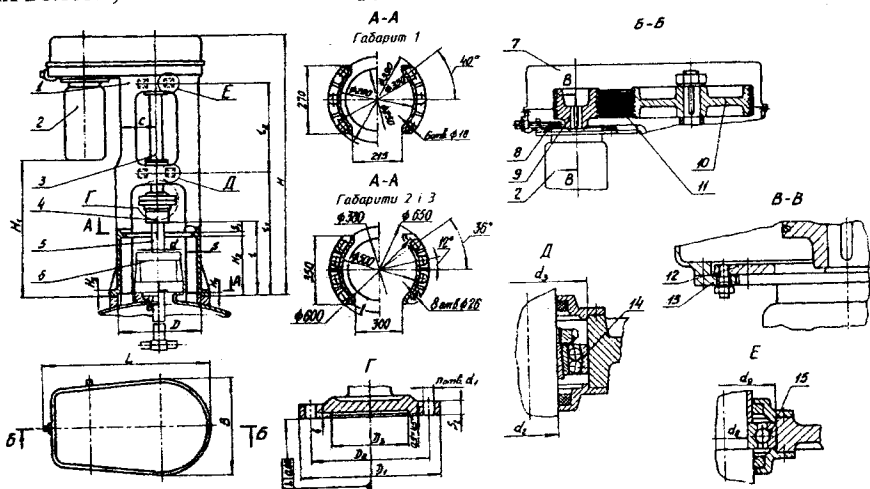


Рисунок 59 — Привід типу 4 виконання 1 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — стояк; 2 — електродвигун; 3 — вал проміжний; 4 — напівмуфта за ОСТ 26-01-1226-75; 5 — вал мішалки; 6 — ущільнення; 7 — кожух; 8 — гвинт регулювальний; 9 — шків ведучий; 10 — шків ведений; 11 — ремені клинові; 12 — плита підвигунна; 13 — напрямна; 14 — підшипник за ГОСТ 8545-57; 15 — підшипник за ГОСТ 8338-57

Таблиця 54 — Параметри привода типу 4

Габарит привода	$d$	$L$	$B$	$H$	$H_1$ , не менше	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$l$	$l_1$	$l_2$	$S$ , не менше	$S_1$	$S_2$	$D$	$D_1$
1	50, 65	760	360	1220	500	300	30	7	310	620	350	14	20	25	360	220
2	80, 95	1100	620	1600	820	400	35	10	370	700	650	18	25	28	560	260
3	95, 110	1370	680	1900	900	450	40	10	380	765	850	20	25	32	560	340

Продовження таблиці 54

Габарит привода	$D_2$	$D_3$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$b$	$c$	$n$	Позначення підшипників		Маса, кг, не більше
											з ГОСТ 8338-57	з ГОСТ 8545-57	
1	180	120	17	80	160	60	130	6	120	6	312	11216	350
2	220	150	17	110	225	90	190	6	200	6	318	13522	700
3	280	180	21	125	250	105	225	11	250	6	321	13523	950

Приклад умовного позначення привода типу 4, виконання 1, габариту 3, з діаметром вихідного вала 110 мм, потужністю 18,5 кВт, із частотою обертання вихідного вала 400 об/хв, із вибухозахисним електродвигуном:  
Привід 41-3-110-18,5/400-В ОСТ 26-01-1225-75.

Таблиця 55 — Параметри клинореміної передачі

Габарит привода	Частота обертання вихідного вала, об/хв	Частота обертання вала двигуна, об/хв	Параметри ременів за ГОСТ 1284-68		Розрахункові діаметри шківів, мм		Межі регулювання міжцентрової відстані, мм		Потужність електродвигуна, кВт	Число ременів, не менше
			розріз	довжина ремня, мм	ведучий	ведений	найбільше	найменше		
1	400	1000	Б	1320	125	280	380	300	1,5	3
	500				3,0				5	
					1,5				3	
					3				4	
	630	1500	А		125				3,0	4
	750				5,5				6	
					3,0				3	
					5,5				6	
2	400	1500	Б	2000	140	500	530	430	5,5	4
	500				7,5				5	
					11,0				7	
					7,5				3	
	630				11,0				5	
					15,0				6	
		7,5	4							
	750	1700	355	160	11,0	6				
				180	15,0	8				
					7,5	3				
					11,0	5				
				15,0	6					
15,0				4						
3	400	1000	В	2500	250	250	730	560	15,0	4
	500				18,5				5	
					22,0				6	
					18,5				5	
	630	1500			22,0				6	
					18,5				4	
					22,0				5	
					18,5				4	
750	22,0	5								

### Приводи типу 5

Приводи виконань 1 і 2 повинні комплектуватися електродвигунами виконань 3 і 4 — мотор-редукторами типу МРВ; МП01-10 або МП02-10.

Таблиця 56 — Застосовність приводів типу 5 виконань 1 і 2 залежно від потужності й частоти обертання вихідного вала

Виконання привода	Габарит	Частота обертання вихідного вала, об/хв		
		750	1000	1500
		Потужність, кВт		
1; 2	1	0,25	—	0,75
		—	0,75	1,5
	2	0,75	1,5	—
		1,5	—	3,0
	3	3,0	3,0	5,5

Примітка. Приводи потужністю 0,25; 0,75; 1,5 кВт  $n=750$  об/хв комплектуються електродвигунами тільки загального призначення

Таблиця 57 — Застосовність приводів типу 5 виконань 3 і 4 залежно від потужності й частоти обертання

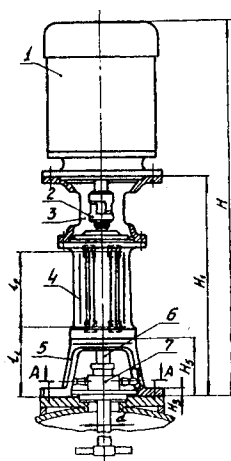
Виконання привода	Габарит	Позначення мотор-редуктора	Частота обертання вихідного вала, об/хв																
			16	20	25	32	40	50	63	80	125	160	200	250	320	400			
			Потужність, кВт																
3; 4	1; 2	МРВ-02	—	—	—	—	—	—	—	—	0,25	—	—	—	0,25	0,25	—	—	
			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	3	МРВ-04	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	—	0,75	—	—	—	—	—	—	—
			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4; 5	МПО2-10 МПО1-10	—	0,75	—	—	0,75	—	—	0,75	—	—	1,5	—	—	1,5	—	—	—
			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблиця 58 — Параметри привода типу 5 виконання 1

Габарит привода	Габарит стояка	$d$	$H$ , не більше	$H_1$ , не більше	$H_3$	$H_5$	$l_1$ , не більше	$l_2$	$D_5$	$D_6$	$D_7$	$d_1$	$b_1$	$b_2$	Маса, кг
1	1	25	750	460	14	130	160	145	240	200	130	13	57	85	51
2	2	40	1020	603		160	193	210	315	285	170		160	190	68
3		40	1090	623		160	193	210	315	285	170		160	190	122

Таблиця 59 — Параметри привода типу 5 виконання 2

Габарит привода	Габарит стояка	$d$	$H$ , не більше	$H_1$ , не більше	$l_1$ , не більше	$l_2$	$D_8$	$D_9$	$d_1$	Маса, кг, не більше
1	1	25	750	452	152	145	138	110	M12	56
2	2	40	990	565	155	210	167	145		76
3		40	1060	585						136



A-A

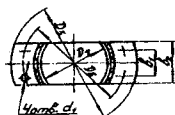
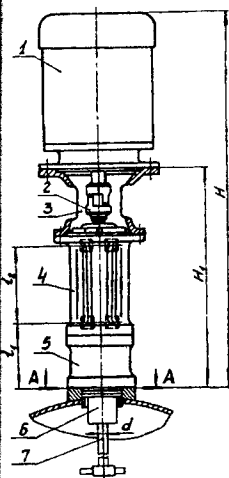


Рисунок 60 — Привід типу 5 виконання 1 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — електродвигун; 2 — муфта за ГОСТ 14084-68; 3 — перехідник; 4 — стояк згідно з рис. 64; 5 — основа; 6 — вал мішалки; 7 — ущільнення сальникове за ОСТ 26-01-1247-75



A-A

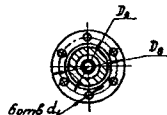
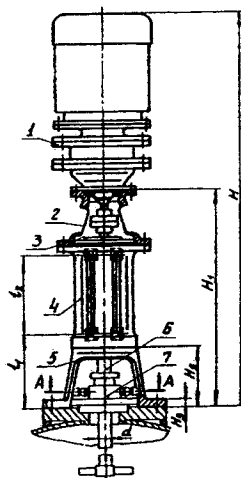


Рисунок 61 — Привід типу 5 виконання 2 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — електродвигун; 2 — муфта за ГОСТ 14084-68; 3 — перехідник; 4 — стояк згідно з рис. 64; 5 — ущільнення типу ТДМ за ОСТ 26-01-1243-75 або гідрозатвор за ОСТ 26-01-1242-75; 6 — грізевловлювач; 7 — вал мішалки



A-A

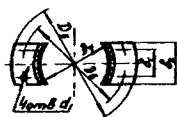


Рисунок 62 — Привід типу 5 виконання 3 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — мотор-редуктор; 2 — муфта типу МУВП; 3 — перехідник; 4 — стояк згідно з рис. 64; 5 — основа; 6 — вал мішалки; 7 — ущільнення сальникове за ОСТ 26-01-1247-75

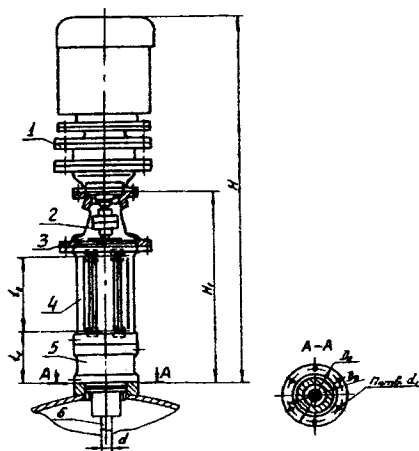


Рисунок 63 — Привід типу 5 виконання 4 за ОСТ 26-01-1225-75:  
 1 — мотор-редуктор; 2 — муфта типу МУВП; 3 — перехідник; 4 — стійак згідно з рис. 74; 5 — ущільнення типу ТДМ за ОСТ 26-01-1243-75 або гідрозатор за ОСТ 26-01-1242-75; 6 — грязевловлювач; 7 — вал мішалки

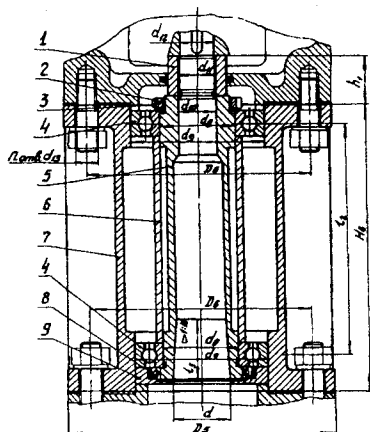


Рисунок 64 — Стояк:  
 1 — гайка; 2 — гайка; 3 — шайба стопорна; 4 — шарикопідшипник; 5 — втулка центрувальна; 6 — втулка розпірна; 7 — стійак; 8 — манжета; 9 — обойма

Таблиця 60 — Параметри привода типу 5 виконання 3

Габарит при- вода	Габарит стійака	d	H, не більше		H <sub>3</sub>	H <sub>5</sub>	l <sub>1</sub> , не більше	l <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>6</sub>	D <sub>7</sub>	d <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	Маса, кг, не більше
			H <sub>1</sub> , не більше	H <sub>2</sub> , не більше											
			мм												
1	1	25	840	460	14	130	160	145	240	200	130	13	57	85	45
2	2	40	990	610		160	193	210	315	285	170		160	190	49
3			1030	620		270	390	350	205	235	180		220	58	
4	3	50	1710	970	20	320	355	270	390	350	23	180	220	180	
5	4	65													

Таблиця 61 — Параметри привода типу 5 виконання 4

Габарит привода	Габарит стійака	d	H, не більше	H <sub>1</sub> , не більше	l <sub>1</sub> , не більше	l <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>6</sub>	n	d <sub>1</sub>	Маса, кг, не більше
1	1	25	830	452	152	145	138	110	6	M12	45
2	2	40	950	572	155	210	167	145			49
3			990	582							58
4	3	50	1590	855	250	270	270	240	12	M16	200
5	4	65									

Таблиця 62 — Стояк

Габарит стояка		$d$	$d_8$	$d_9$	$d_{10}$	$d_{11}$	$d_{12}^*$ , не більше	$d_{13}$	$D_5$	$D_6$	$H_6$	$l_2$	$l_5$	$h_1$	$n$	Позначення підшипників поз. 4 за ГОСТом 8338-57, ГОСТ 831-62	Маса, кг
мм																	
1	2	3	4	5	16	M20×1,5	30	M10	138	110	190	145	25	30	6	207	28
25	40	50	65	85	72	M33×1,5	40	M12	167	145	260	210	40	40			
35	45	50	85	150	22	M42×1,5	40	M16	270	240	335	270	50	60	12	36217E	57
72	100	42,5	55	M52×1,5	M20×1,5	M33×1,5	M42×1,5	M16	270	240	335	270	70	60			

\* Найменше значення  $d_{12}$  визначається з умови міцності шпонкового з'єднання

Приклад умовного позначення привода типу 5, виконання 3, габариту 3, потужністю 0,75 кВт, із частотою обертання вихідного вала 80 об/хв, із вибухонебезпечним електродвигуном:

Привід 53-3-0,75/80 ОСТ 26-01-1225-75.

### Приводи типу 6

Приводи повинні комплектуватися мотор-варіаторами типу МВ і МВР1.

Таблиця 63 — Застосовність приводів типу 6 залежно від потужності й частоти обертання вихідного вала

Габарит привода	Позначення мотор-варіатора	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв		Найбільший крутний момент, кгс·м
			max	min	
			на вихідному валу		
01	МВ-6,3	0,25	420	45	0,5
02	МВ-8	0,55	420	50	1,0
03	МВ-10	1,1	400	40	2,1
04	МВР1-8	0,55	70	7	5,5
05	МВР1-10	1,1	70	7	12,0
08	МВ-16	4,0	550	40	6,0
09	МВР1-16		97	7	32,0
10	МВ-20	7,5	500	40	12,0
11	МВР1-20		88	7	68,0



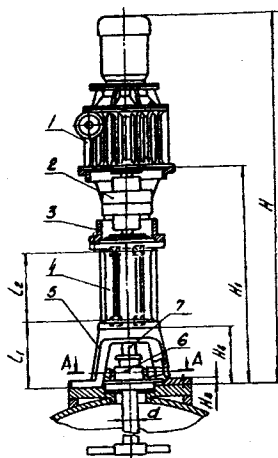


Рисунок 65 — Привід типу 6 виконання 1 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — мотор-варіатор; 2 — муфта типу МУВП; 3 — перехідник; 4 — стояк згідно з рис. 64; 5 — основа; 6 — ущільнення сальникове за ОСТ 26-01-1247-75; 7 — вал мішалки

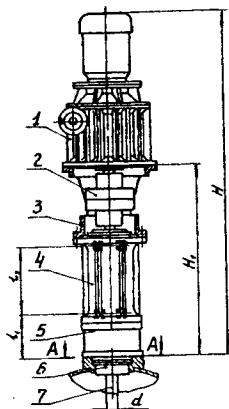
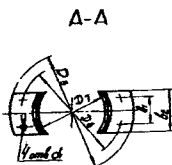


Рисунок 66 — Привід типу 6 виконання 2 за ОСТ 26-01-1225-75:

1 — мотор-варіатор; 2 — муфта типу МУВП; 3 — перехідник; 4 — стояк згідно з рис. 64; 5 — ущільнення типу ТДМ за ОСТ 26-01-1243-75 або гідрозатор за ОСТ 26-01-1242-75; 6 — грязевловлювач (установлюється тільки з торцевим ущільненням); 7 — вал мішалки

Таблиця 64 — Параметри привода типу 6 виконання 1

Габарит при- вода	Габарит стоя- ка	d	H, не більше		H <sub>3</sub>	H <sub>5</sub>	l <sub>1</sub> , не біль- ше	l <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>6</sub>	D <sub>7</sub>	d <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	Маса, кг, не більше	
			H <sub>1</sub> , не більше	H <sub>2</sub> , не більше												
01	1	25	880	468	14	130	160	145	240	200	130	13	57	85	61	
02			990	477											108	
03			1050	475											133	
04			1300	636											143	
05	2	40	1340	632	160	193	210	315	285	170	170	160	190	182		
08			1550	588										291		
09			1980	961										324		
10	3	50	2160	971	20	320	355	270	390	350	205	23	180	220	522	
11			65	2280							971				235	617

Приклад умовного позначення привода типу 6, виконання 2, габариту 03, що комплектуваний вибухонебезпечним електродвигуном: Привід 62-03-В ОСТ 26-01-1225-75.

Таблиця 65 — Параметри привода типу 6 виконання 2

Габарит привода	Габарит стійки	$d$	$H_1$ , не більше	$H_2$ , не більше	$l_1$ , не більше	$l_2$	$D_8$	$D_9$	$n$	$d_1$	Маса, кг, не більше
01	1	25	870	460	152	145	138	110	6	M12	61
02			980	469							108
03			1040	467							133
04	2	40	1260	598	155	210	167	145			143
05			1300	594							182
08			1510	650							287
09	3	50	1860	845	250	270	270	240	12	M16	333
10			2040	855							522
11		65	2160	617							

### Питання для самоперевірки:

- Особливості конструювання валів перемішувальних пристроїв, суцільні і порожні вали;
- Значення кутової швидкості для жорсткого вала;
- Розрахунок вала перемішу вального пристрою на міцність;
- Порядок розрахунку вала на вібростійкість;
- Розрахунок вала на жорсткість;
- Внутрішні і зовнішні кінцеві опори валів;
- Типові конструкції сальникових ущільнень валів;
- Торцеві ущільнення для швидкохідних валів мішалок;
- Способи і обладнання для з'єднання валів мішалок з валами привода;
- Нормалізовані вертикальні приводи механічних перемішувальних пристроїв;
- Вибір типу привода і його потужності.

## 7 КОНСТРУЮВАННЯ Й РОЗРАХУНОК МІШАЛОК

При проектуванні апаратів із перемішувальними пристроями для певного технологічного процесу першочерговим завданням є вибір типу перемішувального пристрою. При виборі типу мішалки і її параметрів враховують вимоги процесу, фізико-хімічні властивості середовища, форму апарата і його об'єм, а також інші фактори. Рекомендації щодо вибору типу перемішувального пристрою розглянуті раніше.

### 7.1 Лопатеві й листові перемішувальні пристрої

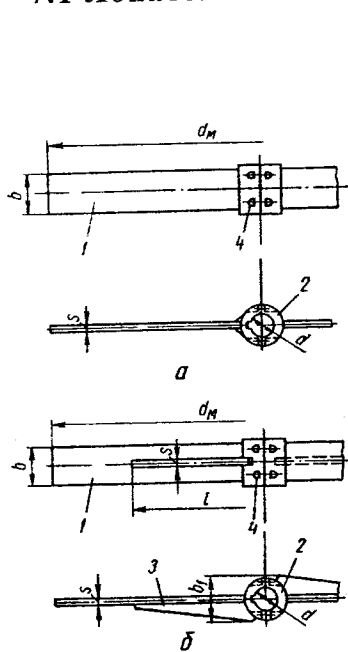


Рисунок 67 – Конструкції сталевих зварних лопатевих перемішувальних пристроїв (тип 1), шифр 10 за МН 5874-66:

*a* – нормальне виконання; *б* – посилене виконання;

*1* – лопать; *2* – маточина із двох половин; *3* – ребро; *4* – болти з гайками й шайбами

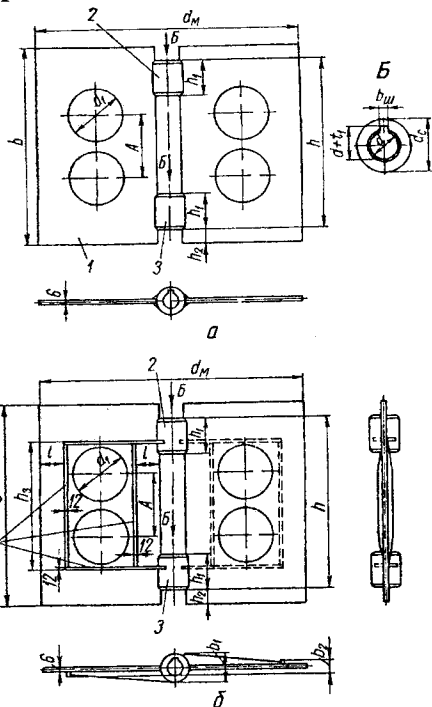


Рисунок 68 – Конструкції сталевих зварних листових перемішувальних пристроїв (тип 2), шифр 20 за МН 5874-66:

*a* – нормальне виконання; *б* – посилене виконання;

*1* – лопать; *2* – нижня маточина; *3* – верхня маточина; *4* – ребра

Ці мішалки відносять до групи тихохідних. Їхніми недоліками є мала інтенсивність перемішування й відсутність значних вертикальних

потоків, внаслідок чого їх не рекомендується застосовувати для скаламутнення важких осадів і при роботі з рідинами, що розширюються.

Поряд із цим вони прості за конструкцією, забезпечують задовільне перемішування при роботі із в'язкими рідинами, можуть застосовуватися в апаратах великого об'єму. Для зменшення опору й поліпшення перемішування в листових мішалках виконуються отвори.

На рис. 67 показані конструкції нормалізованих сталевих зварних лопатевих, а на рис. 68 — листових перемішувальних пристроїв, а в табл. 66, 67 — основні дані про ці пристрої.

Розрахунковий згинальний момент лопаті  $M'_i$ ,  $H\cdot m$  у місці приєднання її до маточини визначається за формулою

$$M'_u = 0,0813 \frac{N'_m}{n}, \quad (7.1)$$

де  $N'_m$  — розрахункова потужність,  $Bm$ ;  $n$  — частота обертання мішалки,  $c^{-1}$ .

Розрахунковий згинальний момент у будь-якому перерізі лопаті, що знаходиться на відстані  $x$  від осі обертання, визначається за формулою

$$M'_{ix} = M'_u \frac{0,5d_m - x}{0,5d_m}, \quad (7.2)$$

де  $M'_i$  — розрахунковий згинальний момент,  $H\cdot m$ .

Умовне позначення пристрою (шифр 10) нормального виконання (конструктивне виконання 1)  $d_m=2240$  мм із вуглецевої сталі (виконання за матеріалом 1) таке: «перемішувальний пристрій 10.1.2240.1 МН 5874-66».

Таблиця 66 — Сталеві зварні лопатеві перемішувальні пристрої (тип 1) (за МН 5874-66)

$d_m$	$d$	$b$	$b_1$	$l$	$s$	Маса, кг	$M_k^*$ , $H\cdot m$
мм							
1	2	3	4	5	6	7	8
700	45	70	—	—	8	6,3	84
850		85				7,5	206
1000		100				9,2	262
1250	60	125	112	780	12	14,7	810
1600	75	160	132	1000		20,2	1100
1900	80	190	144	1180	14	38,3	2720

Продовження таблиці 66

1	2	3	4	5	6	7	8
2240	75	220	—	—	14	50,0	2060
	90		164	1384		60,0	6320
2650	75	260	—	—		63,5	2450
	90		174	1646	70,2	5820	

Примітки:  
 1 Два значення для того самого типорозміру  $d_m$  відносять до двох конструктивних виконань: 1 — нормального (верхнє значення); 2 — посиленого (нижнє значення).  
 2 За матеріалом перемішувальні пристрої мають два виконання: 1 — з вуглецевої сталі; 2 — з корозійностійкої сталі

\* $M_k$  — найбільший крутний момент при пусковій потужності

Розрахунковий момент опору  $W'$ ,  $m^3$ , відповідні поперечні перерізи лопаті (щодо нейтральної осі) при вигині її в напрямку обертання визначається за формулою

$$W' = \frac{M'_u}{\sigma_{ud}}, \quad (7.3)$$

де  $M'_u$  - згинальний момент у відповідному перерізі лопаті,  $MН\cdot m$ ,  
 $\sigma_{ud}$  - допустимі напруження на вигин для матеріалу лопаті,  $МПа$ .

Виходячи з розрахункового  $W'$ , за загальновідомими формулами опору матеріалів залежно від форми поперечного перерізу лопаті при заданій ширині її  $b$  визначають номінальні (без збільшень) розрахункові розміри: товщини лопаті й висоти ребра її (за наявності такого). Остаточні розміри зазначених елементів перемішувального пристрою беруться з урахуванням двобічних збільшень на корозію й ерозію (якщо така є) і округляються до найближчого більшого значення (товщина - за сортаментом, висота - до парного числа,  $мм$ ).

Умовне позначення пристрою (шифр 20) нормального виконання (конструктивне виконання 1)  $d_m=1250$   $мм$  із вуглецевої сталі (виконання на матеріалі 1) таке: «перемішувальний пристрій 20.1.1250.1 МН 5874-66».

Таблиця 67 - Сталеві зварні листові перемішувальні пристрої (тип 2) (за МН 5874-66)

$d_m$	Нижня маточина			Верхня маточина			$d_c$	$d_1$	$h$
	$d$	$b_m$	$d+t_1$	$d$	$b_m$	$d+t_1$			
$мм$									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
500	40	12	44,4	42	12	46,4	70	60	300
630								75	380
800	60	18	66,4	62	20	68,4	105	90	490

Продовження таблиці 67

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1000								120	620
1250	70	20	77,4	72	25	79,4	115	150	800
	90	25	99,4	92		99,4	140		
1500	80	22	88,4	82	22	90,4	130	180	940
	100	28	110,4	102	28	112,4	155		

Таблиця 68 — Сталеві зварні листові перемішувальні пристрої (*mun* 2) (за МН 5874-66)

$d_m$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$b$	$b_1$	$b_2$	$l$	$A$	Маса, кг	$M_k^*$ , Н·м
мм										
500	90	40	—	380	—	—	—	150	12,0	54,6
630		50	—	480	—	—	—	180	19,6	170
800	130	55	372	600	76	36	70	250	36,2	555
1000		65	502	750	96	46	90		47,8	1700
1250	150	80	652	960	116	56	110	310	72,0	2150
	200		602					300	88,3	5220
1500	180	90	772	1120	146	76	130	370	97,1	5400
	220		732					350	127	12900

Примітки:

1. Два значення для того самого типорозміру  $d_m$  відносять до двох конструктивних виконань: 1 - нормального (верхнє значення); 2 - посиленого (нижнє значення).
2. За матеріалом перемішувального пристрою мають два виконання: 1 - з вуглецевої сталі; 2 - з корозійностійкої сталі

\* $M_k$  — найбільший крутний момент при пусковій потужності

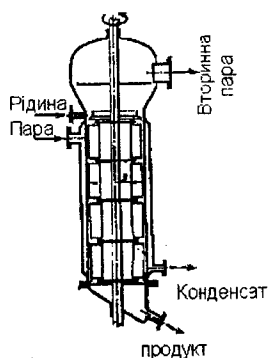


Рисунок 69 - Вертикальний роторний плівковий апарат

Лопатеві перемішувальні пристрої конструктивно можуть виготовляти цілними або із двох половин, з'єднаних між собою по маточині чотирма болтами.

Лопатеві перемішувальні пристрої можуть виготовляти не тільки горизонтальними, але й вертикальними. Апарати із шарнірно закріпленими вертикальними лопатками одержали назву роторних плівкових апаратів.

Перемішування стічної рідинної плівки істотно інтенсифікує як процес теплообміну між плівкою й стінкою апарата, так і масообмін між рідиною й газом. Це досягається в роторних плівкових апаратах, із усього різноманіття конструкцій яких найбільш часто застосовуються апарати із

шарнірно-закріпленими лопатами (рис. 69). Основні технічні характеристики таких апаратів у стандартному виконанні наведені в табл. 69.

Лопаті ротора виготовляються з корозійностійких сталей. За необхідності тертьова кромка лопаті може бути оснащена накладкою із фторопласту або кольорового металу.

Попередній вибір роторного плівкового апарата із шарнірними лопатами можна зробити, орієнтуючись на такі рекомендації.

При концентруванні або нагріванні термолабільних розчинів роторний апарат повинен мати площу теплообмінної поверхні, меншу від меншого зі значень, обчислених за формулами:

$$F_{\max 1} = 2,3 \frac{\tau_{\text{пр}}^{1,35} g^{0,45} V_{\text{ж}}^{0,63}}{v_{\text{ж}}^{0,18}}, \quad (7.4)$$

$$F_{\max 2} = 0,55 \left( \frac{\tau_{\text{пр}}^3 g V_{\text{ж}}^2}{v_{\text{ж}}} \right)^{0,4}, \quad (7.5)$$

де  $\tau_{\text{пр}}$  - припустимий час обробки термолабільної рідини, с.

Роторний апарат, використовуваний як хімічний реактор, повинен мати площу теплообмінної поверхні

$$F > F_{\min} = 0,12 \left( \frac{\tau_{\text{р}}^2 l g V_{\text{ж}}}{v_{\text{ж}}} \right)^{0,67}, \quad (7.6)$$

де  $\tau_{\text{р}}$  - тривалість хімічної реакції, с;  $l = \pi D/z$ . У стандартних апаратах  $l \approx 0,16 m$ ,  $D$  — внутрішній діаметр корпусу апарата,  $m$ ;  $z$  — число лопатей у горизонтальному перерізі апарата.

## 7.2 Якірні перемішувальні пристрої

Якірні мішалки також, як і лопатеві, відносять до групи тихохідних. Їх застосовують для перемішування в'язких, забруднених і рідин, що застигають. Ці мішалки відрізняються винятково низьким числом обертів. Їх колова швидкість не перевищує 0,5 - 4,0 м/с. Профіль мішалки найчастіше повторює обриси апарата, зазор між стінкою апарата й мішалкою роблять мінімальним (0,05 - 0,1)D. Лопаті такої мішалки створюють інтенсивне перемішування безпосередньо біля стінки апарата. Для особливо в'язких середовищ застосовують якірні мішалки з додатковими вертикальними лопатами.

Таблиця 69 – Основні параметри роторних плівкових апаратів із шарнірним кріпленням лопатей

Параметр	Типорозмір апарата								
	РП-160-08	РП-300-1,6	РП-300-2	РП-600-4	РП-600-6	РП-600-8	РП-800-12,5	РП-1000-16	РП-1000-20
Площа поверхні теплообміну $F, м^2$	0,8	1,6	2	4	6,3	8	12	16	20
Внутрішній діаметр $D$ корпусу, $м$	0,16	0,3	0,3	0,6	0,6	0,6	0,8	1,0	1,0
Висота робочої зони корпусу $H, м$	1,70	1,73	2,40	2,70	4,05	5,4	5,72	5,80	7,25
Товщина стінки корпусу $\delta_{ст}, мм$	10	10	10	12	12	12	16	20	20
Число лопатей $z, шт.$	4	6	6	12	12	12	16	20	20
Товщина лопатей $\delta, мм$	3	3	3	4	4	4	4	4	4
Частота обертання ротора $n, с^{-1}$	3,3	2,1	2,1	1,1	1,1	1,1	1,1	0,83	0,83
Потужність електродвигуна $N_{едв}, кВт$	2,2	3,0	3,0	5,5	7,5	11	11	15	15
Діаметр вала $d_в$ (орієнтовно), $мм$	40	50	65	80	95	110	110	120	130

Недоліки таких мішалок: громіздкість, значні пускові навантаження, необхідність застосування редукторів із великим передатним відношенням.

На рис. 70 показані конструкції нормалізованих сталевих зварних якірних перемішувальних пристроїв, а в табл. 70 наведені основні дані про ці пристрої.

Розрахунковий згинальний момент лопаті якоря  $M'_м, Н\cdot м$ , у місці приєднання її до маточини визначається за формулою (7.1).

Розрахунковий крутний момент (у тому самому перерізі)  $M'_к, Н\cdot м$ , визначається за формулою

$$M'_к = 0,0542 \frac{\left[ (0,5d_m)^3 - (0,5d_m - b)^3 \right] (h - b)}{\left[ (0,5d_m)^4 - (0,5d_m - b)^4 \right] (1 + a)} \cdot \frac{N'_м}{n}, \quad (7.7)$$

де  $d_m, b$  і  $h$  — відповідні розміри,  $м$ , на рис. 70;  $N'_м$  і  $n$  — те саме, що й у формулі (7.1):



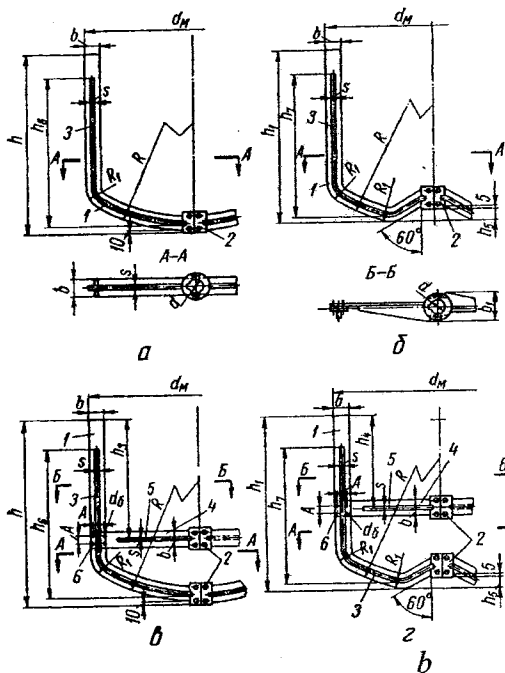


Рисунок 70 - Конструкції сталевих якірних перемішувальних пристроїв (тип 3) за МН 5874-66: а (шифр 31) і б (шифр 32) — нормальне виконання; в (шифр 33) і г (шифр 34) — посилене виконання:

1 — лопать; 2 — маточина із двох половин; 3 — ребро; 4 — поперечина; 5 — ребро; б — болти з гайками й шайбами

$$a = \frac{1}{h \left[ \left( \frac{0,5d_m}{0,5d_m - b} \right)^4 - 1 \right]} \quad (7.8)$$

Розрахунковий згинальний момент  $M_{i1}'$ ,  $H \cdot m$ , у місці переходу прямої частини лопаті в криву (для мішалок без поперечки) і в місці приєднання поперечки (для мішалок із поперечкою) визначається за формулою

$$M'_{u1} = M'_x \left( 1 - \frac{h_n}{h - 0,5b} \right), \quad (7.9)$$

де  $h$  і  $b$  — те саме, що й у формулі (7.7);  $h_n$  — висота прямої частини лопаті від місця переходу її в криву або від місця приєднання поперечки,  $m$ ;  $M'_x$  — див. формулу (7.7).

Розрахунковий момент опору поперечного перерізу лопаті  $W$ ,  $m^3$ , у місці приєднання її до маточини визначається за формулою

$$W' = \frac{\sqrt{(M'_u)^2 + 4(M'_\kappa)^2}}{\sigma_{\text{уд}}}, \quad (7.10)$$

де  $M'_i$  і  $M'_\kappa$  — моменти, що обчислюють відповідно за формулами (7.1) і (7.7), МН·м;  $\sigma_{\text{уд}}$  — допустимі напруження на вигин для матеріалу лопаті, МПа.

Висоту ребер, що зміцнюють лопаті, варто підбирати так, щоб фактичне значення  $W$  перерізу (при заданих  $b$  і  $s$ ) було не менше  $W'$ .

Номінальна розрахункова товщина лопаті  $s'$ , м, визначається за формулою

$$s' = \sqrt{\frac{6M'_{u1}}{b\sigma_{\text{уд}}}}, \quad (7.11)$$

де  $M'_{u1}$  — обчислюється за формулою (7.9), МН·м;  $b$  — те саме, що у формулі (7.7), м;  $\sigma_{\text{уд}}$  — те саме, що у формулі (7.10).

Якірний пристрій конструктивно виконується здебільшого із двох половин, що з'єднують між собою чотирма болтами по маточині.

Розрахункове навантаження на один болт, МН, у цьому випадку визначаються за формулою

$$P'_6 = \frac{M'_u}{A}, \quad (7.12)$$

де  $M'_i$  — момент, що обчислюється за формулою (7.1), МН·м;  $A$  — відстань між болтами в горизонтальному напрямку, м.

Таблиця 70 — Сталеві зварні якірні перемішувальні пристрої (тип 3) (за МН 5874-66)

$d_m$	$d$	$h$	$h_1$	$h_3$	$h_4$	$h_5$	$h_6$	$h_7$	$b$
ММ									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
800	45	800	750	—	—	75	252	220	55
950		850	800			90	300	230	65
1060		1000	900			127		250	75
1120						145	380	303	80
1250	60	1250	1200	—	—	135	392	333	90
1320						150	420	343	95
1400		115	462			416	100		
1500		145	515			440	105		
1600		115	510			460	115		
1700		150	605			538	120		

Продовження таблиці 70

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
2000	80	1800	1700	1170	920	185	1600	1480	140	
	100					175				
2120	80	2000	1900	1285	1025	220	1700	1650	150	
	100					210				
2240	80					205			155	
	100					190				
2360	80	2240	2120	1410	1160	177	2000	1840	165	
	100					170				
2500	90	2500	2360	1585	1485	227	2200	2030	175	
	100					220				
2650	90					227				185
	120					273				
2800	90			1600	1495	195			180	195
	120					180				

Таблиця 71 — Сталеві зварні якірні перемішувальні пристрої (тип 3) (за МН 5874-66)

$d_m$	$d$	$b_1$	$s$	$A$	$R$	$R_1$	Маса, кг		$M_k$ $H_M$						
мм							$I$	$II$							
800	45	—	12	—	—	720	90	21	20,2	585					
950						795	127	26,6	26	958					
1060			914			112	36,3	35,9	1175						
1120			944			142	40	39,7	1760						
1250			1073			138	59	58,7	2120						
1320	60	—	18	—	—	1108	173	77	74,4	2760					
1400						1212	143	80	80,2	2290					
1500			1262			193	115	110	3100						
1600			1376			174	150	139	4370						
1700			1426			224	155	155	5960						
2000	80	200	16	—	—	115	1704	234	190	180	4420				
	100					105			217	207	5900				
2120	80	216	16	—	—	125	1764	294	214	202	4420				
	100					115			243	231	7600				
2240	80	236	16	—	—	130	1888	285	230	212	5690				
	100					120			261	243	9650				
2360	80		236	18	—	—	140	2010	275	255	236	5880			
	100						130			285	266	9350			
2500	90	248	18	—	—	140	2080	346	334	310	5880				
	100					346			318	12000					
2650	90					150	2220	350	355	335	5880				
	120					145			387	367	15200				
2800	90					2800	18	—	—	160	2360	356	395	371	9800
	120									155			428	405	18800

Примітки:

1 Два значення для того самого типорозміру  $d_m$  ставляться до двох конструктивних виконань: 1 — нормального (верхнє значення); 2 — посиленого (нижнє значення).

2 За матеріалом перемішувальні пристрої мають два виконання: 1 — з вуглецевої сталі; 2 — з корозійностійкої сталі

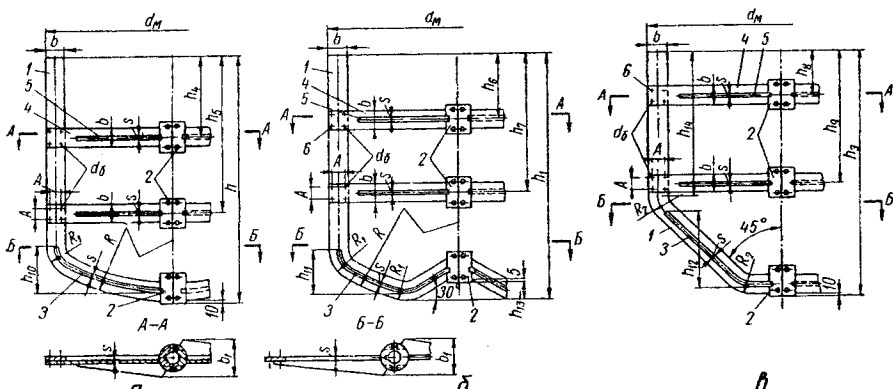


Рисунок 71 — Конструкції сталевих зварних рамних перемішувальних пристроїв (тип 4) за МН 5874-66:

1 — лопать; 2 — маточина із двох половин; 3 — ребро; 4 — поперечина; 5 — ребро; 6 — болти з гайками та шайбами

### 7.3 Рамні перемішувальні пристрої

Рамні мішалки можна розглядати як різновид лопатевих, що складаються із двох горизонтальних лопатей, з'єднаних декількома вертикальними лопатями. Їх застосовують в апаратах великої місткості (до 100 м<sup>3</sup>) для перемішування рідин із великою в'язкістю.

На рис. 71 показані конструкції нормалізованих сталевих зварних рамних перемішувальних пристроїв, а в табл. 72 наведені основні дані про ці пристрої. Розрахунковий згинальний момент рами  $M_u'$  у місці приєднання її до маточин визначається за формулою (7.1).

Розрахунковий момент опору рами в зазначених перерізах при вигині її —  $W'$  — дорівнює сумі моментів опору всіх лопатей у цих перерізах щодо їх нейтральних осей.

Рамні перемішувальні пристрої конструктивно виконуються переважно із двох половин, що з'єднують між собою болтами по маточинах (по чотирьох болтах на кожну маточину). Розрахункове навантаження на один болт,  $MH$ , у цьому випадку визначають за формулою

$$P'_6 = \frac{M_u'}{zA}, \quad (7.13)$$

де  $M_u'$  — момент, що обчислюють за формулою (7.1),  $MH$ -м;  $z$  — кількість маточин;  $A$  — відстань між болтами в горизонтальному напрямку, м.

Таблиця 72 — Сталеві зварні рамні перемішувальні пристрої (тип 4) (за МН 5874-66)

$d_m$	$d$	$h$	$h_1$	$h_4$	$h_5$	$h_6$	$h_7$	$h_8$	$h_9$	$h_{10}$	$h_{11}$	
мм												
800	45	800	800	178	500	130	400	180	460	152	120	
950		850	1050	230	550		430	185	630	197	130	
1060	60	1000	—	240	640	135	435	—	—	200	150	
1120			45				1350	140	440	240	840	225
1250	45	1250	—	345	815	195	645	—	—	236	183	
	60		1450	348				245	845	270	193	
1320	75		—	350	820	200	650	—	—	256	216	
1400	60		—	350				200	650	—	—	256
1500	60	1400	1500	400	920	250	730	250	805	305	241	
	80		1500	400	920	250	730	250	805	305	241	
1600	60	1600	—	456	1055	355	855	—	—	300	261	
	80		1700	460	1060	360	860	300	920	348	288	
1700	60		1700	460	1060	360	860	300	920	348	288	
	80		1800	—	470	1170	370	920	—	—	388	317
2120	80	2000	2000	505	1285	375	1025	325	1025	443	343	
	100		2240					375	1195	450	372	
2240	80		2240	—	510	1410	380	1160	—	—	456	397
	100		2240	—	510	1410	380	1160	—	—	456	397
2500	90	2250	—	585	1585	485	1485	—	—	522	432	
	100		—	585	1585	485	1485	—	—	522	432	
2650	90		—	590	1590	490	1490	—	—	542	452	
	120		—	590	1590	490	1490	—	—	542	452	
2800	90	—	600	1600	495	1495	—	—	562	490		
	120	—	600	1600	495	1495	—	—	562	490		

Таблиця 73 — Сталеві зварні рамні перемішувальні пристрої (тип 4) (за МН 5874-66)

$d_m$	$d$	$h_{12}$	$h_{13}$	$h_{14}$	$b_1$	$s$	$R_2$	Маса, кг			$M_n$
мм								I	II	III	Н·М
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
800	45	208	75	495	88	8	125	35	34	35	2060
950		282	90	675	98			44	42	44	4200
1060	60	—	127	—	108	—	—	54	51	—	2160
		—	120	—	108			72	69	—	6190

Продовження таблиці 73

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1120	45	344	145	890	122	12	140	60	58	60	2250
	60							78	76	78	7900
1250	45	—	135	—	128		—	76	72	—	2940
	60		125					94	90	11300	
1320	60	405	150	910	136		170	95	91	95	2940
	75		145					129	118	122	10300
1400	60	—	115	—	142		—	115	105	—	2940
	75		110					141	137	—	12700
1500	60	480	145	870	154		190	140	134	140	3430
	80		140					170	164	170	15600
1600	60	—	115	—	174		—	162	154	—	3920
	80		110					192	184	—	20000
1700	60	542	150	990	164	220	184	167	184	3920	
	80		145				213	205	213	15900	
2000	80	—	185	—	200	—	252	242	—	5690	
	100		175				292	282	—	24100	
2120	80	635	220	1140	216	16	280	282	270	282	5880
	100		210					324	312	324	32000
2240	80	728	205	1290	236	—	—	303	285	303	5880
	100		190					347	329	347	36900
2360	80	—	177	—	—	—	—	334	314	—	9800
	100		170					377	357	—	26900
2500	90	—	227	—	—	—	—	440	414	—	9800
	100		220					453	427	—	29300
2650	90	—	227	—	248	18	—	468	448	—	9800
	120		273					505	485	—	47800
2800	90	—	195	—	—	—	—	518	494	—	9800
	120		180					556	533	—	54200

Примітки:

1 Два значення для того самого типорозміру  $d_n$  ставляться до двох конструктивних виконань: 1 — нормального (верхнє значення); 2 — посиленого (нижнє значення).

2 За матеріалом перемішувальні пристрої мають два виконання: 1 — з вуглецевої сталі; 2 — з корозійностійкої сталі.

3 Розміри  $h_1, b, A, R$  і  $R_1$  див. у табл. 70, 71

Визначення діаметра болтів проводять так само, як і для якірних перемішувальних пристроїв.

Розміри рамних мішалок, рекомендованих за МН 5874 – 66, наведені в табл. 72, 73.

## 7.4 Турбінні перемішувальні пристрої

Турбінні мішалки відносять до швидкохідних. Такі мішалки надають перемішувальній рідині радіального, а може, й осьового руху. На рис. 72 показані основні типи турбінних мішалок.

Турбінні мішалки роблять відкритими й закритими. Відкрита мішалка (рис. 72, 73) являє собою диск із радіально розміщеними лопатками. Вона більш проста за конструкцією й тому застосовується частіше.

Лопатки в такій мішалці можуть бути приварені до диска або прикріплені за допомогою болтів. Плоскі лопатки можуть бути нахилені під певним кутом щодо площини обертання мішалки (рис. 75, 76).

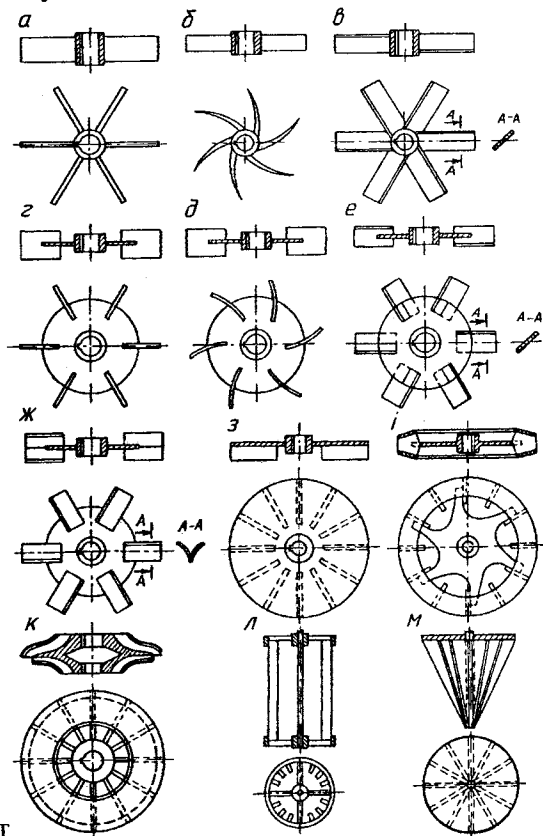


Рисунок 72 — Т

*a* – турбінна мішалка із прямими лопатками,  $a=d/4$ ,  $b=d/5$ ; *б* – турбінна мішалка із загнутими лопатками з посиленням,  $b=d/5$ ; *в* – турбінна мішалка із прямими похилими лопатками,  $a=d/4$ ,  $b=d/5$ ,  $\alpha=45^\circ$ ; *г* – турбінна відкрита мішалка із прямими лопатками,  $a=d/4$ ,  $b=d/5$ ; *д* – турбінна відкрита мішалка із загнутими лопатками,  $a=d/4$ ,  $b=d/5$ ; *е* – турбінна відкрита мішалка з похилими лопатками,  $a=d/4$ ,  $b=d/5$ ,  $\alpha=45^\circ$ ; *ж* – турбінна мішалка із плуговими лопатками,  $b=d/5$ ; *з* – турбінна на тарілчаста мішалка,  $a=0,35d$ ,  $b=0,1d$ ; *и* – турбінна закрыта мішалка,  $a=d/5$ ,  $b=d/5$ ; *к* – турбінна лита мішалка з подвійним напрямним апаратом; *л* – мішалка типу "білячого колеса",  $b=d$ ; *м* – турбінна конусна мішалка,  $b=d$

Найчастіше кут нахилу беруть  $\alpha=45^\circ$ . Така мішалка створює осьовий потік рідини й рекомендується при перемішуванні суспензій для підняття твердих частинок із дна апарата.

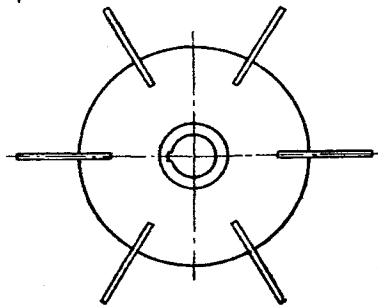
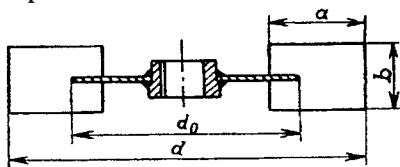
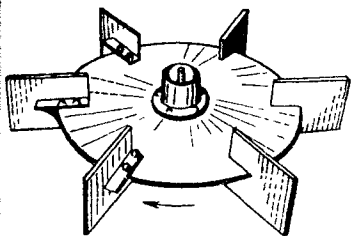


Рисунок 73 — Турбінна мішалка із прямими лопатками

Рисунок 74 — Основні розміри турбінної мішалки із прямими лопатками:

$$a = \frac{d}{4}; \quad b = \frac{d}{5}; \quad d_0 = \left( \frac{2}{3} - \frac{3}{4} \right) d$$

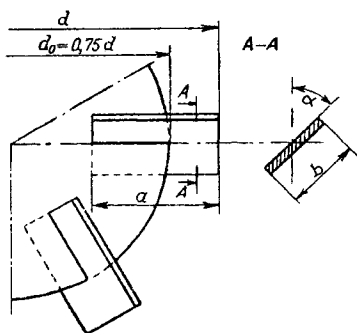


Рисунок 75 — Основні розміри турбінної мішалки з похилими плоскими лопатками

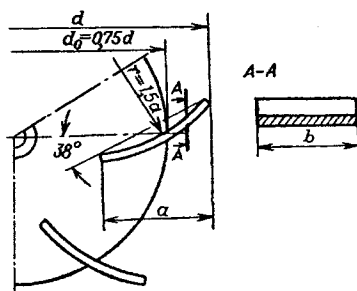


Рисунок 76 — Основні розміри турбінної мішалки із загнутими лопатками:

$$a = \frac{d}{4}, \quad b = \frac{d}{5}$$

Закриті турбінні мішалки мало відрізняються від колеса відцентрового насоса й поділяються на мішалки однічного й двобічного всмоктування рис. 72 к. Такі мішалки виготовляють із листової сталі зваренням або способом лиття. Мішалки такого типу можуть сполуча-



тися з напрямним апаратом, що являє собою нерухоми обвід із вигнутими відповідним чином лопатками. Лопатки напрямного апарата повинні бути вигнуті таким чином, щоб вектор абсолютної швидкості рідини, що виходить із мішалки, був спрямований тангенціально до лопаток напрямного апарата на вході в нього. На виході з напрямного апарата рідина повинна відкидатися радіально або аксіально.

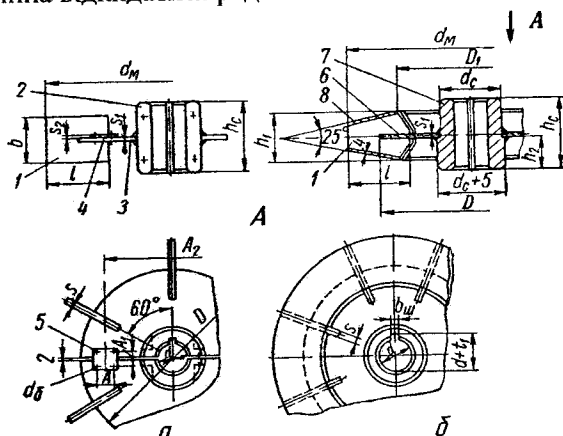


Рисунок 77 — Конструкції сталевих зварних турбінних перемішувальних пристроїв (типи 5 і 6) за МН 5874-66: а — тип 5 (відкриті); б — тип 6 (закриті):

1 — лопать; 2 — маточина із двох половин; 3 — диск із двох половин; 4 — планка; 5 — болти з гайками й шайбами; 6 — диск; 7 — маточина; 8 — конус

На рис. 77 показані конструкції нормалізованих сталевих зварних турбінних перемішувальних пристроїв, а в табл. 74 наведені основні дані про ці пристрої.

Розрахунковий згинальний момент лопатки  $M'_u$ ,  $H_m$ , у відкритих пристроях у перерізі, що паралельному осі вала та знаходиться від неї на відстані, що дорівнює половині діаметра диска  $D$ , визначається за формулою

$$M'_u = \frac{0,027(x - 0,5D)}{x} \cdot \frac{N'_m}{n}, \quad (7.14)$$

де

$$x = 0,75 \frac{(0,5d_m)^4 - (0,5d_m - l)^4}{(0,5d_m)^3 - (0,5d_m - l)^3}, \quad (7.15)$$

де  $l$  — довжина лопатки,  $m$ ;  $N'_m$  і  $n$  — те саме, що й у формулі (7.1).

Таблиця 74 — Сталеві зварні турбінні відкриті (тип 5) і закриті (тип 6) перемішувальні пристрої (за МН 5874-66)

$d_w$	$d$		$d_c$	$D$	$D_1$	$h_c$	$h_1$	$h_2$	$b$	$l$	$s$	$s_1$	$s_2$	$A$	$A_1$	$d_6$	$A_2$	Маса, кг	
	I*	II*	I*															II*	
мм																			
300	35	40	65	226	176	90	68	42	60	75	4	6	4	30	26	M8	160	5,88	7,76
400				300	240				130	88							61	80	100
	60	60	100	374	300	110	108	51	100	125	6	6	4	30	26	M8	300	13,7	22,7
500	60	70	110			150		71									120	150	19,6
	600	45	50	85	450	360	110	128	51	120	150	6	4	30	26	M8	340	20,0	31,1
700		60	70	110			150		71								120	150	25,9
	800	45	50	85	524	426	110	150	51	142	175	8	6	50	40	M10	410	28,3	41,2
900		80	90	135			200		95								160	200	43,8
	1000	60	60	100	600	480	130	168	61	160	200	8	6	50	40	M10	480	38,1	58,3
900		90	100	150			220		95								160	200	60,2
	900	60	70	110	674	544	150	188	71	180	225	8	6	50	40	M10	550	48,3	74,5
1000		100	120	180			220		85								180	225	71,5
	1000	75	80	125	750	604	180	208	105	200	250	12	6	50	40	M10	620	70,5	105
120		130	185	220			105										200	250	88,5

Примітки:

1. Два значення для того самого типорозміру  $d_w$  відносять до двох конструктивних виконань: I — нормального (верхнє значення); 2 — посиленого (нижнє значення).
2. За матеріалом перемішувальних пристроїв вони мають два виконання: 1 - з вуглецевої сталі; 2 - з корозійностійкої сталі

\* I - для перемішувальних пристроїв типу 5, II - для типу 6

Номінальна розрахункова товщина лопатки  $s'$  визначається аналогічно до лопаткового і якірного перемішувальних пристроїв.

Відкриті турбінні пристрої можуть виконуватися суцільними та із двох половин, що з'єднують між собою по маточині чотирма болтами. Розрахунок болтів у цьому випадку такий, як і для якірних перемішувальних пристроїв.

Закриті турбінні пристрої, як правило, виконуються суцільними. Основні розміри їх звичайно відповідають відкритим турбінним пристроям. Наявність двох конічних дисків у закритих пристроях посилює й зміцнює всю конструкцію в цілому порівняно з відкритими, і тому їх розрахунок можна робити як відкритих.

### 7.5 Гвинтові перемішувальні пристрої

Коли необхідно створити значну циркуляцію рідини при мінімальній витраті механічної енергії, застосовують гвинтові мішалки. Чим більший кут підйому лопати, тим значніші осьові потоки.

Гвинтові мішалки застосовують для хімічних процесів, процесів розчинення, емульгування, скаламутіння й гомогенізації малов'язких рідин.

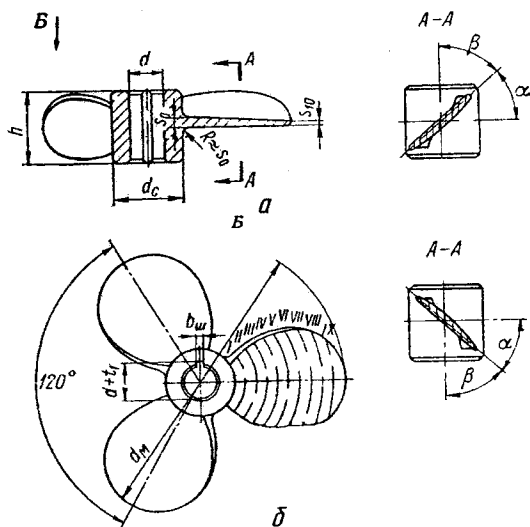


Рисунок 78 — Конструкція гвинтового перемішувального пристрою (тип 7), шифр 71 за МН 5874-66: а — із правим нахилом лопати; б — з лівим нахилом лопати (для дворядних перемішувальних пристроїв); на діаметрі  $d_w$  крокове відношення дорівнює 1 і  $\alpha = 17^\circ 40'$

Якщо висота апарата порівняно з його діаметром набагато більша, то на одному валу розміщують кілька мішалок (дві, три, а іноді й чотири).

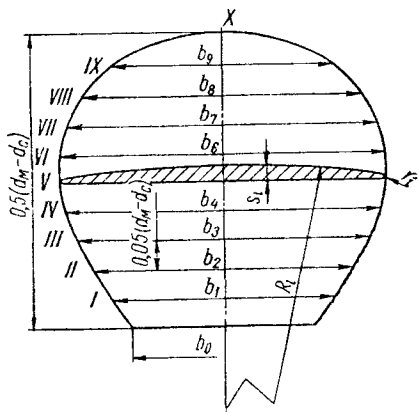


Рисунок 79 – Розгортання лопаті трилопатевого гвинтового перемішувального пристрою за МН 5874–66

Гвинтові мішалки можуть бути безпосередньо з'єднані з електродвигуном без проміжної передачі, що знижує витрати й підвищує к.к.д. привода.

Недолік гвинтових мішалок – відносно висока вартість виготовлення. Тому в цей час гвинтові мішалки в деяких випадках роблять із прямими лопатями, що істотно полегшує їх виготовлення.

На рис. 78 показана конструкція нормалізованого сталевого литого гвинтового перемішувального пристрою, на рис. 79 – розгортка лопаті, а в табл. 75–77 – основні дані

за цими пристроями.

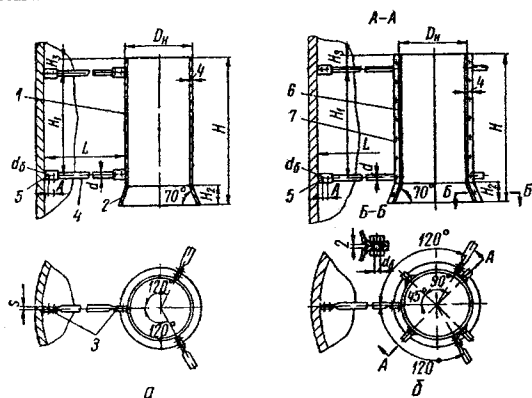


Рисунок 80 — Конструкції напрямної труби для пропелерних пристроїв, що перемішують за МН 5874–66: а — нерознімна (цільна) напрямна труба, шифр 73; б — рознімна напрямна труба, шифр 74:

1 — труба; 2 — конус; 3 — вушко; 4 — тяга; 5 — болти, гайки й шайби; 6 — труба із чотирьох частин; 7 — планки для з'єднання чотирьох частин труби між собою

Гвинтові (як правило, трилопатеві) пристрої виконуються відкритими і з напрямною трубою. Нормалізовані конструкції останніми показані на рис. 80, а основні дані за ними наведені в табл. 78.

Кожна з трьох лопатей є частиною правильної гвинтової поверхні, що має постійний крок, який дорівнює діаметру гвинта  $d_M$ .

Ширина розгортки лопаті  $b_i$ , мм, на довільному радіусі  $R_i$  від центра маточини визначається за формулою

$$b_i = k_i \frac{d_M^2}{d_M - d_c}, \quad (7.16)$$

де  $d_M$  – діаметр мішалки, мм;  $d_c$  – діаметр маточини, мм;  $k_i$  – коефіцієнт, значення якого при розбитті довжини вильоту лопаті (від маточини) на 10 рівних частин зазначені в табл. 80.

Ширина лопаті  $b$ , мм, у місці з'єднання її з маточиною визначається за формулою

$$b = \frac{4d_c^2 b_0}{\sin^2 \beta b_0^2 + 4d_c^2}, \quad (7.17)$$

де  $\beta = 90^\circ - \alpha$ ;  $\alpha = \arctg [d_M / (\pi d_c)]$ ;  $b_0$  – див. рис. 79, мм.

Радіус  $R$ , мм, на якому ширина розгортки дорівнює  $b$ , визначається за формулою

$$R = d_c \left( \frac{b}{b_0} - 0,5 \right). \quad (7.18)$$

Розрахункові згинальні моменти  $M_u'$  і  $M_{u1}'$ , Н·м, що діють на одну лопать гвинта, визначаються за формулами

— у напрямі паралельної осі вала

$$M_u' = \frac{0,298(0,35d_M - 0,5d_c)}{d_M} \cdot \frac{N_M'}{n}; \quad (7.19)$$

— у напрямі перпендикулярної осі вала

$$M_{u1}' = \frac{0,18(0,3d_M - 0,5d_c)}{d_M} \cdot \frac{N_M'}{n}, \quad (7.20)$$

де  $d_M$  – діаметр гвинта, м;  $d_c$  – діаметр маточини, м;  $N_M'$  і  $n$  – те саме, що і у формулі (7.1).

Розрахунковий згинальний момент  $M_{ux}'$  і  $M_{uy}'$ , Н·м, що діє на лопать по головних осях її в місці з'єднання з маточиною (див. рис. 78), визначається за формулами:

Таблиця 75 — Розміри перерізів у розгорненні лопаті гвинтових перемішувальних пристроїв за МН 5874-66

$d_u$	$d$	$d_c$	$h$	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5 = b_6$	$b_7$	$b_8$	$b_9$	$b_m$	$d \pm t_1$	$s_0$	$s_{10}$	Маса, кг	
мм																		
300	32	70	70	71	87,6	101,5	113	121	125,5	120,5	108	83		10	35,8	8	3,8	3,0
	50	93												14	54,9			5,0
400	40	70	90	86	112	130	144,5	155	160,5	154	138	106	12	44,4	10,5	4	6,0	
500	70	112	110	108	139	162	179	192	200	191,5	171	132		20	77,4	12,5	4,8	7,5
	50	90												14	54,9			11,3
	90	140												25	99,4			14,0
600	60	105	130	128	167	194	216	230	240	230	206	159		18	66,4	14,5	5,5	19,0
	100	155		158										28	110,4	13,5		25,0
700	70	115	150	146	192	222	247	264	274	264	236	182		20	77,4	16,5	6,5	27,7
	110	170		182										28	120,4	15,5		36,6
800	80	130	180	170	220	256	284	304	316	304	272	210		22	88,4	19	7	41,0
	120	185		200										32	131,4	17,5		49,5
900	90	140	200	186	245	284	316	338	351	337	302	232		25	99,4	20,5	7,5	54,8
	130	190		216										32	141,4	19,5		66,0
1000	100	155	220	208	273	317	352	376	391	376	336	259		28	110,4	20,5	8	71,0
	130	190		228										32	141,4	20		76,2

Примітки: 1 Конструкцію перемішувальних пристроїв даного типу див. рис. 78.

2 Два значення для того самого типорозміру  $d_u$  ставляться до двох конструктивних виконань:

1 — нормального (верхнє значення); 2 — посиленого (нижнє значення).

3 За матеріалом перемішувальні пристрої мають два виконання: 1 — з вуглецевої сталі; 2 — з корозійностійкої сталі

Таблиця 76 — Розміри перерізів у розгорненні лопаті гвинтових перемішувальних пристроїв за МН 5874-66

$R_0$	$R_1$	$R_2$	$R_3$	$R_4$	$R_5$	$R_6$	$R_7$	$R_8$	$R_9$	$r_0$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_5$	$r_6-r_9$
мм																
113	173	260	336	415	500	540	536	510	316	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7
124	244	330	442	540	632	752	770	760	540	1,7	1,5	1,3	1,1	1,0	1,0	1,0
165	317	444	582	685	808	962	940	905	640	2,0	1,75	1,5	1,35	1,2		
198	378	536	700	842	1000	1110	1160	1120	822	2,4	2,0	1,8	1,5	1,4	1,2	1,2
340																
230	394	612	795	956	1135	1240	1320	1200	843	2,7	2,4	2,1	1,9	1,6	1,4	1,25
391																
262	525	726	965	1168	1310	1460	1580	1520	1080	3,0	2,75	2,4	2,1	1,8	1,5	1,5
417										2,9						
302	483	816	1075	1290	1480	1675	1755	1745	1270	3,4	3,0	2,6	2,3	2,0	1,8	1,8
440										3,2						
373	720	1020	1300	1590	1810	2020	2220	2180	1530	3,4						
505										3,2						

Примітки:

1 Розгорнення лопаті див. рис. 79.

2 Два значення для того самого типорозміру  $d_n$  ставляться до двох конструктивних виконань: 1 — нормального (верхнє значення); 2 — посиленого (нижнє значення)

Таблиця 77 — Кут нахилу перерізів лопаті в гвинтових перемішувальних пристроях

$d_m$ мм	Кут $\alpha$ для перерізів									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
300	53°45'	45°40'	39°30'	34°35'	30°35'	27°20'	24°45'	22°30'	20°35'	19°00'
400	58°00'	48°45'	41°30'	35°55'	31°25'	27°55'	25°00'	22°40'	20°45'	19°05'
500	58°00'									
600	58°00'									
700	59°40'	50°00'	42°25'	34°30'	32°00'	28°15'	25°15'	22°55'	20°50'	19°10'
800	59°40'									
	51°48'									
900	60°50'	50°45'	43°00'	36°55'	32°10'	28°25'	25°25'	23°00'	20°55'	19°10'
	53°42'									
1000	60°50'									
	56°36'									

Примітки:

1 Конструкцію гвинта див. рис. 78.

2 Два значення для того самого типорозміру  $d_m$  ставляться до двох конструктивних виконань:

/ — нормального (верхнє значення); 2 — посиленого (нижнє значення)

Таблиця 78 — Напрямна труба перемішувального пристрою (за МН 5874-66)

$d_m$ мм	$V^*$ м <sup>3</sup>	$D_a^*$ мм	Виконання									
			1		2		1		2			
			$\omega^*$ , рад/с		$D_n$		$H$		$H_1$		$L$	
300	1,0	1000	66,0	—	325	—	700	—	450	—	337	—
	1,6	1200					800	600	437			
	3,2	1400	—	66,0	—	320	—	1200	—	950	—	540
2,0	66,0		—	426	—	710	—	480	—	487	—	
2,5						950	670					
3,2						1240	960					
4,0	1600	52,4	66,0	—	420	1300	1130	1000	850	587	590	
5,0	1800	—				—	1110	1210	730	900	635	640
6,3							1430	1570	1050	1190		
8,0	2000	39,8				52,4	530	520	1640	1660	1250	1280
10,0	2200		1720	1580	1350				1200	835	840	
12,5			2110	2400	1730				2020			
16	2400	—	39,8	630	620	1890	2210	1450	1750	890	990	
20						1530	2470	2080	2000			
25	2600	28,3	—	728	720	2290	3560	1500	2750	966	940	
32						3090	4320	1900	3350			
40						3000	—	28,3	—	—	—	5740
50	—	5120	—	4000								

Примітки:

1 Конструкції напрямних труб та їх шифри див. рис. 80.

2 За матеріалом напрямних труб мають два виконання: / — з вуглецевої сталі; 2 — з корозійностійкої сталі.

 $V^*$  — місткість апарата;  $D_a^*$  — внутрішній діаметр апарата;  $\omega^*$  — швидкість обертання перемішувального пристрою



Таблиця 79 — Напрямна труба перемішувального пристрою (за МН 5874-66)

$d_m$ , мм	$V^*$ , м <sup>3</sup>	$D_0^*$ , мм	$H_2$	$H_3$	$d$	$s$	$A$	$d_6$	$z^*$	Виконання		
										1	2	
										Маса, кг		
300	1,0	1000	100	100	25	8	40	M8	—	22,0	—	
	1,6	1200								27,0	—	
	3,2	1400								44	—	44,2
2,0	130		60	M10	40	31,2	—					
2,5						41,3	—					
3,2		53,3				55,7						
400	4,0	1600	160	150	34	10	80	M12	60	55,8	—	
	5,0	1800								60	58,3	72,1
	6,3	2000								60	75,0	93,5
500	8,0	2000	220	220	34	10	80	M12	60	64	85,9	
	10,0	2200								60	80,0	93,9
	12,5									64	110	142
600	16		2400	190	200	34	10	80	M12	60	60	118
	20	2600	64								158	183
	25		72								166	299
700	32		3000	220	220	34	10	80	M12	60	60	224
	40	80									—	483
	50	72									—	431

Примітка:  $z^*$  — кількість болтів для з'єднання секцій прямої труби виконання 2

— у напрямку осі  $x$  (паралельно лопаті):

$$M'_{ux} = M'_u \sin \alpha - M'_{u1} \cos \alpha; \quad (7.21)$$

— у напрямку осі  $y$  (перпендикулярно до лопаті):

$$M'_{uy} = M'_u \cos \alpha + M'_{u1} \sin \alpha. \quad (7.22)$$

Номинальна розрахункова товщина лопаті гвинта  $s'$ , м, у місці з'єднання її з маточиною визначається за формулою

$$s' = \sqrt{\frac{6M'_{uy}}{b_0 \sigma_{ud}} + \frac{3M'_{ux}}{b_0^2 \sigma_{ud}}}, \quad (7.23)$$

де  $M'_{uy}$  і  $M'_{ux}$  — у МН-м;  $b_0$  — в м;  $\sigma_{ud}$  — в МПа.

Товщина лопаті береться з конструктивних міркувань із урахуванням збільшень на корозію й ерозію. Литі пропелери мають лопаті обтічної форми з потоншенням товщини до периферії з усіх боків. У випадку виконання лопаті з листа із приваркою їх до маточини лопаті мають однакову товщину, визначену розрахунком для місця з'єднання її з маточиною.

Таблиця 80 — Значення коефіцієнта  $k_i$  у формулі (7.16) при визначенні перерізів лопаті гвинта (див. рис. 79)

Переріз лопаті	$R_0$	$R_I$	$R_{II}$	$R_{III}$	$R_{IV}$	$R_V$	$R_{VI}$	$R_{VII}$	$R_{VIII}$	$R_{IX}$	$R_{X}$
$k_i$	0,182	0,224	0,260	0,282	0,310	0,320	0,322	0,308	0,276	0,212	0

## 7.6 Пневматичні перемішувальні пристрої

Принцип дії пневматичних перемішувальних пристроїв, які називають барботерами, полягає в тому, що при пропущенні дрібних пухирців повітря, газу або пари через шар рідини в апараті рідина починає рухатися, чим і здійснюється перемішування. При цьому газ або пара може подаватися в апарат або тільки для перемішування, або як агент, що бере участь у тому чи іншому хімічному процесі, що відбувається в апараті. У першому випадку газ повинен безупинно повністю відводитися з апарата, у другому – відводитися лише непрореагована його частина.

Процес пневматичного перемішування рідин може проходити як при надлишковому тиску в апараті, так і без тиску (при атмосферному тиску). Нижче розглядаються питання, пов'язані з таким пневматичним перемішуванням, коли газ не реагує з рідиною, що перемішується. Пневматичне перемішування при взаємному реагуванні газу з рідиною відносять до технології процесу, і висвітлено воно у спеціальній технічній літературі.

Найчастіше при пневматичному перемішуванні в хімічних апаратах застосовується стиснене повітря, причому перемішування відбувається здебільшого при атмосферному тиску.

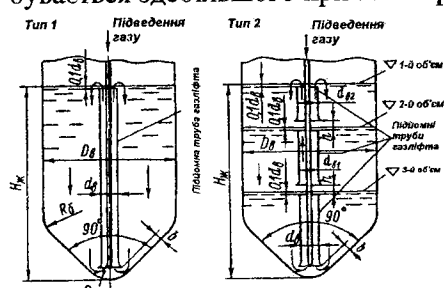


Рисунок 81 – Барботери типу газліфта: I – для одного об'єму, що перемішують; II – для декількох об'ємів, що перемішують.

При  $D_s \leq 1,4 \text{ м}$   $d_s = (0,08 - 0,1) D_s$ ;

при  $D_s > 1,4 \text{ м}$   $d_s = (0,1 - 0,12) D_s$ ;  $d_{a1} = 1,1 d_s$ ;

$d_{a2} = 1,1 d_{a1}$ ;  $h = (0,4 - 0,5) d_s$ ;  $b = (0,7 - 0,8) d_s$ ;

$R = (0,2 - 0,25) D_s$ ;  $R_s \geq 0,2 D_s$ .

якому перемішується рідина.

Витрата повітря або газу для зазначених барботерів при перемішуванні під атмосферним тиском залежить від необхідної інтенсивно-

Простіша конструкція барботера, широко розповсюджена в хімічних апаратах, являє собою горизонтальну пряму або вигнуту трубу, що має по всій довжині розміщені рядами отвори  $d = 3 - 6 \text{ мм}$  на однаковій

відстані один від одного. Площа перерізу всіх отворів у трубі звичайно береться такою, що дорівнює площі перерізу труби. Такий барботер установлюється горизонтально внизу апарата, у

сті перемішування: при слабкому перемішуванні —  $0,4 \text{ м}^3/\text{хв}$  на  $1 \text{ м}^2$  поверхні рідини, що перемішують; при середньому перемішуванні —  $0,8 \text{ м}^3/\text{хв}$  на  $1 \text{ м}^2$  поверхні; при інтенсивному перемішуванні —  $1,0 \text{ м}^3/\text{хв}$  на  $1 \text{ м}^2$  поверхні.

Іншим видом барботерів, широко застосовуваним у цей час у хімічних апаратах, є барботер типу газліфта. Такі барботери вимагають для перемішування значно менше повітря порівняно з попередніми.

Барботер типу газліфта являє собою пристрій (рис. 81), що складається із двох основних частин: труби, що підводить газ, і піднімальної (циркуляційної) труби. Газ, що надходить у нижню частину рідини, спрямовується по піднімальній трубі догори, захоплюючи за собою рідину, завдяки чому в апараті здійснюється циркуляція, а отже, і перемішування рідини. Газ безупинно відводиться з апарата зверху.

Барботери типу газліфта з однією центральною піднімальною трубою можуть застосовуватися в циліндричних вертикальних апаратах діаметром до  $3 \text{ м}$  і більше незалежно від висоти апарата, для перемішування одного об'єму рідини використовується тип I, а для перемішування декількох об'ємів (до п'яти) — тип II.

Питання для самоперевірки:

- 1 Назвіть основні типи механічних перемішувальних пристроїв.
- 2 Тихохідні мішалки., сфера застосування. Порядок розрахунку на міцність.
- 3 Швидкохідні мішалки. Порядок розрахунку на міцність.
- 4 Пневматичні перемішувальні пристрої.

## 8 КОРПУСИ РЕАКЦІЙНИХ АПАРАТІВ ІЗ МЕХАНІЧНИМИ ПЕРЕМІШУВАЛЬНИМИ ПРИСТРОЯМИ

На сьогодні у хімічній та інших галузях промисловості використовується багато реакторів із механічними перемішувальними пристроями, які умовно розрізняються за такими параметрами:

- 1) апарати періодичної й безперервної дії;
- 2) залежно від типу перемішувального пристрою;
- 3) залежно від номінального об'єму апарата;
- 4) за типом сорочки;
- 5) за типом теплообмінного пристрою;

б) за конструкцією днища й кришки;

7) що працюють за принципом ідеального змішування, ідеально-го витіснення й змішаного типу.

У промисловості застосовуються реактори, які випускають серійно, вони відрізняються типом перемішувального пристрою (див. рис. 82 - 83).

Номінальні об'єми корпусів реакторів із мішалками залежно від типу корпусу й виконання зовнішніх теплообмінних пристроїв бажано вибирати з нормального ряду:

0,01; 0,016; 0,025; 0,04; 0,063; 0,10; 0,25; 0,40; 0,63; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63 м<sup>3</sup>.

НДІХІММАШ була запропонована індексація апаратів за типом і виконанням апарата (табл. 81).

Номінальні рекомендовані об'єми корпусів залежно від типу корпусу подані у табл. 82.

Конструкція й основні розміри корпусів показані на рис. 84 - 89 і в табл. 83.

Товщини стінок апаратів і їх елементів (днищ, кришок, сорочок)

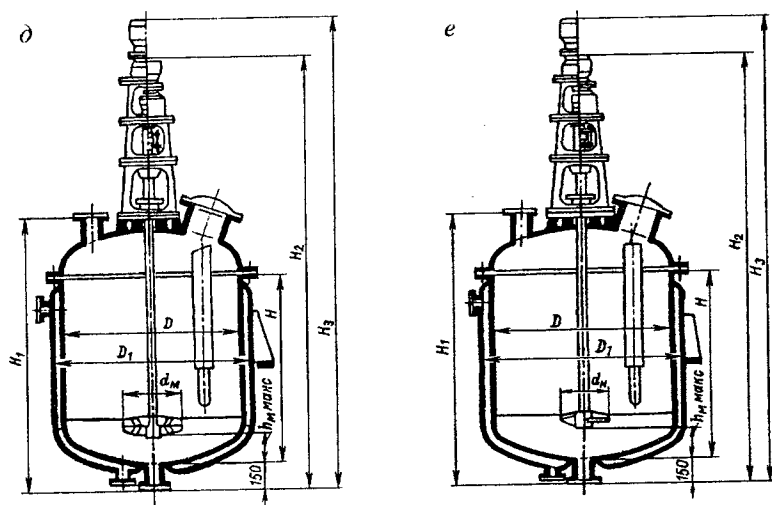


Рисунок 82 — Вертикальні апарати з мішалками:

а — лопатевою; б — листовою

беруться на підставі розрахунків на міцність і стійкість.

У корпусах із відбивними перегородками ширина перегородок береться такою, що дорівнює  $b=0,1D$ , число перегородок - 4.

Основні розміри днищ, кришок, теплообмінних пристроїв беруться за відповідним ГОСТ.

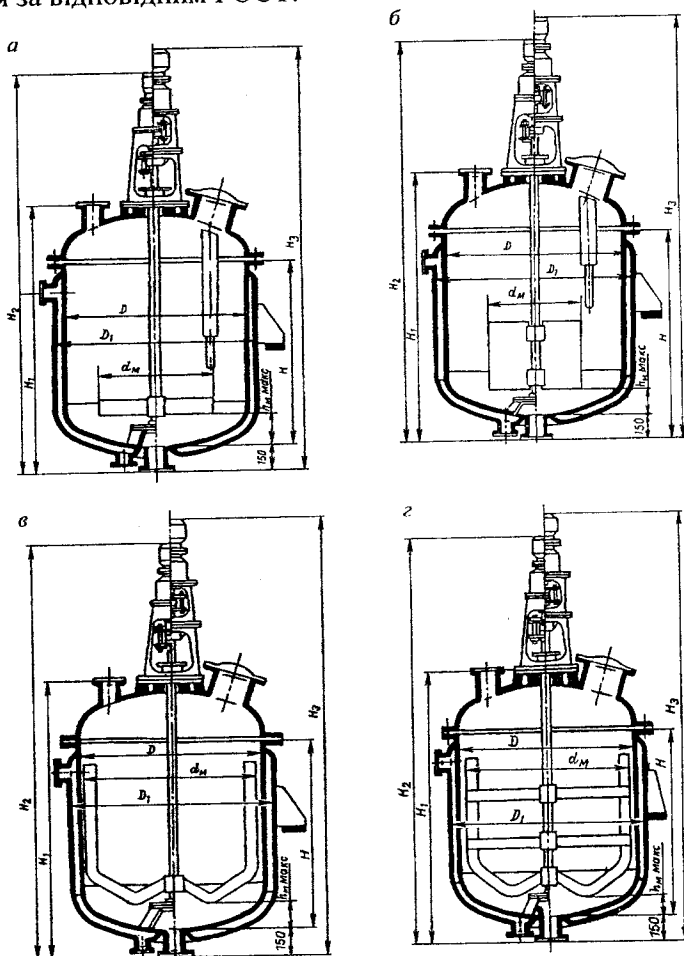


Рисунок 83 — Вертикальні апарати з мішалками:

в — якорною; г — рамною;  
 д — турбінною; е — пропелерною

Таблиця 81 — Розрізнення корпусів за типом і виконанням

Характерна риса типу	Індекс типу	Характерна риса виконання	Індекс виконання
Апарат суцільнозварний з еліптичним днищем і кришкою	1	Без сорочки із трубою перетискання	1
		Без сорочки з нижнім спуском	2
		Із сорочкою з трубою перетискання	3
		Із сорочкою з нижнім спуском	4
Апарат рознімний з еліптичним днищем і кришкою	2	Без сорочки з трубою перетискання	1
		Без сорочки з нижнім спуском	2
		Із сорочкою з трубою перетискання	3
		Із сорочкою з нижнім спуском	4
Апарат з еліптичною кришкою й конічним відбортованим днищем з кутом при вершині 90°	3	Суцільнозварний без сорочки	1
		Суцільнозварний із сорочкою	2
		Рознімний без сорочки	3
		Рознімний із сорочкою	4
Апарат із плоскою кришкою й конічним днищем з кутом при вершині 120°	4	Рознімний	2
Апарат із плоскою кришкою й конічним днищем з кутом при вершині 90°	5	Рознімний	2
Апарат із плоскими кришкою й днищем	6	Рознімний	2

Таблиця 82 — Номінальні рекомендовані об'єми корпусів залежно від типу корпусу

Тип корпусу	Виконання зовнішнього теплообмінного пристрою	Шифр виконання	Номінальний об'єм, м <sup>3</sup>
1	Без зовнішніх теплообмінних пристроїв	0	Від 0,16 до 63 вкл.
	З U-подібною приварною сорочкою	1	Від 0,16 до 32 (50) вкл.
	Із сорочкою і зміювиковим каналом	2	Від 1,6 до 32 вкл.
3	Без зовнішніх теплообмінних пристроїв	0	Від 0,010 до 32 вкл.
	З U-подібною приварною сорочкою	1	Від 0,010 до 32 вкл.
	Із сорочкою і зміювиковим каналом	2	Від 0,40 до 32 вкл.
5	Без зовнішніх теплообмінних пристроїв	0	Від 0,40 до 40 вкл.
	Із сорочкою і зміювиковим каналом	2	Від 0,40 до 32 вкл.

Примітка.  
Корпус із номінальним об'ємом 50 м<sup>3</sup> застосовується при внутрішньому діаметрі корпусу 3000 мм

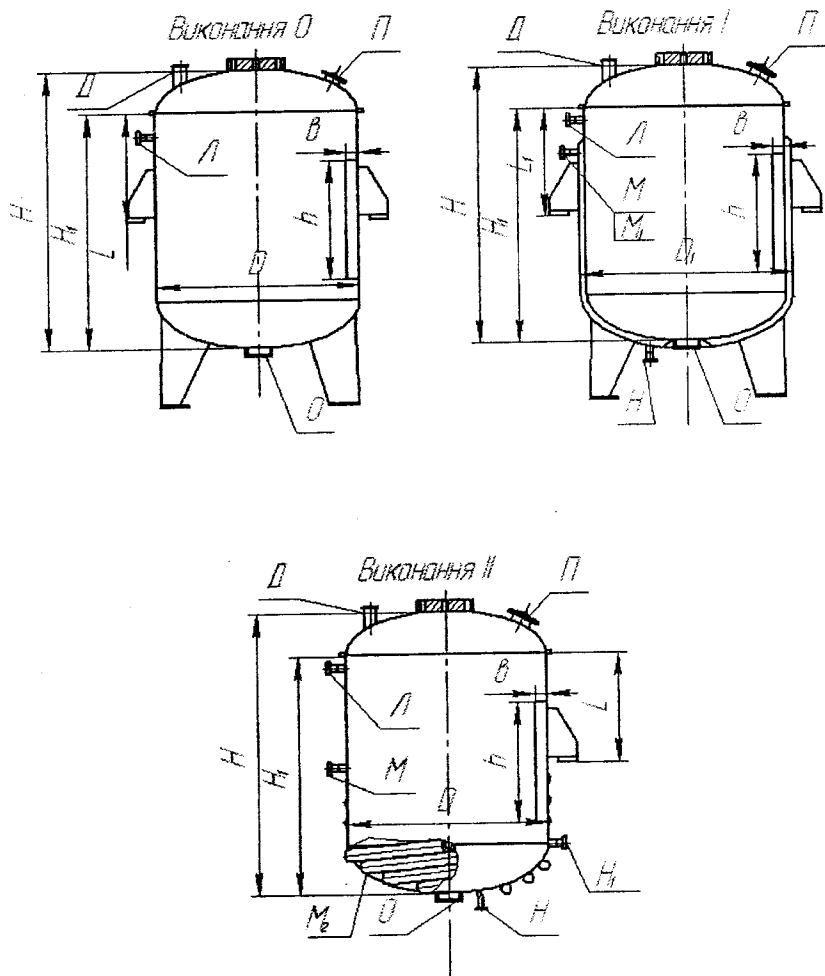


Рисунок 84 – Корпуси типу I зі знімною кришкою

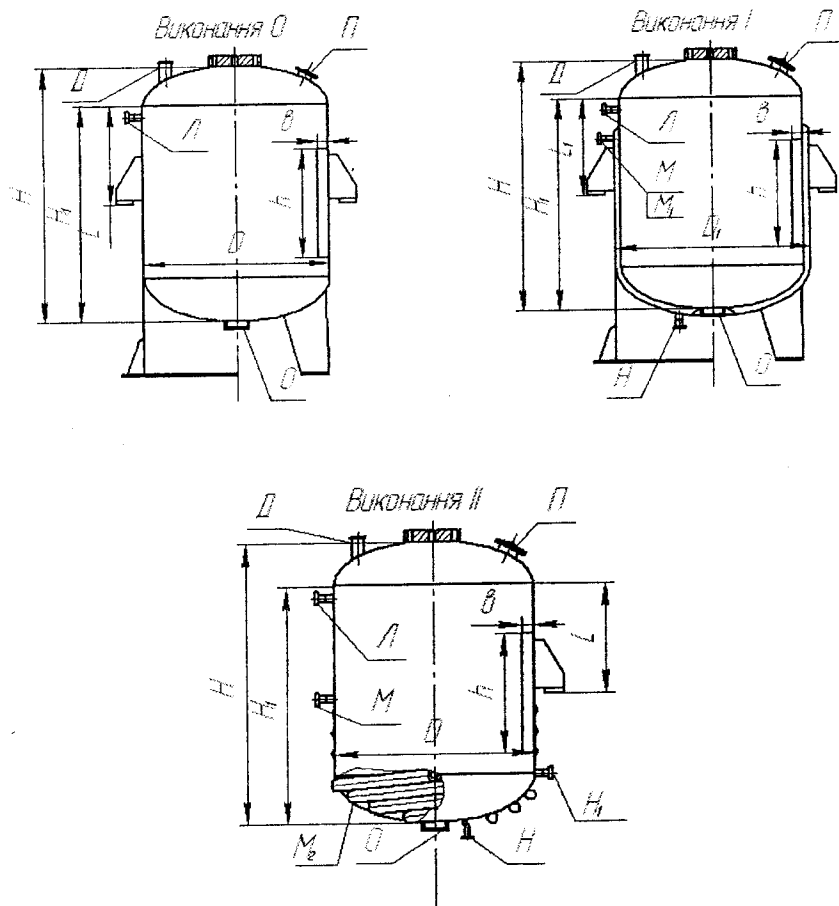


Рисунок 85 – Корпуси типу I з приварною кришкою



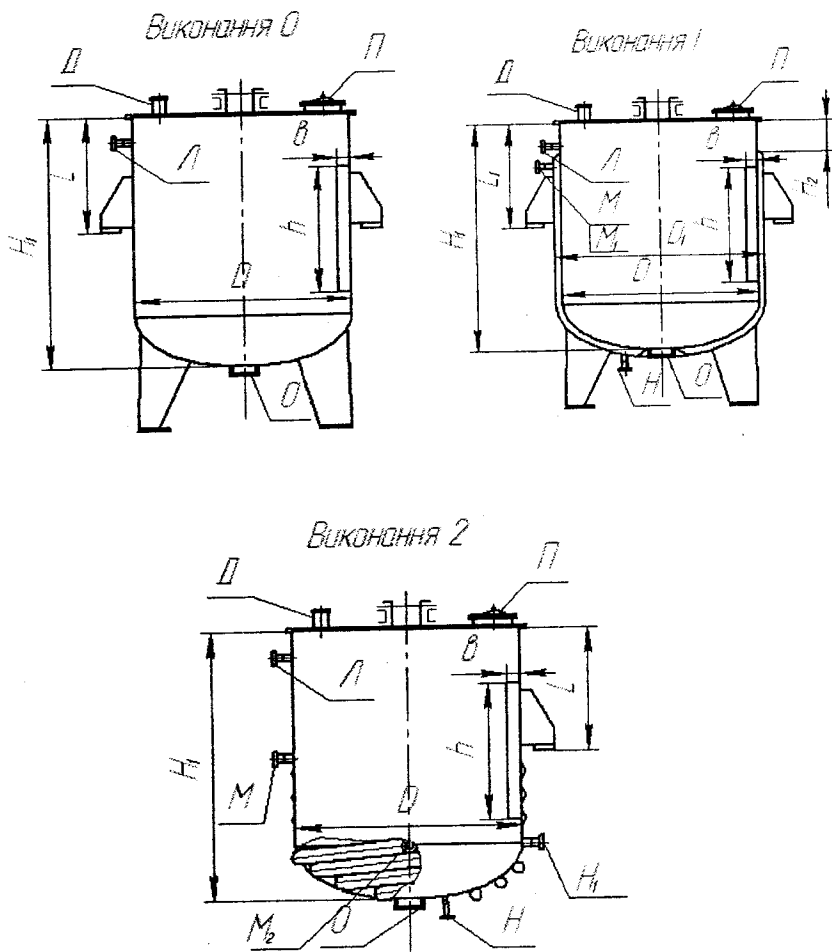


Рисунок 86 – Корпуси типу 3 зі знімною кришкою

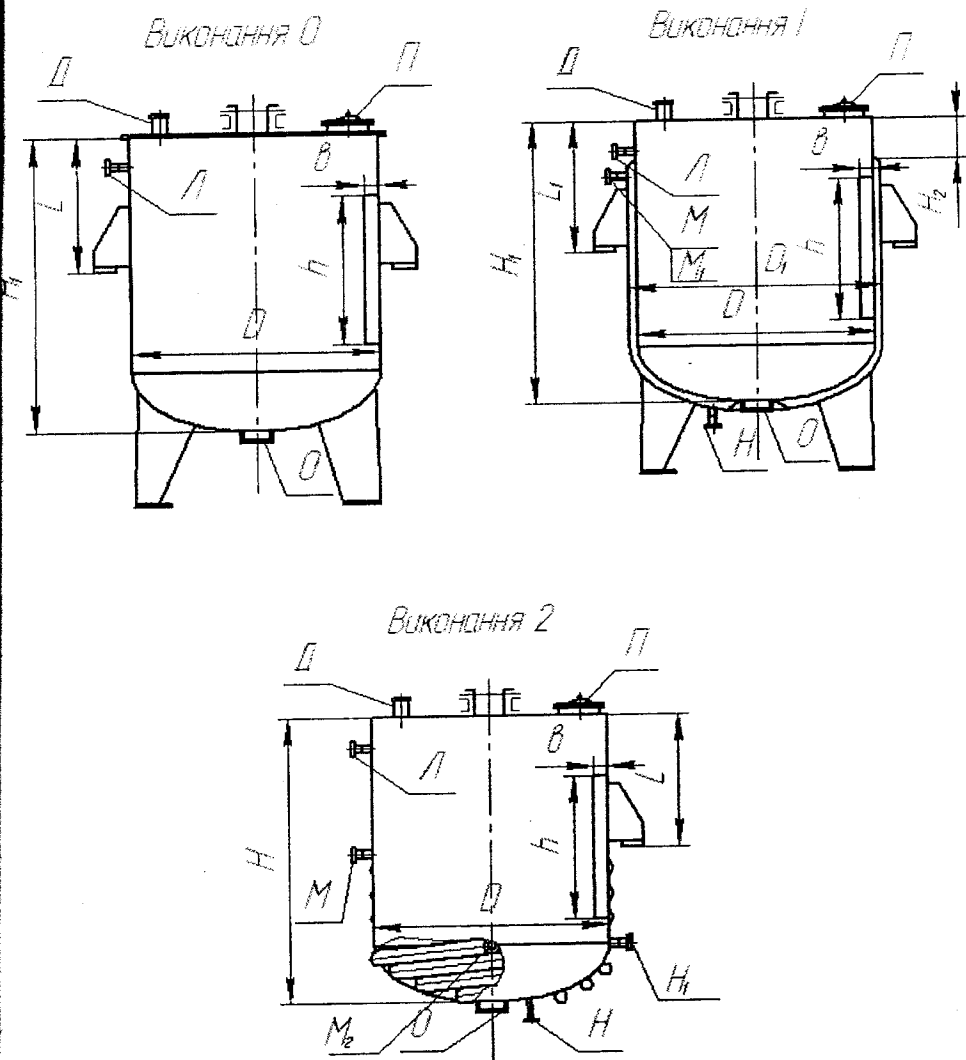


Рисунок 87 – Корпуси типу 3 з приварною кришкою

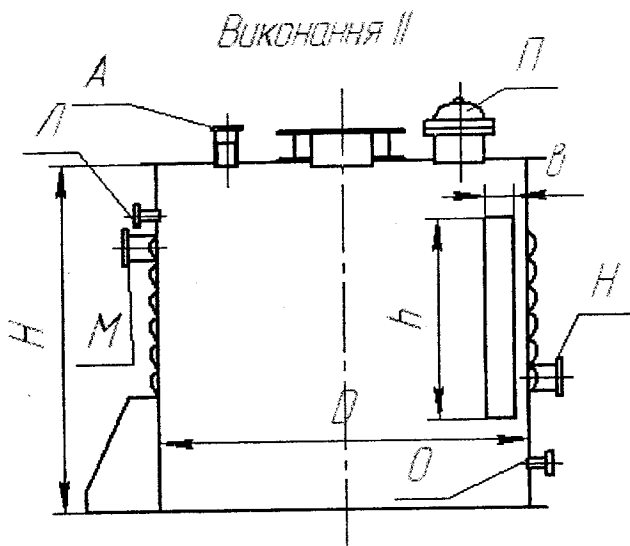
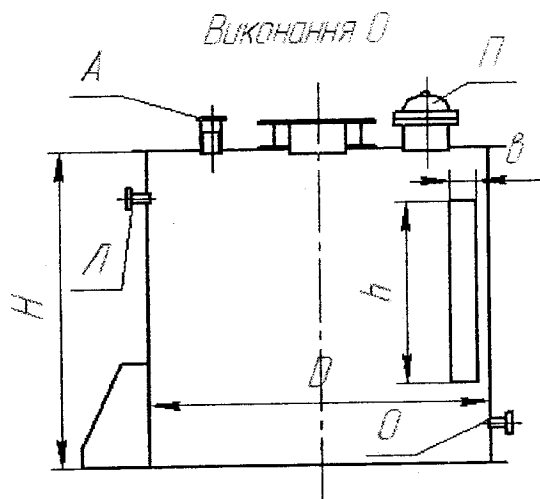


Рисунок 88 – Корпуси типу 5 зі знімною кришкою

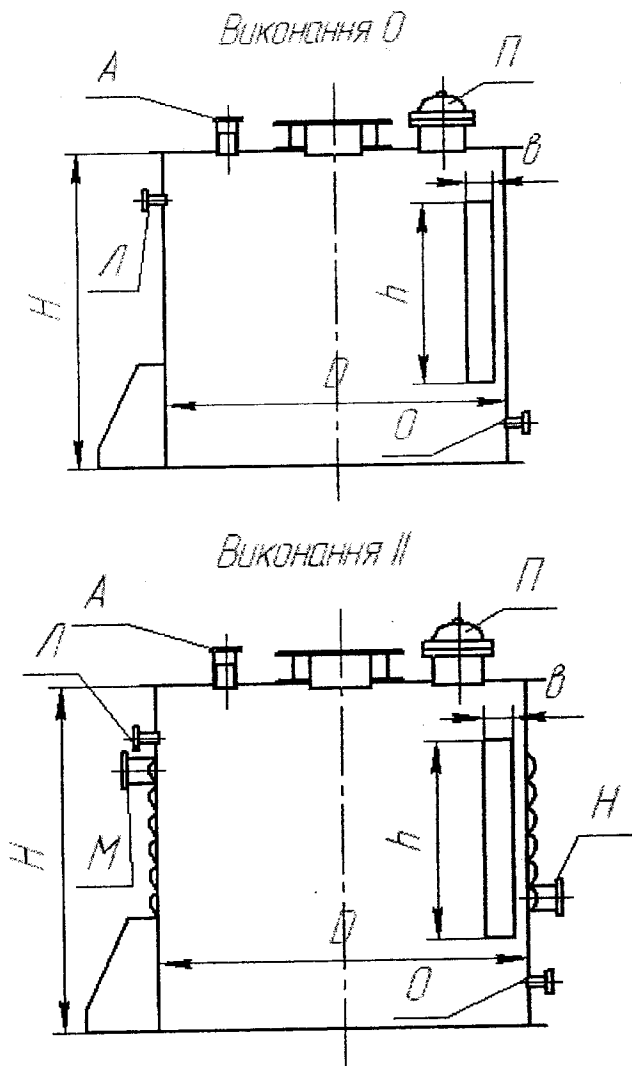


Рисунок 89 – Корпуси типу 5 з приварною кришкою

Таблиця 83 — Основні розміри корпусів

Розмір, мм													
Номинальний об'єм, м <sup>3</sup>	D	D <sub>1</sub>	H для корпусу типу			H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	L	L <sub>1</sub>	h для корпусу типу			
			1	3	5					1	3	5	
			0,010	250	300						220		
0,016	300	350		250				200	220		170		
0,025	350	400		300							140		
0,040	400	450		360				220	270		280		
0,063	500	550		550			80	280	360				
0,10					495			400	275		320		
0,16	600	650	670	600				380	300				
0,25	700	800	750	700									
0,40	800	900	950	875	800	725	100	360	450	425	470	600	
0,63			1350	1325	1250	1125				600	925	1000	
1,00	1000	1100	1450	1350	1275	1175				825	850	975	
1,25	1200	1300	1300	1225	1100	975	110	450	540	575	620	750	
1,6			1650	1575	1400	1325				925	970	1050	
2,0	1400	1500	1550	1475	1250	1175		450	650	725	820	900	
2,5			1850	1775	1600	1475			540	700	1025	1020	1150
3,2	1600	1700		1675		1425			800	925	870		
4,0			2250	2225	2000	1825			650	850	1325	1320	1450
5,0	1800	2000	2230	2090	2000	1740							
6,3			2780	2590	2500	2290			800	950	1700	1500	1850
8,0	2000	2200	2880	2740		2340	150				1600	1950	
10,0	2200	2400	2980	2790	2600	2390			1100				
12,5	2400	2600	3080	3040	2800	2440					1650	1800	2100
16,0			3880	3840	3600	3240			900		2450	1350	2600
20,0	2600	2800	4180	4090	3800	3490				2650	2750	2900	
25,0	2800	3000	4480	4340	4000	3740			1050	2850		3000	
32,0	3000	3200	4980	4790	4500	4190				3250	2950	3300	
40,0	3200	—	5700	—	5000	4850	—			3850		3800	
50,0	3000	3200	7580			6790	150			5850			
	3200	—	6800			—	—			4950			
63,0			8300			7450				6450			

Примітки:

1 Значення  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $L$ , і  $h$  є довідковими; наведені для корпусів із плоскими фланцями, уточнюються в конструкторській документації залежно від варіанта виготовлення кришки корпусу, варіанта виконання і приварки теплообмінного пристрою, взятих фланців, опори корпусу, товщини стінок, висоти відбортованої частини днища, наявності підкладних листів та ін.

2 Дозволяється виготовляти корпуси апаратів типу 3 об'ємом 0,01 м<sup>3</sup> із зовнішнім діаметром 273 мм і висотою 210 мм; об'ємом 0,016 м<sup>3</sup> із зовнішнім діаметром 273 мм і висотою 335 мм; об'ємом 0,025 м<sup>3</sup> із зовнішнім діаметром 325 мм і висотою 350 мм

Рекомендоване розміщення та кількість штуцерів наведено на рис. 90 - 91, а розміри - в табл. 84, 85.

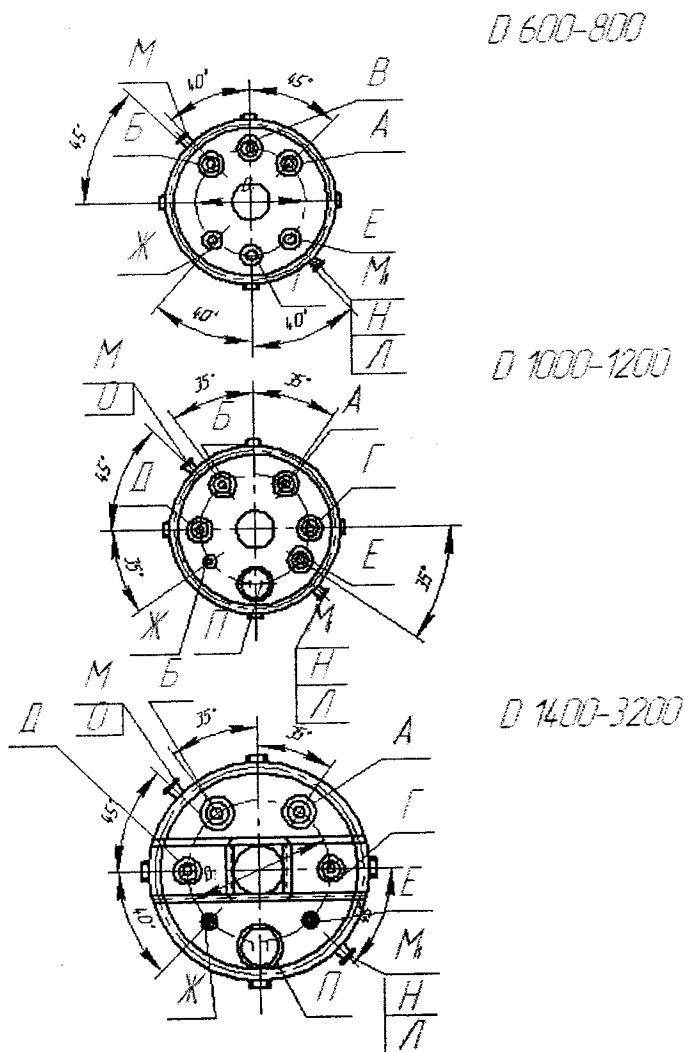
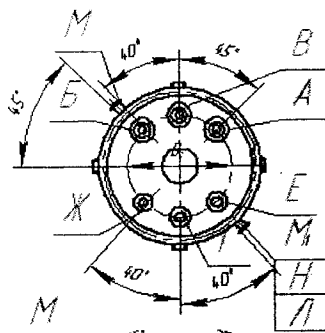


Рисунок 90 – Розміщення штуцерів для корпусів типу I

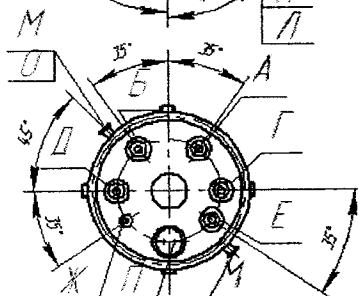
Таблица 84 — Розміщення та умовний діаметр штуцерів корпусів типу 1

Внутрішній діаметр корпусу	Умовний діаметр штуцера, мм														R	R <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	Висота штуцера
	A	B	B	Г	Д	Е	Ж	З	Л	М, М <sub>1</sub>	Н	О	П (люк)					
600	40	32	32	32	20/32	20			20	40	40	40	100	180	—	420	80	
700	65	40	40	40	25/40				40					220		470		
800	80	50	50	80	50/80			—	80			65	150	235	330	530	100	
1000	100	80	80											320		660		
1200	150			100	65/100				100			100	250	360	360	800	150	
1400														400	450	940		
1600	200			100	100/150			150				150	250;400	540	580	1200	200	
1800													400	650	1400			
2000				150	125/200			200	150			150	500	600	700	1450	200	
2200													700	750	1600			
2400	250			200	150/250			250	200			200	700	750	800	1700	200	
2600													800	850	1800			
2800				200								200	800	850	1800	200		
3000													850	950	2000			
3200													900	1000	2100			

$\varnothing$  273-500 мм



$\varnothing$  600-800 мм



$\varnothing$  1000-3200 мм

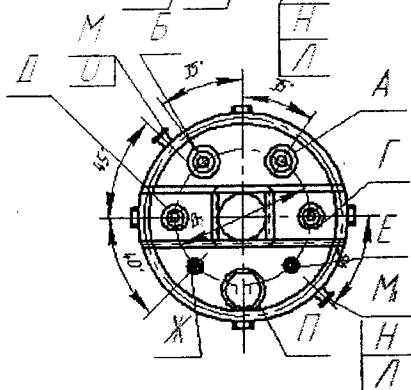


Рисунок 91 – Розміщення штуцерів для корпусів типів 3 та 5



Таблиця 85 — Розміщення та умовний діаметр штуцерів корпусів типу 3 та 5

Внутрішній діаметр корпусу	Умовний діаметр штуцера, мм												R	D <sub>2</sub>	Виліт штуцера	
	A	B	B	В	Г	Д	Е	Ж	Л	М	Н	О				П (люк)
250	20	20	25	15/25	25	—	20	20		20	20	20	—	200	80	200
350	25	25	20/32	32	—	20	20	25		25	25	—	—	250		
400	32	32	40	40	—	20	40	40		40	40	100	—	320		
500	40	40	20	20	20	40	40	40		40	40	100	220	400		
600	65	65	40	40	40	40	80	40		40	65	150	275	600	100	560
700	80	80	40	40	40	80	80	80		80	65	150	370	800		
800	100	100	—	—	—	—	—	M27×2		—	—	—	—	—	150	960
1000	150	100	—	—	—	—	—	50		—	—	—	—	—		
1200	200	150	100	100	100	100	100	50		50	100	250	425	1100		
1400	200	150	100	100	100	100	150	50		50	100	250	500	1200		
1600	200	150	100	100	100	100	150	50		80	200	250; 400	620	1400	200	1650
1800	250	200	200	—	—	—	—	100		80	200	400	720	1800		
2000	250	200	200	—	—	—	—	100		80	200	500	800	1900		
2200	250	200	200	—	—	—	—	100		80	200	500	850	2000		
2400	250	200	200	—	—	—	—	100		80	200	500	900	2100	1000	2200
2600	250	200	200	—	—	—	—	100		80	200	500	950	2100		
2800	250	200	200	—	—	—	—	100		80	200	700	1000	2200		

Питання для самоперевірки:

- 1 Нормалізовані корпуси реакційних апаратів з сорочками і без них;
- 2 Особливості конструювання реакторів з сорочкою із вм'ятинами;
- 3 Нормалізована сорочка із напівтруб;
- 4 За якими параметрами відрізняються об'ємні реактори?

## 9 ОБІГРІВ РЕАКТОРІВ

Для обігріву реакторів використовують водяну пару, продукти згоряння палива, високотемпературні теплоносії в рідкому або пароподібному стані й електрообігрівання.

### 9.1 Обігрів водяною парою

Найбільш доступним і дешевим теплоносієм є водяна пара. Коefіцієнт тепловіддачі від водяної пари, що конденсується, до стінки реактора досить високий [5815 — 11630  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ]. Дроселюючи тиск пари, можна легко регулювати його температуру.

Залежність тиску насиченої водяної пари від температури виражається такими величинами:

Температура пари, °С	100	120	140	160	180	200	220	240	280	300	320	360
Тиск, МПа	0,10	0,20	0,37	0,63	1,03	1,59	2,38	3,41	6,55	8,85	11,53	19,04

Із наведених величин випливає, що з підвищенням температури пари різко зростає його тиск, особливо при температурах вище 240 - 250 °С.

Нові заводи є великими споживачами пари, і для ефективного використання енергії пари часто споруджуються теплоелектростанції з паровими казанами, розрахованими на одержання пари високого тиску.

На технологічні потреби видається відпрацьована пара з окремих ступенів турбіни, і в цьому випадку одержання цехами пари тиском 30 — 40 ат не становить особливих труднощів.

Використовуючи сорочку із приварних напівтруб і фасонного прокату й виготовляючи реактор із двошарового металу, можна його сконструювати на тиск пари, що гріє, 30 - 40 ат без помітного подо-

рогачання реактора порівняно з розрахованими на обігрів пари висококиплячих органічних теплоносіїв.

Дешевизна й ряд інших переваг водяної пари як теплоносія робить доцільним його застосування для обігріву реакторів, коли його тиск не перевищує 30 - 40 ат, навіть якщо це викликає необхідність установлення спеціального парового казана, розрахованого на одержання пари зазначеного тиску.

При 280 - 320°C тиск насиченої водяної пари досягає 65 - 115 ат, що викликає значне ускладнення й обважнення конструкції реакторів та їх комунікації. Тому пару високого тиску рідко застосовують як теплоносіє для обігріву реакторів.

Застосування перегрітої водяної пари низького тиску для досягнення 280 - 320°C недоцільне через досить малі коефіцієнти тепловіддачі від перегрітої водяної пари до стінки [23 - 58 Вт/(м<sup>2</sup>·К)] і неекономічність такого способу обігріву, тому що не буде використано тепло його конденсації.

## 9.2 Обігрів продуктами згоряння палива

Раніше для обігріву реакторів застосовувалися тільки продукти згоряння твердого, рідкого й газоподібного палива. На багатьох виробництвах вони застосовуються й у цей час.

Спалювання твердого або рідкого палива здійснюється у винесених топках.

При газоподібному паливі останній спалюється безпосередньо під днищем казана.

У першому випадку димові гази на виході з топки омивають поверхню казана й, віддавши частину свого тепла на нагрівання обробленої продукції, через димар видаляються в атмосферу.

На цей час застосовуються дві системи вогневого обігріву: індивідуальна, коли кожний казан має самостійну топку, і централізована, при якій одна топка обслуговує кілька казанів. При індивідуальній системі обігрів здійснюється або тільки через днище казана, або спочатку через бічну його поверхню, а потім через днище. В останньому випадку забезпечується більш повне використання тепла димових газів при меншій напруженості поверхонь нагрівання, особливо днища, що набуває істотного значення за наявності в оброблюваному продукті твердих частинок, які можуть осідати на дно апарата. Ці осадки внаслідок їх малої теплопровідності сповільнюють передачу тепла рідкої

частини оброблюваної продукції, що тягне за собою перегрів матеріалу днища й самих осадів. Перегрів днища є однією із причин його більш частого прогорання. Перегрів осадів погіршує якість продукції.

Однак використання бічної поверхні казана як поверхні нагрівання має й деякі недоліки: наприклад, більш повільне охолодження казана після закінчення теплової обробки внаслідок наявності бічного обмуровування, що знижує віддачу тепла при природному його охолодженні, і неприпустимість завантаження казана нижче рівня вогневої лінії, обумовленої верхньою межею бічної поверхні нагрівання.

Топки й реактори повинні розміщуватися в приміщеннях, розділених глухою вогнестійкою стіною (брандмауером) через пожежонебезпеку даного виробництва.

Нагрівання топковими газами, особливо при використанні твердого палива, має цілий ряд істотних недоліків: труднощі регулювання температури внаслідок наявності обмуровування з високою тепловою інерцією; низький коефіцієнт корисної дії; складність і громіздкість установки; трудомісткість обслуговування; пожежонебезпека і ряд інших загальновідомих недоліків, особливо відчутних при проведенні процесів із виробництва плівкоутворювальних речовин. Ці недоліки і є причиною відмови від застосування вогневого нагрівання в усіх заново проєктованих цехах синтетичних смол.

Застосування газоподібного палива трохи знижує зазначені вище недоліки. Зокрема, цей вид нагрівання й дотепер широко використовується на закордонних заводах. Однак пожежонебезпека і громіздкість установки, а також необхідність за відсутності природного газу будівництва газогенераторних станцій роблять його неконкурентоспроможним порівняно з обігрівом висококиплячими органічними теплоносіями й іншими видами нагрівання (індукційний електронагрів і т.п.).

Суттєво, що обігрів реакторів продуктами згоряння палива виключає можливість введення в реакційну суміш органічних розчинників. У зв'язку з цим у ряді діючих цехів, де встановлені реактори, що обігрівають продуктами згоряння палива, не можна впровадити прогресивний «азеотропний спосіб» синтезу алкідних смол.

У зв'язку із зазначеними вище недоліками описуваного способу обігріву він не тільки на нових, але й на діючих виробництвах замінюється більш досконалыми методами.

### 9.3 Обігрів висококиплячими теплоносіями

Як висококиплячі теплоносії застосовується велика кількість металів, розплавів солей, органічних сполук [27].

Для обігріву реакторів при синтезі смол використовуються висококиплячі органічні теплоносії (ВОТ) у рідкому або пароподібному стані.

До висококиплячих органічних теплоносіїв ставлять ряд вимог. Головні з них: 1) висока температура кипіння при малому тиску парів; 2) низька температура плавлення (щоб уникнути нагрівання комунікації й сорочок реакторів при запуску системи); 3) термостабільність; 4) невелика в'язкість рідкого теплоносія й парів при малій їх проникності через ущільнення в реакторі й комунікаціях; 5) відсутність токсичності; 6) вибухобезпечність; 7) малий вплив на конструкційні матеріали; 8) фізико-технічні властивості, що забезпечують високі коефіцієнти тепловіддачі від рідкого й пароподібного теплоносіїв до стінки; 9) низька вартість.

Як висококиплячі органічні теплоносії досліджувалася велика кількість органічних і елементоорганічних сполук. Разом із тим дотепер ще не знайдено жодної речовини з робочою температурою 320 - 350°C, яка б задовольняла всі вищеперелічені вимоги.

Для робочих температур 280 - 350°C промислове застосування знаходять речовини: суміш дифенілу з дифеніловим ефіром, називана за кордоном доутерм-А, а у нас - дифенільна суміш; продукти хлорування дифенілу й поліфенілів (арохлори); кремнієорганічні сполуки - поліорганосилоксани, силіконові теплоносії, тетраарилсилани, що випускають в Англії під марками TAS-180, TAS-190; ароматизовані масла та ін.

Останнім часом намітилося промислове застосування дитолілметану. Тривалі дослідження дитолілметану показали, що він має в кілька разів більшу токсичність, ніж інші органічні теплоносії, зокрема дифенільна суміш.

Кремнієорганічні теплоносії мають досить високу вартість. Тетраарилсиланові теплоносії, використовувані тільки в рідкому стані типу TAS-180, TAS-190, порівняно швидко гідролізуються. Ароматизовані масла можуть застосовуватися в рідкому вигляді й до робочих температур, що не перевищують ~280°C.

Продукти хлорування дифенілу й поліфенілів, що мають більш низьку температуру плавлення, ніж дифенільна суміш, мало вивчені.

Найпоширенішим в Україні й за кордоном органічним теплоносієм є дифенільна суміш.

Дифеніл і дифеніловий ефір мають високі температури кипіння при низькій пружності парів, але температура плавлення дифенілу  $69,5^{\circ}\text{C}$ , а дифенілового ефіру -  $27^{\circ}\text{C}$ , що вимагає обігріву комунікації при запуску системи. Тому застосовують евтектичну суміш, тобто таку, що має найбільш низьку температуру плавлення і містить 26,5% (вага) дифенілу й 73,5% (вага) дифенілового ефіру. При одержанні суміші зазначеного складу з технічних продуктів її температура плавлення становить  $\sim 12,5^{\circ}\text{C}$ .

Пружність парів дифенілової суміші в 30 - 35 разів нижча, ніж у водяної пари, і виражається такими величинами:

Температура пари, $^{\circ}\text{C}$	250	260	280	300	320	340	360
Тиск, МПа	0,086	0,105	0,166	0,238	0,332	0,456	0,614

Суміш горюча, але не вибухонебезпечна (температура спалаху  $102^{\circ}\text{C}$ ), і має порівняно високу термостабільність.

Регенерація дифенільної суміші шляхом дистиляції провадиться після накопичення в ній більше 10% продуктів розкладання. За цієї умови вона може експлуатуватися при  $320^{\circ}\text{C}$  протягом декількох років, а при  $350^{\circ}\text{C}$  - до 1 року [28].

Дифенільна суміш мало впливає на конструкційні матеріали, у тому числі й на звичайні марки сталей.

Пари дифенільної суміші мають щільність, в 7 разів вищу, ніж водяні. Тому, незважаючи на малу теплоту пароутворення ( $287 \text{ кДж/кг}$  при  $260^{\circ}\text{C}$  і  $226 \text{ кДж/кг}$  при  $370^{\circ}\text{C}$ ), їх об'ємна теплота конденсації не набагато нижча, ніж у водяної пари, що дозволяє застосовувати паропроводи невеликих діаметрів.

Поряд із вищепереліченими перевагами дифенільної суміші, які можна доповнити її порівняно невисокою вартістю, вона має серйозний недолік.

При  $250 - 350^{\circ}\text{C}$  в'язкість рідкої дифенільної суміші трохи вища, ніж в'язкість води при цій температурі, але вона має високу змочувальну здатність і, незважаючи на невеликий тиск її пари, легко проникає через місця ущільнень (фланцеві з'єднання трубопроводів і арматури, сальники запірних пристосувань і насосів і т.д.). Пари дифенільної суміші токсичні й подразнюють слизові сорочки.

Висока проникність дифенільної суміші через місця ущільнення вимагає, незважаючи на низький тиск її парів, застосовувати фланцеві з'єднання типу шип – паз і запірну арматуру, розраховану на тиск 20 - 40 ат (надл.).

У зв'язку з високою проникністю дифенільної суміші звичайні типи насосів виявилися не придатними для перекачування гарячого конденсату в пароутворювач. Це викликало необхідність установлення реакторів вище пароутворювача для повернення в нього конденсату самопливом.

Поміщення реакторів на великій висоті ускладнює їх обслуговування й призводить у ряді випадків до нераціональних рішень з компонування устаткування й використання приміщення.

При обігріві рідкими теплоносіями коефіцієнти тепловіддачі від рідини до стінок труби досягають значних величин. При температурі дифенільної суміші 270 - 350°C для каналів з еквівалентним діаметром 20 - 100 мм при швидкості суміші ~0,5 м/с вони становлять приблизно 930 - 697 Вт/(м<sup>2</sup>·К) і швидкості 1 м/с 1744 - 1163 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коефіцієнти тепловіддачі від парів, що конденсуються, дифенільної суміші залежать від багатьох факторів. Вони зростають у дуже високому ступені при гладкій сорочці зі збільшенням висоти стінки реактора й різниці температур між парами й стінкою. Залежно від величини цих факторів, а також від температури парів вони можуть коливатися від кількох сотень до приблизно 2326 Вт/(м<sup>2</sup>·К) [27]. При змійовиковій сорочці із приварних напівтруб велике накопичення в змійовику конденсату викликає погіршення коефіцієнтів тепловіддачі. Тому їх роблять короткими, поєднуючи окремі "змійовики" у колектори, по яких підводиться пар й відводиться конденсат.

Кожна із систем обігріву (парами або рідиною) при робочій температурі 280-350°C має свої переваги й недоліки. У цей час ще не накопичений достатній досвід для обґрунтованого вибору оптимальної системи. За наявності охолоджувальних пристроїв усередині реактора система обігріву парами простіша, й вона вимагає в кілька разів меншої продуктивності насосів, ніж рідинна.

За необхідності охолодження і нагрівання реакторів за допомогою однієї й тієї самої сорочки це здійснюється простіше при обігріві рідким теплоносієм.

## 9.4 Електрообігрівання

Нагрівання реакційної суміші за допомогою електроенергії може бути здійснене двома принципово різними шляхами: за допомогою нагрівачів, у яких виникає тепло при проходженні через них електричного струму, і нагріванням стінки реактора внаслідок електричного струму, що індуктується в ній.

У першому випадку тепло від нагрівачів до реакційної суміші може передаватися кондукцією, радіацією й конвекцією.

Поміщаючи електронагрівники на зовнішній стінці реактора, покритій шаром електроізоляційного теплостійкого матеріалу, передають тепло кондукцією. Цей спосіб обігріву може призвести до перегріву стінок реактора, термічного розкладання й спалаху.

При передачі тепла радіацією реактор поміщають у кожух, на стінках якого розміщені електронагрівники. Він дозволяє створити дещо м'якші умови нагрівання, ніж спосіб передачі тепла кондукцією, але дає низький к.к.д. використання електроенергії і не виключає перегріву стінок реактора.

Передача тепла конвекцією, тобто зануренням електронагрівників у реакційну суміш, хоча й забезпечує високий к.к.д. використання електроенергії, але має ряд недоліків. На нагрівачах відкладається осад, що підвищує їхню температуру і може призводити до термічного розкладання продукту на їхній поверхні. Вони ускладнюють перемішування реакційної суміші й чищення реакторів.

У зв'язку із зазначеними вище недоліками перший шлях електрообігрівання реакторів знайшов обмежене застосування у виробництві.

Інший шлях — індукційний обігрів — знаходить все більше застосування.

Принцип дії індукційного обігріву реакторів ґрунтується на явищі електромагнітної індукції.

Реактор з індукційним обігрівом являє собою своєрідний трансформатор (рис. 92).

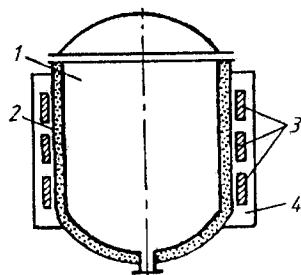


Рисунок 92 — Принципова схема індукційного обігріву:  
1 — реактор; 2 — теплова ізоляція; 3 — індукційна обмотка; 4 — кожух



Навколо реактора розміщені циліндричні обмотки-котушки (для зручності регулювання температури реакційної суміші й зонного обігріву, як правило, дві-три), що являють собою ніби первинні обмотки трансформатора, по яких проходить електричний струм.

Електрична енергія передається індукцією вторинній обмотці, роль якої виконує короткозамкнутий виток — стінка реактора.

Вихрові струми у стінці реактора приводять до перетворення електричної енергії в теплову.

Таким чином, при індукційному обігріві тепло утвориться безпосередньо у стінці реактора. Хоча струм, що індукується, в результаті так званого поверхневого ефекту концентрується на поверхні стінки, поверненої до обмотки, внаслідок високої теплопровідності стінки перепад температури у ній малий.

Коефіцієнт корисної дії перетворення електричної енергії в теплову при індукційному обігріві залежить від багатьох факторів. Він підвищується із частотою струму і збільшенням діаметра обмотки реактора. При більших діаметрах реактора (~1 - 1,5 м) і стінці реактора,

виготовленій зі звичайних марок сталі, тобто таких, що мають високі феромагнітні властивості, промислова частота струму забезпечує досягнення к.к.д. порядку 0,8 - 0,9. Тому індукційний обігрів реакторів проводять змінним струмом промислової частоти (50 гц) і звичайної напруги (220/380 В).

При індукційному методі обігріву коефіцієнт використання потужності (косинус  $\varphi$ ), як правило, не перевищує 0,5 - 0,6. Це приводить до необхідності встановлення трансформаторів, що мають потужність, значно більшу, ніж потрібно для нагрівання реакторів.

Підвищення коефіцієнта використання потужності до 0,8 - 0,9 досягається встановленням конденсаторів та іншими шляхами. Останнім часом з'явилися методи

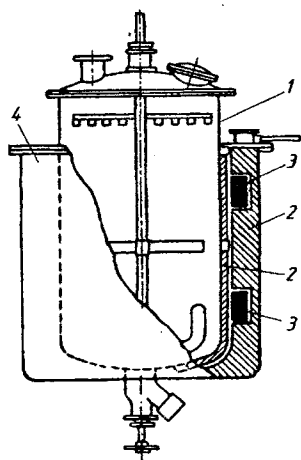


Рисунок 93 — Схема індукційного обігріву з тороїдальною первинною обмоткою:  
1 — реактор; 2 — теплова ізоляція; 3 — тороїдальна обмотка; 4 — кожух

обігріву реакторів, що значно підвищують коефіцієнт використання потужності.

Кільцева обмотка замінена тороїдальною первинною обмоткою (рис. 93), що огинає кільцеподібно реактор. Стінки реактора замикаються коротко на тороїд, що утворює вторинний ланцюг.

Регулювання індукційного нагрівання роблять шляхом зміни напруги струму, перемикаючи обмотку з «зірки» на «трикутник», і включенням і відключенням окремих котушок.

З наведеного опису індукційного методу обігріву випливає, що порівняно з іншими описаними вище методами обігріву він має такі головні переваги:

1) відпадає тепловий опір від теплоносія до стінки; це дозволяє при досить інтенсивному нагріванні підтримувати більш низьку температуру стінки з усуненням місцевих перегрівів на її поверхні і тим самим поліпшувати колір й інші властивості смоли;

2) метод дозволяє особливо тонко і точно регулювати й підтримувати необхідний режим нагрівання, температуру стінки або різницю температур між реакційною сумішшю і стінкою;

3) виключається забруднення атмосфери цеху продуктами, що мають запах, або токсичними газами (неминуче при застосуванні висококиплячих органічних теплоносіїв);

4) не потрібні більша товщина стінки реактора і використання сорочок (у випадку охолодження за допомогою змійовиків);

5) відпадає необхідність будівництва і експлуатації парокотельної, необхідної при обігріві дифенільною сумішшю;

6) виключаються складні комунікації, запірні арматури і насоси, необхідні при обігріві дифенільною сумішшю;

7) знижуються витрати праці.

Разом із тим індукційний метод обігріву пов'язаний з витратою порівняно дорогої електроенергії, будівництвом потужної трансформаторної підстанції й прокладанням відповідної силової електромережі.

При цьому необхідно врахувати, що виключення будівництва парокотельної при індукційному методі обігріву порівняно з обігрівом дифенільною сумішшю замінюється капітальними витратами, пов'язаними з одержанням електричної енергії.

## 9.5 Комбіновані методи обігріву

Крім описаного вище комбінованого методу обігріву водяною парою й індукційними струмами, у ряді галузей промисловості застосовується обігрів реакторів дифенільною сумішшю, що випаровується або нагрівається за допомогою занурених у неї електронагрівників.

Його перевагою порівняно з методом обігріву дифенільною сумішшю є те, що відпадає потреба у винесеному випарнику, насосі, комунікаціях і запірних пристроях (температура парів регулюється зміною режиму роботи електронагрівників).

Порівняно з обігрівом індукційними струмами спрощуються конструкція установки, автоматика, досягається високий к.к.д. використання електроенергії і потужності. Зазначені переваги обумовили широке застосування цього методу обігріву в промисловості пластичних мас. Разом із тим він вимагає поряд з більшою витратою дорогої електроенергії застосування дифенільної суміші.

У результаті розгляду ряду методів обігріву реакторів можна зробити такі висновки:

- якщо температура реакційної суміші не перевищує 200 - 220°C, найкращим теплоносієм є водяна пара;

- при більш високих температурах і великому споживанні тепла може бути застосований метод обігріву дифенільною сумішшю, або індукційний. Останній має більші переваги, але його використання може обмежуватися місцевими умовами одержання електроенергії.

При малому споживанні тепла можна рекомендувати обігрів індукційними струмами і комбінований — дифенільною сумішшю, що випаровується або нагрівається в сорочці реактора електронагрівниками.

Питання для самоперевірки:

- 1 Обігрів реакторів водяною парою;
- 2 Обігрів реактора продуктами згоряння палива;
- 3 Висококиплячі теплоносії, які використовують для обігріву реакторів;
- 4 Обігрів реакторів із використанням електроенергії.

## 10 РОЗРАХУНОК АПАРАТІВ ІЗ СОРОЧКОЮ НА МІЦНІСТЬ

У цьому розділі наведені методи розрахунку на міцність корпусу й сорочки реактора. Розрахунок окремих вузлів (фланцевих з'єднань, опор та ін.) наведений у спеціальній літературі і нормативних документах.

Як відомо, сорочки в реакторах призначаються для зовнішнього нагрівання або охолодження оброблюваних або, головним чином, рідких продуктів, що зберігаються в апараті.

У додатку наведено основні відомості про нормалізовані сорочки, застосовувані у зварних апаратах, які працюють під надлишковим тиском.

### 10.1 Гладкі сорочки

За конструкцією сорочки бувають рознімними і нерознімними, можуть виконуватися як на корпусі апарата, так і на днищі. На рис. 94, 95 наведені варіанти виконання циліндричної й  $U$ -подібної сорочок. Для збільшення жорсткості корпусу апарата і поліпшення процесу теплообміну на корпусі іноді виконують напрямні спіралі (рис. 94). Відбортовані елементи сорочок допускається виконувати у вигляді відповідних приварних комірів, при цьому циліндричну частину прямої ділянки в комірці виконувати не менше трьох товщин його стінки.

Товщина стінок апарата й сорочки визначається виходячи з умови міцності за ГОСТ 14249–89.

#### 10.1.1 Розрахункова температура

Розрахункова температура використовується для визначення фізико-механічних характеристик матеріалу й допустимих напружень.

Розрахункова температура визначається на підставі теплових розрахунків або результатів випробувань.

При позитивних температурах за розрахункову температуру стінки елемента посудини або апарата варто брати найбільше значення температури стінки.

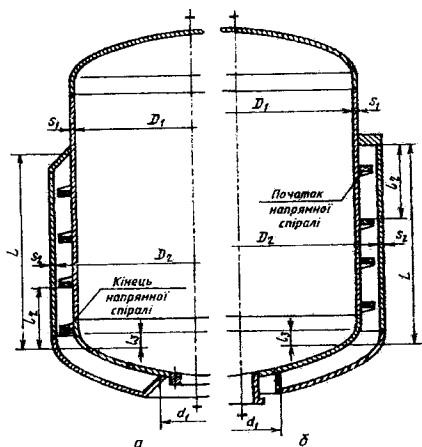


Рисунок 94 — Посудини з U-подібною сорочкою:

- із сполученням за допомогою конуса;
- із сполученням за допомогою кільця

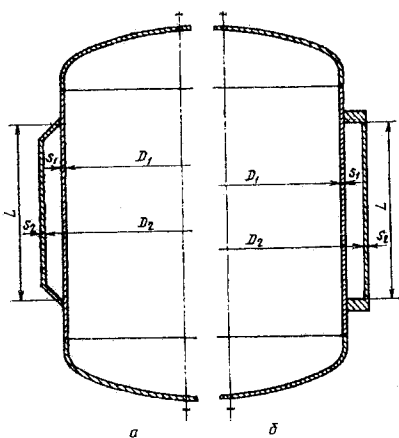


Рисунок 95 — Посудини із циліндричною сорочкою:

- а — із сполученням за допомогою конуса;
- б — із сполученням за допомогою кільця

При низькій температурі стінки елемента посудини або апарата за розрахункову температуру при визначенні допустимих напружень варто брати температуру  $20^{\circ}\text{C}$ .

Якщо неможливо зробити теплові розрахунки або вимірювання і у тих випадках, коли під час експлуатації температура стінки підвищується до температури середовища, що стикається зі стінкою, за розрахункову температуру варто брати найбільшу температуру середовища, але не нижче  $20^{\circ}\text{C}$ .

### 10.1.2 Робочий, розрахунковий і пробний тиск

Під робочим тиском для посудини й апарата варто розуміти максимальний внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, що виникає при нормальному проходженні робочого процесу, без урахування гідростатичного тиску середовища і без урахування припустимого короточасного підвищення тиску під час дії запобіжного клапана або інших запобіжних пристроїв.

Під розрахунковим тиском у робочих умовах для елементів посудин і апаратів варто розуміти тиск, за яким проводиться їх розраху-

нок на міцність. Значення розрахункового тиску бажано взяти з нормального ряду.

Розрахунковий тиск для елементів посудини або апарата беруть, як правило, таким, що дорівнює робочому тиску або вище.

При підвищенні тиску в посудині або апараті під час дії запобіжних пристроїв більш ніж на 10% порівняно з робочим елементи апарата повинні розраховуватися на тиск, що дорівнює 90% тиску при повному відкритті клапана або запобіжного пристрою.

Для елементів, що поділяють простори з різними тисками (наприклад, в апаратах із обігрівальними сорочками), за розрахунковий тиск варто брати або кожний тиск окремо, або тиск, що вимагає більшої товщини стінки елемента, що розраховують. Якщо забезпечується одночасна дія тисків, то допускається робити розрахунок на різницю тисків.

Якщо на елемент посудини або апарата діє гідростатичний тиск, що становить 5% і вище від робочого, то розрахунковий тиск для цього елемента повинен бути підвищений на цю саму величину.

Під пробним тиском у посудині або апараті варто розуміти тиск, при якому провадиться випробування посудини або апарата.

Під розрахунковим тиском в умовах випробувань для елементів посудин або апаратів варто розуміти тиск, якому вони піддаються під час пробного випробування. Величину пробного тиску визначають за ГСТУ 3-17-191-2000.

### 10.1.3 Допустимі напруження, коефіцієнти запасу міцності й стійкості

Допустимі напруження  $[\sigma]$  при розрахунку за граничними навантаженнями посудин і апаратів, що працюють при статичних однократних навантаженнях, визначаються:

- для вуглецевих і низьколегованих сталей:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left( \frac{\sigma_m \text{ або } \sigma_{0.2}}{n_m}; \frac{\sigma_a}{n_a}; \frac{\sigma_{0.10^5}}{n_0}; \frac{\sigma_{1\%10^5}}{n_n} \right); \quad (10.1)$$

- для аустенітних сталей:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left( \frac{\sigma_{1.0}}{n_m}; \frac{\sigma_a}{n_a}; \frac{\sigma_{0.10^5}}{n_0}; \frac{\sigma_{1\%10^5}}{n_n} \right). \quad (10.2)$$

Границя повзучості для визначення допустимих напружень у тих випадках, коли відсутні дані про границі тривалої міцності або умови експлуатації, необхідно обмежити величину деформації (переміщення).

За відсутності даних з умовної границі плинності при 1% залишковому подовженні допустимі напруження для аустенітної сталі визначають за формулою (10.1).

Для умов випробування допустимі напруження визначаються так:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T^{20} \text{ або } \sigma_{0,2}^{20}}{n_T} \quad (10.3)$$

Коефіцієнти запасу міцності повинні відповідати наведеним у табл. 86.

Таблиця 86 — Значення коефіцієнта запасу міцності

Умови навантаження	Коефіцієнт запасу міцності			
	$n_T$	$n_B$	$n_D$	$n_H$
Робочі умови	1,5	2,4	1,5	1,0
Умови випробування:				
— гідравлічні випробування;	1,1	—	—	—
— пневматичні випробування	1,2	—	—	—
Умова монтажу	1,1	—	—	—

Поправковий коефіцієнт до допустимих напружень  $\eta$  повинен дорівнювати одиниці, за винятком сталевих відливок, для яких коефіцієнт  $\eta$  має такі значення:

- 0,8 - для відливок, що підлягають індивідуальному контролю неруйнівними методами;
- 0,7 - для інших відливок.

Для сталей, широко використовуваних у хімічному, нафтохімічному й нафтопереробному машинобудуванні, допустимі напруження для робочих умов, визначені відповідно до формули (10.1) при  $\eta=1$ , повинні відповідати даним ГОСТ 14249-89.

Для посудин і апаратів, що працюють при багаторазових навантаженнях, а також для деяких спеціальних елементів, наприклад фланцевих з'єднань, допустимі напруження повинні визначатися за відповідними нормативно-технічними документами.

Розрахункові характеристики міцності, необхідні для визначення допустимих напружень при температурі 20°C, визначаються відповідно до стандартів або технічних умов на сталі.

Коефіцієнт запасу стійкості ( $n_y$ ) при розрахунку посудин і апаратів на стійкість за нижніми критичними напруженнями у границях пружності варто брати:

- 2,4 - для робочих умов;
- 1,8 - для умов випробування й монтажу.

#### 10.1.4 Коефіцієнт міцності зварних швів

При розрахунку на міцність елементів посудин і апаратів у розрахункові формули варто вводити коефіцієнт міцності зварних з'єднань:

- $\varphi_p$  - поздовжнього шва циліндричної або конічної обичайки;
- $\varphi_T$  - кільцевого шва циліндричної або конічної обичайки;
- $\varphi_k$  - зварних швів кільця жорсткості;
- $\varphi_a$  - поперечного зварного шва для зміцнювального кільця;
- $\varphi, \varphi_A, \varphi_B$  - зварних швів опуклих і плоских днищ і кришок (залежно від розміщення).

Числові значення цих коефіцієнтів повинні відповідати даним ГОСТ 14249-89.

#### 10.1.5 Додатки до розрахункових товщин конструктивних елементів

При розрахунку посудин і апаратів необхідно враховувати додаток  $c$  до розрахункових товщин елементів посудин і апаратів.

Виконавча товщина стінки елемента посудини й апарата повинна визначатися за такою формулою:

$$s \geq s_R + c. \quad (10.4)$$

Величина додатка до розрахункових товщин повинна визначатися за формулою

$$c = c_1 + c_2 + c_3. \quad (10.5)$$

Обґрунтування всіх додатків до розрахункових товщин повинне бути наведене в технічній документації.

При двобічному контакті із корозійним або ерозійним середовищем додаток  $c_1$  для компенсації корозії або ерозії повинен відповідно збільшуватися.

Технологічний додаток  $c_3$  передбачає компенсацію стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях – витяжці, штампуванні, вигинанні труби і т.д., залежно від прийнятої



технології цей додаток варто враховувати підприємствами-виготовлювачами при розробленні робочих креслень.

Додатки  $c_2$  і  $c_3$  враховують у тих випадках, коли їх сумарна величина перевищує 5% номінальної товщини листа.

Технологічне збільшення  $c_3$  не містить у собі округлення розрахункової товщини до стандартної товщини листа.

## 10.2 Гладкі циліндричні обичайки

### 10.2.1 Обичайки, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Товщину стінки варто розраховувати за формулами:

$$s_R = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p}, \quad (10.6)$$

$$s \geq s_R + c. \quad (10.7)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск варто розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)}{D+(s-c)}. \quad (10.8)$$

При виготовленні обичайки з листів різної товщини, з'єднаних поздовжніми швами, розрахунок товщини обичайки проводять для кожного листа з урахуванням наявних у них ослаблень.

*Примітка.* Виконувати розрахунок на міцність для умов випробування не потрібно, якщо розрахунковий тиск в умовах випробування буде менший, ніж розрахунковий тиск у робочих умовах, помножений на  $1,35 \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}$ .

### 10.2.2 Обичайки, навантажені зовнішнім тиском

Товщину стінки приблизно визначають за формулами (10.9) і (10.10) з подальшою перевіркою за формулою (10.11):

$$s_R = \max \left\{ K_2 D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1pD}{2[\sigma]} \right\}, \quad (10.9)$$

$$s \geq s_R + c. \quad (10.10)$$

Коефіцієнт  $K_2$  варто визначати за номограмою, наведеною на рис. 96. Приклади використання номограми для розрахунку наведені на рис. 97.

Допустимий зовнішній тиск варто визначати за формулою

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_E}\right)^2}}, \quad (10.11)$$

де допустимий тиск із умови міцності визначається за формулою

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s-c)}{D + (s-c)}, \quad (10.12)$$

а допустимий тиск із умови стійкості в границях пружності визначається за формулою

$$[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{n_y B_1 l} \left[ \frac{100(s-c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (10.13)$$

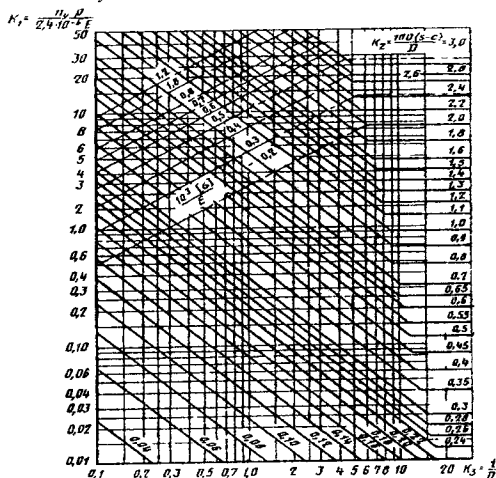


Рисунок 96 — Номограма для розрахунку на стійкість у границях пружності циліндричних обичайок, що працюють під зовнішнім тиском

де

$$B_1 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(s-c)}} \right\}. \quad (10.14)$$

При визначенні розрахункової довжини обичайки  $l$  або  $L$  довжини елемента, що прилягає,  $l_3$ , варто визначати за формулами:

$$l_3 = \frac{H}{3} \text{ — для опуклих днищ;}$$

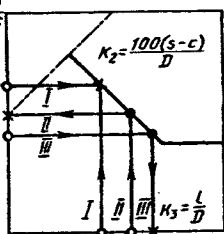
$$l_3 = \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha} \text{ — для конічних обичайок (днищ) без відбортуння, але}$$

не більше від довжини конічного елемента;

$$l_3 = \max \left( r \sin \alpha; \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha} \right) \text{ — для конічних обичайок (днищ) з відбо-}$$

ртуванням, але не більше від довжини конічного елемента.

$$K_1 = \frac{n_y \cdot p}{24 \cdot 10^{-4} E}$$



Коефіцієнт  $K_1$  визначають за номограмою, наведеною на рис. 96.

Якщо отримане значення коефіцієнта

Рисунок 97 — Приклад використання номограми (див. рис. 96):

$I$  — визначення розрахункової товщини стінки;  $II$  — визначення допустимого зовнішнього тиску;  $III$  — визначення допустимої розрахункової довжини;  $\circ$  — початок відліку;  $\bullet$  — проміжні точки;  $\times$  — кінцевий результат

$K_1$  знаходиться нижче відповідної штрихпунктирної лінії (див. рис. 96), то величину  $[p]$  у попередньому розрахунку допускається визначати за формулою

$$[p] = 2,4 \frac{K_1 10^{-6} E}{n_y}. \quad (10.15)$$

### 10.2.3 Обичайки, навантажені осьовим розтяжним зусиллям

Товщину стінки варто розраховувати за формулами:

$$s_R = \frac{F}{\pi D [\sigma] \varphi_T}, \quad (10.16)$$

$$s \geq s_R + c. \quad (10.17)$$

Допустиме осьове розтяжне зусилля варто розраховувати за формулою

$$[F] = \pi(D+s-c)(s-c)[\sigma]_{\text{т}}. \quad (10.18)$$

#### 10.2.4 Обичайки, навантажені осьовим стискальним зусиллям

Допустиме осьове стискальне зусилля варто розраховувати за формулою

$$[F] = \frac{[F]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_p}{[F]_E}\right)^2}}, \quad (10.19)$$

де допустиме стискальне зусилля  $[F]_p$  з умови міцності

$$[F]_p = \pi(D+s-c)(s-c)[\sigma], \quad (10.20)$$

а допустиме осьове стискальне зусилля у границях пружності  $[F]_E$  з умови стійкості

$$[F]_E = \min\{[F]_{E1}; [F]_{E2}\}. \quad (10.21)$$

У формулі (10.21) допустиме осьове стискальне зусилля  $[F]_{E1}$  визначається з умови місцевої стійкості в границях пружності за формулою:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[ \frac{100(s-c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (10.22)$$

а допустиме осьове стискальне зусилля  $[F]_{E2}$  — з умови загальної стійкості в границях пружності за формулою

$$[F]_{E2} = \frac{\pi(D+s-c)(s-c)E}{n_y} \left( \frac{\pi}{\lambda} \right)^2. \quad (10.23)$$

Гнучкість  $\lambda$  визначається за формулою

$$\lambda = \frac{2,83 l_{\text{нр}}}{D+s-c}. \quad (10.24)$$

Наведену розрахункову довжину  $l_{\text{нр}}$  беруть за ГОСТ 14249-89.

*Примітка.* У випадку, якщо  $\frac{l}{D} < 10$ , формула (10.21) набуває

вигляду

$$[F]_E = [F]_{E1}.$$

Для робочих умов ( $n_y=2,4$ ) допустиме стискальне зусилля можна визначати за формулою

$$[F]=\pi(D+s-c)(s-c)[\sigma]\min\{\varphi_1;\varphi_2\}. \quad (10.25)$$

Коефіцієнти  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  варто визначати за ГОСТ 14249-89.

### 10.2.5 Циліндричні обичайки, підкріплені кільцями жорсткості

Обичайки з кільцями жорсткості, навантажені внутрішнім надлишковим тиском. Визначення розмірів кілець жорсткості при внутрішньому тиску.

Для заданих розрахункового тиску  $p$  і товщини стінки  $s$  коефіцієнт  $K_4$  варто розраховувати за формулою

$$K_4 = \frac{p(D+s-c)}{2\varphi_p[\sigma](s-c)} - 1. \quad (10.26)$$

Якщо  $K_4 \leq 0$ , то зміцнення кільцями жорсткості не потрібне.

У діапазоні  $0 < K_4 < 2 \frac{\varphi_\tau}{\varphi_p} - 1$  відстань між двома кільцями жор-

сткості варто розраховувати за формулою

$$b \leq \sqrt{D(s-c) \left[ \frac{2}{K_4} - \frac{\varphi_p}{\varphi_\tau} \left( 1 + \frac{1}{K_4} \right) \right]}, \quad (10.27)$$

площу поперечного перерізу кільця -

$$A_k \geq l_1(s-c) \frac{[\sigma] \cdot \varphi_p}{[\sigma]_k \cdot \varphi_k} \cdot K_4. \quad (10.28)$$

Якщо  $K_4 \geq 2 \frac{\varphi_\tau}{\varphi_p} - 1$ , то товщину стінки необхідно збільшити до такого розміру, щоб виконувалася умова

$$0 < K_4 < 2 \frac{\varphi_\tau}{\varphi_p} - 1.$$

*Примітка.* При визначенні площі поперечного перерізу кільця жорсткості  $A_k$  варто враховувати збільшення  $s_1$  для компенсації корозії.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск варто визначати з умови

$$[p] = \min\{[p]_1; [p]_2\}. \quad (10.29)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск  $[p]_1$ , обумовлений умовами міцності всієї обичайки, варто розраховувати за формулою

$$[p]_1 = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c) + 2\frac{A_k}{l_1}[\sigma]_k\varphi_k}{D + (s-c)}. \quad (10.30)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск  $[p]_2$ , обумовлений умовами міцності обичайки між двома сусідніми кільцями жорсткості, варто розраховувати за формулою

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi_\tau(s-c)}{D + (s-c)} \cdot \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\varphi_\tau\lambda_n^2}{\varphi_p}}, \quad (10.31)$$

де

$$\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D(s-c)}. \quad (10.32)$$

### 10.3 Розрахунок випуклих днищ

На рис. 98 наведені розрахункові схеми еліптичних, напівсферичних і торосферичних днищ.

*Умови застосування розрахункових формул.* Розрахункові формули застосовуються:

— для еліптичних днищ:

$$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,100, \quad 0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5;$$

— для торосферичних днищ:

$$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,100.$$

Для торосферичних днищ залежно від співвідношення параметрів  $R, D_1, r_1$  взяті такі типи днищ:

— тип А	$R \approx D_1,$	$r_1 \geq 0,095D_1;$
— тип В	$R \approx 0,9D_1,$	$r_1 \geq 0,170D_1;$
— тип С	$R \approx 0,8D_1,$	$r_1 \geq 0,150D_1.$

Розрахункові формули, наведені нижче, застосовні за умови, якщо розрахункові температури не перевищують значень, при яких

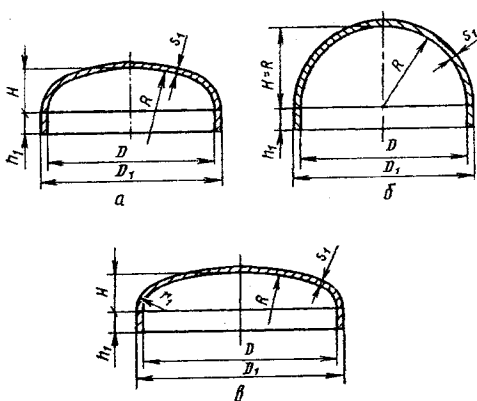


Рисунок 98 — Випуклі днища:  
 а — еліптичне днище; б — напівсферичне днище;  
 в — торосферичне днище

виникає повзучість матеріалів, тобто при таких температурах, коли допустимі напруження визначаються тільки за границею плинності або тимчасовим опором (границі міцності).

Якщо немає точних даних, то формули допускається застосовувати за умови, що розрахункова температура стінки днища з вуглецевої сталі не перевищує 380°C, з низьколегованої не перевищує 420°C, а з аустенітної не перевищує 925°C.

### 10.3.1 Еліптичні й напівсферичні днища, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Товщину стінки варто розраховувати за формулами

$$s_{1R} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0,5p}, \quad (10.33)$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c. \quad (10.34)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск варто розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{R + 0,5(s_1 - c)}. \quad (10.35)$$

Радіус кривизни у вершині днища дорівнює

$$R = \frac{D^2}{4H}, \quad (10.36)$$

де  $R=D$  — для еліптичних днищ із  $H=0,25D$ ;  $R=0,5D$  — для напівсферичних днищ із  $H=0,5D$ .

Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища  $h_1 > 0,8\sqrt{D(s_1 - c)}$  — для еліптичного днища або  $h_1 > 0,3\sqrt{D(s_1 - c)}$  —

для напівсферичного днища, то товщина повинна бути не менша, ніж товщина сполученої обичайки.

### 10.3.2 Еліптичні і напівсферичні днища, навантажені зовнішнім тиском

Товщина стінки приблизно визначається за формулами (10.37), (10.38) з подальшою перевіркою за формулою (10.39):

$$s_{1R} = \max \left\{ \frac{K_e R}{510} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-6} E}}, \frac{p R}{2[\sigma]} \right\}, \quad (10.37)$$

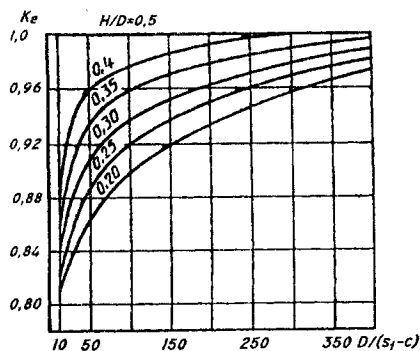


Рисунок 99 — Графік для визначення коефіцієнта  $K_e$

$$s_1 \geq s_{1R} + c. \quad (10.38)$$

Для попереднього розрахунку  $K_e$  беруть таким, що дорівнює 0,9 для еліптичних днищ і 1,0 — для напівсферичних днищ.

Допустимий зовнішній тиск  $[p]$  варто розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p]_p}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (10.39)$$

де допустимий тиск  $[p]_p$  з умови міцності

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0,5(s_1 - c)}, \quad (10.40)$$

а допустимий тиск  $[p]_E$  з умови стійкості в границях пружності

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[ \frac{100(s_1 - c)}{K_e R} \right]^2. \quad (10.41)$$

Коефіцієнт  $K_e$  варто визначити відповідно до рис. 99 або за формулою (10.42) залежно від відношення  $\frac{D}{s_1 - c}$  й  $\frac{H}{D}$ :

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3,0 + 10x)x}, \quad (10.42)$$



де

$$x = 10 \frac{s_1 - c}{D} \left( \frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right). \quad (10.43)$$

### 10.3.3 Гладкі конічні обичайки, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Товщину стінки варто розраховувати за формулами

$$s_{\kappa R} = \frac{p D_{\kappa}}{2[\sigma] \varphi_p - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_1}; \quad (10.44)$$

$$s_{\kappa} \geq s_{\kappa R} + c. \quad (10.45)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск варто розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{2[\sigma] \varphi_p (s_{\kappa} - c)}{\frac{D_{\kappa}}{\cos \alpha_1} + (s_{\kappa} - c)}. \quad (10.46)$$

### 10.3.4 Гладкі конічні обичайки, навантажені зовнішнім тиском

Розрахункові формули застосовні за умови  $\alpha_1 \leq 75^\circ$ .

Товщина стінки в першому наближенні визначається за формулами п. 10.2.2 з подальшою перевіркою за формулою (10.47).

При попередньому визначенні товщини стінки як розрахункові і  $D$  беруться величини, визначені за формулами (10.50) і (10.51).

Допустимий зовнішній тиск варто розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p]_p}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (10.47)$$

де допустимий тиск з умови міцності визначається за формулою

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s_{\kappa} - c)}{\frac{D_{\kappa}}{\cos \alpha_1} + (s_{\kappa} - c)}, \quad (10.48)$$

а допустимий тиск з умови стійкості у границях пружності – за формулою

$$[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D_E}{n_y B_1 l_E} \left[ \frac{100(s_k - c)}{D_E} \right]^{2,5}. \quad (10.49)$$

Ефективні розміри конічної обичайки варто визначати за формулами

$$l_E = \frac{D - D_1}{2 \sin \alpha_1}, \quad (10.50)$$

$$D_E = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D + D_1}{2 \cos \alpha_1}; \\ \frac{D}{\cos \alpha_1} - 0,31(D + D_1) \sqrt{\frac{D + D_1}{s_k - c}} \operatorname{tg} \alpha_1 \end{array} \right\}, \quad (10.51)$$

а величину коефіцієнта  $B_1$  варто визначати за формулою

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; \quad 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(s_k - c)}} \right\}. \quad (10.52)$$

### 10.3.5 Пологе конічне днище ( $\alpha_1 > 70^\circ$ ) з тороїдальним переходом

Розрахункові формули у випадку дії внутрішнього надлишкового тиску застосовні при виконанні умови  $\alpha_1 > 70^\circ$ .

Товщину стінки беруть найменшою зі значень:

$$s_R = 0,3(D - r) \frac{\alpha_1}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi_p}}, \quad (10.53)$$

$$s'_T \geq s_R + c. \quad (10.54)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск береться найбільшим із двох таких значень:

$$[p] = [\sigma] \varphi_p \left[ \frac{(s'_T - c)}{0,3(D - r)} \cdot \frac{90}{\alpha_1} \right]^2 \quad (10.55)$$

і допустимий тиск  $[p]$ , визначений за формулою (10.46).

## 10.4 Посудини, частково оточені сорочками, сполученими з корпусом посудини анкерними трубами

Для забезпечення міцності стінок апаратів при великих тисках у сорочці використовують зміцнення шляхом сполучення сорочки з корпусом посудини анкерними трубами (див. рис. 100 б, 101).

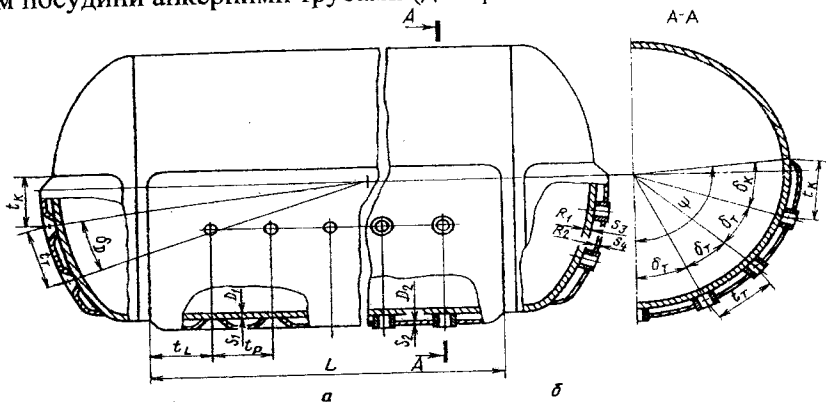


Рисунок 100 – Посудини із сорочками, сполученими з корпусом посудини анкерними трубами або відбортовкою

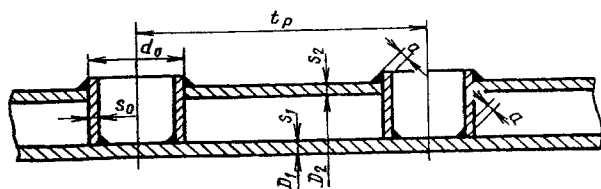


Рисунок 101 — Сполучення сорочки з корпусом посудини анкерними трубами

### 10.4.1 Циліндрична обичайка

Циліндричну обичайку посудини розраховують за ГОСТ 14249–89 на внутрішній надлишковий тиск із розрахунковим тиском  $p_1$ , якщо  $p_1 > 0$ .

Якщо  $p_1 < 0$ , то циліндричну обичайку посудини розраховують за ГОСТ 14249–89 на зовнішній тиск із розрахунковим тиском  $|p_1|$ .

Частини циліндричної обичайки посудини, оточені сорочкою, і циліндричні частини сорочки при навантаженні тиском  $p_2$  розраховують як плоскі ділянки (див. далі). Якщо  $p_1 < 0$ , варто додатково виконувати умову за формулою (10.56), щоб виключити появу вм'ятин на циліндричній обичайці посудини:

$$\frac{s_1 - c}{D_1} \geq \sqrt[3]{4,5 \frac{p_1}{E_1} \left( \frac{\delta_r}{360^\circ} \right)^2} \quad (10.56)$$

#### 10.4.2 Днища

Опуклі днища розраховують за ГОСТ 14249-89 на внутрішній надлишковий тиск із розрахунковим тиском  $p_1$ , якщо  $p_1 > 0$ , і на зовнішній тиск із розрахунковим тиском  $|p_1|$ , якщо  $p_1 < 0$ .

Частини днища посудини, оточені сорочкою, і частини сорочки в зоні днища при навантаженні тиском  $p_2$  розраховують за п. 10.4.2 як плоскі ділянки. При цьому у формули замість товщини стінки циліндричної обичайки  $s_1$  підставляють товщину днища посудини  $s_3$  і замість товщини стінки циліндричної обичайки  $s_2$ —товщину днища сорочки  $s_4$ .

#### 10.4.3 Плоскі ділянки

Допустимий надлишковий тиск в оболонці:

— для стінки посудини

$$[p_2] = [\sigma]_1 \frac{(s_1 - c)^2}{t_p t_T} \cdot f_5 \left[ 1 - \left( \frac{p_1 D_R}{2[\sigma]_1 (s_1 - c)} \right)^2 \right]; \quad (10.57)$$

— для стінки сорочки

$$[p_2] = [\sigma]_2 \frac{(s_2 - c)^2}{t_p t_T} \cdot f_6. \quad (10.58)$$

Коефіцієнти міцності  $f_5$  і  $f_6$  визначають за рис. 102 залежно від відношення  $d_0/t_0$  і від відносного реактивного моменту  $m$  за формулою

$$t_0 = \sqrt{t_p t_T}; \quad (10.59)$$

при визначенні  $f_6$  для сполучень анкерними трубами

$$m = \min \left\{ 1; \left( \frac{a}{s_2} \right)^2; \left( \frac{s_0}{s_2} \right)^2 \right\}. \quad (10.60)$$

Визначення розмірів плоских ділянок.

Визначення кроку:

$$t_1 = (s_1 - c) \sqrt{\frac{[\sigma]_1}{P_2} \cdot f_5 \left[ 1 - \left( \frac{P_1 D_R}{2[\sigma]_1 (s_1 - c)} \right)^2 \right]}, \quad (10.61)$$

$$t_2 = (s_2 - c) \sqrt{\frac{[\sigma]_2}{P_2} \cdot f_6}, \quad (10.62)$$

$$t_0 \geq \min\{t_1; t_2\}. \quad (10.63)$$

Для заданого відношення  $d_0/t_0$  і  $m$  за рис. 102 визначають коефі-

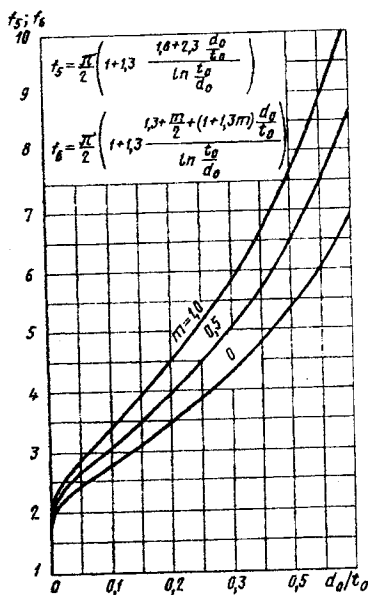


Рисунок 102 — Коефіцієнти міцності  $f_5$  і  $f_6$

цієнти міцності  $f_5$  і  $f_6$ . Якщо задати діаметр  $d_0$ , то  $t_1$  і  $t_2$  можна отримати методом ітерації.

Визначення товщини стінок:

$$s_{1R} = t_0 \sqrt{\frac{P_2}{[\sigma] f_5} + \left( \frac{P_1 D_R}{2[\sigma] t_0} \right)^2}, \quad (10.64)$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c, \quad (10.65)$$

$$s_{2R} = t_0 \sqrt{\frac{p_2}{[\sigma]_2 f_6}}, \quad (10.66)$$

$$s_2 \geq s_{2R} + c. \quad (10.67)$$

Крок  $t_0$  визначають за формулою (10.59), коефіцієнти міцності  $f_5$  і  $f_6$  за — рис. 102. Для посудин із сорочками на анкерних трубах значення  $s_2$  визначають методом послідовних наближень із урахуванням залежності  $s_2$  від  $m$  за формулою (10.60).

Відстані від краю сорочки до першого ряду анкерних труб або відбортовок повинні задовольняти умови:

$$t_L \leq t_P \min \left\{ 1; 0,5 + \sqrt{\frac{t_T}{t_P f_6}} \right\}, \quad (10.68)$$

$$t_K \leq t_T \min \left\{ 1; 0,5 + \sqrt{\frac{t_P}{t_T f_6}} \right\}, \quad (10.69)$$

де  $f_6$  — за рис. 102 при  $m$  за формулою (10.60).

Визначення товщини анкерних труб (див. рис. 101):

$$s_{0R} = \frac{p_2 t_P t_T \eta}{\pi (d_0 - 2s_0) \min \{ [\sigma]_0; [\sigma]_1; [\sigma]_2 \}}, \quad (10.70)$$

де

$$\eta = 1 - \frac{\pi \left( \frac{d_0}{t_0} \right)^2}{4}; \quad (10.71)$$

$t_0$  — за формулою (10.59);

$$a \geq 1,41 s_{0R}; \quad (10.72)$$

$$s_0 \geq s_{0R} + c. \quad (10.73)$$

## 10.5 Апарати з нерознімною сорочкою з напівтруб (із змійовиковими каналами)

Такі сорочки виготовляють із вуглецевої сталі на надлишковий тиск від 0,6 до 6,4 МПа і робочих температур від мінус 40°C до плюс 280°C.

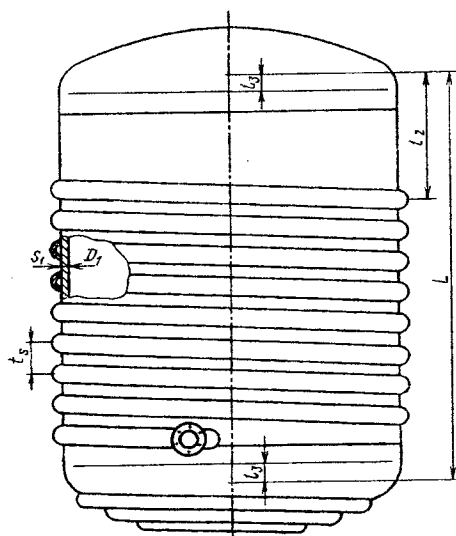


Рисунок 103 - Посудини із змійовиковими каналами

$$s_1 = t_s \sqrt{\frac{p_p}{2[\sigma_p]\varphi} + \frac{p_a D_1}{8[\sigma_a]\varphi}} + c, \quad (10.74)$$

де  $t_s$  – крок між трубами, м;  $p_p$  – розрахунковий тиск у трубах, МПа;  $[\sigma_p]$  – допустимі напруження для матеріалу напівтруби, МПа;  $[\sigma_a]$  – допустимі напруження для матеріалу стінки апарата, МПа;  $\varphi$  – коефіцієнт міцності зварного шва;  $p_a$  – розрахунковий тиск в апараті, МПа.

Товщина стінки апарата з умови стійкості визначається за рівнянням

$$s_1 = \frac{B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \quad (10.75)$$

де

$$A = 2 \frac{\sigma'_r}{n_y D_1} \left( 1 + 0,1 \frac{D_1}{d_a} \right) \left( 1 + 5 \frac{D_1}{d_a} \right);$$

Змійовикові канали (напівтруби) можна розглядати як кільця жорсткості, які виконують як на стінці, так і дніщі (див. рис. 103).

Крок змійовикового каналу  $t_s$  повинен бути не більше  $0,3D_1$ .

Розрахунок товщини стінки обичайки на міцність під дією внутрішнього тиску з урахуванням напружень вигину, що виникають від дії зовнішнього тиску, визначають за формулою

$\sigma_T'$  — границя плинності матеріалу стінки при розрахунковій температурі, МПа;  $n_y$  — коефіцієнт запасу стійкості (береться 1,6);  $d_e$  — внутрішній діаметр напівтруби, м;

$$B = p_p \left( 1 + 5 \frac{D_1}{d_e} \right),$$

де  $p_p$  — розрахунковий тиск у сорочці, МПа;

$$c = 0,03 p_p D_1 u,$$

де  $u$  — відхилення корпусу від круглої форми. У розрахунку можна взяти  $u=1,5\%$ .

Товщина стінки апарата під каналами повинна задовольняти умову

$$p_p \leq [p_p] = \frac{4[\sigma]_1 (s_1 - c)^2}{b_2^2 + 4r_3 (s_1 - c) \cos \gamma} \left( 1 + \frac{b_2^2}{2D_1 (s_1 - c)} \right), \quad (10.76)$$

де  $\gamma$  — половина центрального кута каналу.

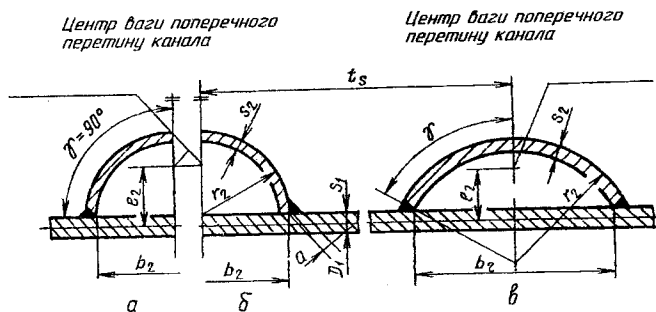


Рисунок 104 — Канали:

*a* — напівкруглий переріз із V-подібним швом; *б* — напівкруглий переріз із кутовим швом; *в* — сегментний переріз

Сорочку з напівтруб допускається виконувати одно- або багато-західною з кутом нахилу витків не більше  $5^\circ$ , а також із окремих частин висотою зі своїми вхідними й вихідними штуцерами.



# 11 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ВУЗЛІВ КРІПЛЕННЯ НЕРОЗНІМНИХ ГЛАДКИХ СОРОЧОК ІЗ УРАХУВАННЯМ КРАЙОВИХ СИЛ І МОМЕНТІВ

## 11.1 Умовні позначення

$D_{1,2}$  – внутрішній діаметр обичайки апарата і сорочки відповідно,  $m$ ;  
 $S_{1,2}$  – товщина стінки обичайки апарата і сорочки відповідно,  $m$ ;  
 $E_{1,2}$  – модуль поздовжньої пружності матеріалу обичайок апарата і сорочки при розрахунковій температурі відповідно,  $MПа$ ;  
 $\mu$  – коефіцієнт поперечної деформації матеріалу (для сталі  $\mu = 0,3$ );  
 $\alpha_{1,2}$  – коефіцієнт температурного подовження матеріалу обичайок апарата і сорочки при розрахунковій температурі відповідно,  $1/град (K^{-1})$ ;

$\alpha_k = \alpha_2$  – коефіцієнт температурного подовження матеріалу сполучного елемента,  $1/град (K^{-1})$ ;

$t_a$  – температура в апараті,  $^{\circ}C (K)$ ;

$t_j$  – температура в оболонці,  $^{\circ}C (K)$ ;

$t_o$  – температура збирання апарата,  $^{\circ}C (K)$ ;

$p_{1,2}$  – розрахунковий тиск в апараті і оболонці відповідно,  $MПа$ ;

$M_i$  – розрахунковий згинальний момент на краю обичайки,

$$\frac{MH \cdot m}{m} \quad (i=1, 12, 2);$$

$Q_i$  – розрахункове поперечне зусилля на краю обичайки,  $\frac{MH}{m}$ ;

$R_{1,2} = \frac{(D + s)_{1,2}}{2}$  – радіус серединної поверхні обичайки апарата і сорочки,  $m$ ;

$\beta_{1,2} = \frac{\sqrt{3(1 - \mu^2)}}{\sqrt{(Rs)_{1,2}}} \approx \frac{1,285}{\sqrt{(Rs)_{1,2}}}$  – характерний параметр обичайки апарата і сорочки відповідно,  $\frac{1}{m}$ ;

$\alpha$  – половина кута при вершині конічної відбортовки,  $рад (град)$ ;

$r$  – внутрішній радіус тороїдального переходу,  $m$ ;

$R_k$  – радіус кола центрів тяжіння поперечних перерізів сполучного елемента,  $m$ ;

$R_0$  – радіус внутрішнього контуру тороїдальної частини відбортовки,  $m$ ;

$\sigma_{mx}$  – сумарне мембранне осьове напруження,  $MПа$ ;

$\sigma_{m\phi}$  – сумарне мембранне кільцеве напруження,  $MПа$ ;

$\sigma_{ix}$  – сумарне згинальне осьове напруження,  $MПа$ ;

$\sigma_{i\phi}$  – сумарне згинальне кільцеве напруження,  $MПа$ ;

$\sigma_m$  – еквівалентне мембранне напруження,  $MПа$ ;

$\sigma_u$  – еквівалентне згинальне напруження,  $MПа$ ;

$\sigma_T^t$  – границя плинності при розрахунковій температурі,  $MПа$ ;

$\sigma_{доп}^t$  – допустиме напруження при розрахунковій температурі,

$MПа$ ;

$K_\sigma^*$  – коефіцієнт концентрації умовних пружних напружень;

$[\sigma_a]$  – амплітуда допустимих умовних пружних напружень,

$MПа$ ;

$\sigma_x$  – осьові сумарні напруження в крайніх волокнах обичайок,

$MПа$ ;

$\sigma_\phi$  – кільцеве сумарне напруження в крайніх волокнах обичайок,

$MПа$ ;

$\sigma_{екв}$  – еквівалентні напруження в крайніх волокнах обичайок,

$MПа$ ;

$[N]$  – число циклів навантаження, що допускається;

$\lambda$  – параметр навантаження в умові міцності обичайок;

$\xi, \xi_1, \xi_2$  – відстань в осьовому напрямку від нейтральної площини сполучного елемента до зварних швів сполучення з обичайками,  $m$  (див. рис. 105);

$E_k = E_2$  – модуль поздовжньої пружності матеріалу сполучного елемента,  $MПа$ ;

$s_k = s_2$  – товщина стінки, тієї, що конічно відбортована,  $m$ ;

$F_k$  – площа поперечного перерізу сполучного елемента,  $m^2$ ;

$J_k$  – момент інерції поперечного перерізу сполучного елемента відносно осі, що проходить через центр ваги перерізу перпендикулярно до осі апарата,  $m^4$ ;

$h_k$  – висота сполучного елемента у напрямку осі апарата,  $m$ ;

$\Phi = 2\varepsilon \frac{\beta_1 R_1 F_K}{R_K S_1}$  – безрозмірний параметр жорсткості сполучного

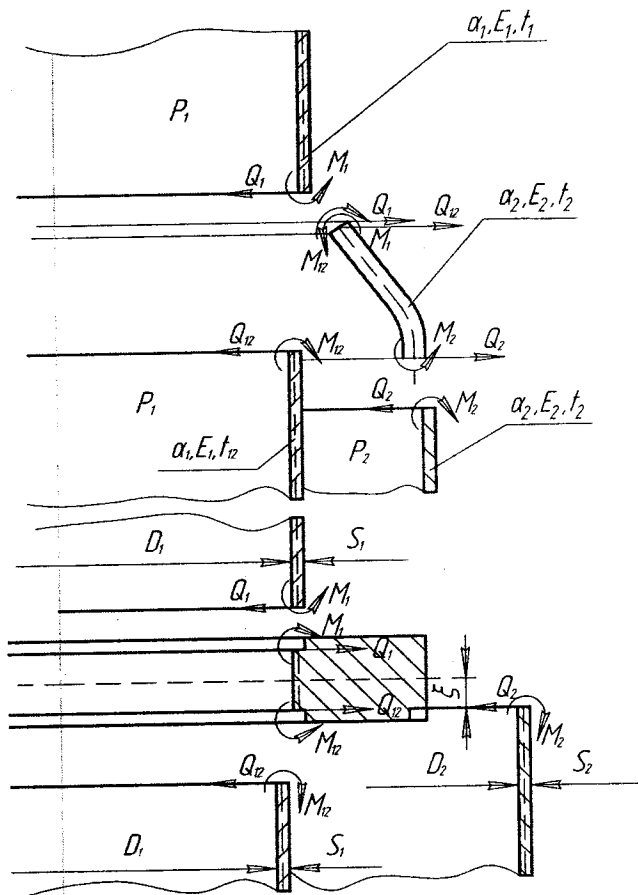


Рисунок 105 — Розрахункова схема вузла кріплення і основні зусилля і навантаження елемента на розтягування в своїй площині;

$G = 2\varepsilon \frac{\beta_1^3 R_1 J_K}{R_K S_1}$  – безрозмірний параметр жорсткості сполучного

елемента на викручування зі своєї площини;

$m = \frac{\rho^3 - 1}{3} (\beta_1 R_1)^2$  – безрозмірний параметр моменту від тиску в сорочці типу *A* (рис. 106), що сприймається сполучним елементом;

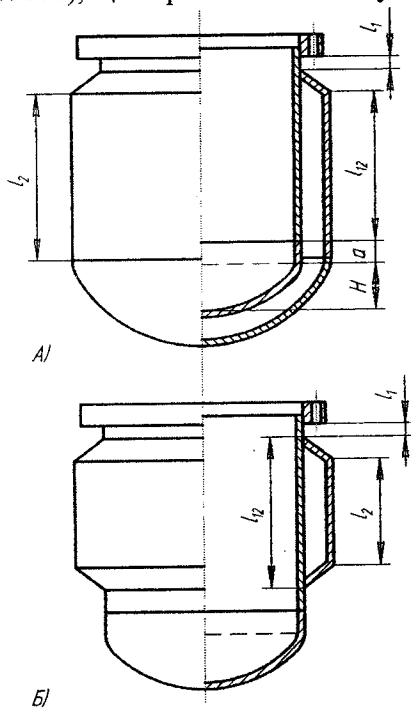


Рисунок 106 — Типи апаратів із сорочками

$m_p = \frac{2\rho^3 - 3\rho^3 + 1}{3} (\beta_1 R_1)^2$  – безрозмірний параметр моменту від тиску в оболонці типу *B* (рис. 106), що сприймається сполучним елементом;

$m_t = 2\rho(\rho - 1)(\beta_1 R_1)^2$  – безрозмірний параметр моменту від осьової сили, що сприймається сполучним елементом у сорочках типу *B*.

## 11.2 Загальна частина

Товщина стінки сорочки  $s_2$  визначається розрахунком на міцність за ГОСТ 14249-89. Розрахунковий тиск беруть таким, що дорівнює тиску в оболонці  $P_2$ .

Товщина стінки апарата  $s_1$  береться найбільшою з розрахунку на міцність при розрахунковому тиску  $P_1$  і розрахунку на стійкість при розрахунковому тиску  $P_2$  за ГОСТ 14249-89. У всіх випадках товщина стінки апарата повинна бути на меншою, ніж товщина стінки сорочки.

Розрахункова температура стінок апарата і сорочки, механічні характеристики матеріалів обичайок при розрахунковій температурі визначаються за ГОСТ 14249-89.

Допустима швидкість прогрівання (або охолодження) апарата з сорочкою визначається проектною організацією. За відсутності рекомендації – швидкість прогрівання не більше  $60^\circ\text{C}$  за годину.

Розрахункові залежності застосовні при виконанні умов:

$$\frac{R_e}{R_1} \leq 1,20, \quad \frac{h_k}{R_2 - R_1} > 0,20, \quad l_i > 1,5\sqrt{(Rs)_i} \quad (i = 1, 12, 2).$$

Порядок розрахунку:

- 1) визначення необхідних для обчислень величин початкового і допоміжного характеру;
- 2) визначення розрахункових крайових зусиль і моментів;
- 3) оцінка несучої здатності обичайок сорочок і апарата;
- 4) оцінка циклічної міцності;
- 5) оцінка міцності сполучного елемента.

### 11.3 Визначення розрахункових зусиль при дії тиску

Крайові розрахункові зусилля  $Q_i^{(P)}$  і моменти  $M_i^{(P)}$  залежно від типу сорочки (див. рис. 105) визначаються таким чином.

11.3.1 Апарат із сорочкою типу А (рис. 106):

1) по лінії сполучення нижньої частини обичайки апарата ( $i=1$ ) із сполучним елементом:

$$M_1^{(P)} = \left[ (0,85 + m_1^{(1)}) p_1 + m_1^{(2)} p_2 \right] \frac{1}{2\beta_1},$$

$$Q_1^{(P)} = \left[ (1,70 + q_1^{(1)}) p_1 + q_1^{(2)} p_2 \right] \frac{1}{2\beta_1};$$

2) по лінії сполучення обичайки сорочки із сполучним елементом ( $i=2$ ):

$$M_2^{(P)} = \left[ (0,85 + m_2^{(1)})p_2 + m_2^{(1)}p_1 \right] \frac{1}{2\beta_2^2},$$

$$Q_2^{(P)} = \left[ (1,70 + q_2^{(1)})p_2 + q_2^{(1)}p_1 \right] \frac{1}{2\beta_2};$$

3) по лінії сполучення внутрішньої частини обичайки апарата із сполучним елементом ( $i=12$ ):

$$M_{12}^{(P)} = \left[ (0,85 + m_{12}^{(1)})p_1 + (-0,85 + m_{12}^{(2)})p_2 \right] \frac{1}{2\beta_1^2},$$

$$Q_{12}^{(P)} = \left[ (1,70 + q_{12}^{(1)})p_1 + (-1,70 + q_{12}^{(2)})p_2 \right] \frac{1}{2\beta_1}.$$

11.3.2 Значення функцій  $m_i^{(\kappa)}$  і  $q_i^{(\kappa)}$  ( $\kappa=1, 2$ ;  $i=1, 12, 2$ ) визначається зі співвідношень за рис. 106:

$$\left. \begin{aligned} m_1^\kappa &= \left[ -u^{(\kappa)} - (1 + \eta_1)v^{(\kappa)} \right], \\ q_1^\kappa &= \left[ -2u^{(\kappa)} - (1 + 2\eta_1)v^{(\kappa)} \right], \\ m_2^\kappa &= \left[ -u^{(\kappa)} + (\sqrt{\delta\rho} + \eta)v^{(\kappa)} \right] \frac{\varepsilon\delta}{\rho^2}, \\ q_2^\kappa &= \left[ -2u^{(\kappa)} + (\sqrt{\delta\rho} + 2\eta)v^{(\kappa)} \right] \frac{\varepsilon\delta}{\rho^2} \end{aligned} \right\} \text{для всіх типів з'єднання;}$$

$$\left. \begin{aligned} m_{12}^\kappa &= \left[ -u^{(\kappa)} + (1 - \eta_1)v^{(\kappa)} \right], \\ q_{12}^\kappa &= \left[ -2u^{(\kappa)} + (1 - 2\eta_1)v^{(\kappa)} \right] \end{aligned} \right\} \text{для з'єднань за рис. 106;}$$

$$\left. \begin{aligned} m_{12}^\kappa &= \left[ -u^{(\kappa)} + (1 + \eta_2)v^{(\kappa)} \right], \\ q_{12}^\kappa &= \left[ -2u^{(\kappa)} + (1 + 2\eta_2)v^{(\kappa)} \right] \end{aligned} \right\} \text{для з'єднання за рис. 106.}$$

11.3.3 Безрозмірні переміщення сполучного елемента для всіх типів з'єднання обичайок обчислюється за формулами

$$u^{(\kappa\kappa)} = \frac{b_1^{(\kappa)} \cdot a_{22} - b_2^{(\kappa)} \cdot a_{12}}{a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21}};$$

$$v^{(кк)} = \frac{b_2^{(к)} \cdot a_{11} - b_1^{(к)} \cdot a_{21}}{a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21}}$$

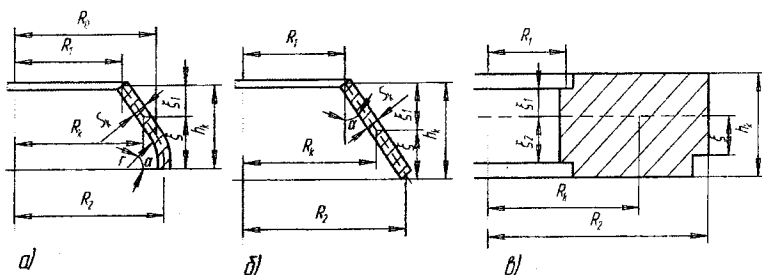


Рисунок 107 — Типи сполучних елементів:

- a* — конічне кільце з торoidalним переходом;  
*б* — конічне кільце без торoidalного переходу;  
*в* — кільце прямокутного перерізу

11.3.4 Значення коефіцієнтів  $a$  і  $b$  обчислюються залежно від типу з'єднання обичайок (рис. 107) за такими формулами:

- з'єднання через кільце прямокутного перерізу (рис. 107 *в*)

$$a_{11} = \Phi + 4 + 2 \frac{\varepsilon \delta}{\rho} \sqrt{\delta \rho},$$

$$a_{12} = a_{21} = 2(\eta_1 - \eta_2) - (2\eta + \sqrt{\delta \rho}) \frac{\varepsilon \delta}{\rho} \sqrt{\delta \rho},$$

$$a_{22} = G + 2(1 + \eta_1 + \eta_2 + \eta_1^2 + \eta_2^2) + (\eta + \sqrt{\delta \rho}) \varepsilon \delta^2 + \\ + \eta (2\eta + \sqrt{\delta \rho}) \frac{\varepsilon \delta}{\rho} \sqrt{\delta \rho},$$

$$b_1^{(1)} = 3,40 + 2(\eta_1 + \eta_2),$$

$$b_1^{(2)} = 1,70(\rho \sqrt{\delta \rho} - 1) - 2\rho(\eta_2 - \eta),$$

$$b_2^{(1)} = 1,70(\eta_1 - \eta_2),$$

$$b_2^{(2)} = m + 0,85(1 - \delta \rho^2) + 1,70(\eta_2 - \eta \rho \sqrt{\delta \rho}).$$

Для з'єднань (рис. 107) у цих формулах слід брати  $\eta_2 = -\eta_1$ .

11.3.5 Геометричні характеристики поперечного перерізу сполучного елемента обчислюються за нижченаведеними формулами:

а) конічне кільце з тороїдальним проходом (рис. 107 а):

$$F_k = F_{kk} + F_0, \quad F_{kk} = \frac{(R_0 - R_1)s_2}{\sin \alpha}, \quad F_0 = \alpha \cdot s_2 \left( r + \frac{s_2}{2} \right),$$

$$R_0 = R_2 - \left( r + \frac{s_2}{2} \right) (1 - \cos \alpha),$$

$$R_k = \frac{1}{F_k} \left\{ \frac{R_0 - R_1}{2} F_{kk} + \frac{\sin \alpha}{3} [(r + s_2)^3 - r^3] \right\} + R,$$

$$\xi = \frac{1}{F_k} \left\{ F_{kk} \left[ r + \frac{s_2}{2} \sin \alpha + \frac{R_0 - R_1}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right] + \frac{1 - \cos \alpha}{3} [(r + s_2)^3 - r^3] \right\},$$

$$\xi_{s1} = \frac{R_0 - R_1}{2 \operatorname{tg} \alpha} + \left( r + \frac{s_2}{2} \right) \sin \alpha - \xi, \quad (h_k = \xi + \xi_{s1}),$$

$$J_k = J_{kk} + \left[ \left( r + \frac{s_2}{2} \right) \sin \alpha + \frac{R_0 - R_1}{2 \operatorname{tg} \alpha} - \xi \right]^2 F_{kk} + J_0 + \left\{ \xi - \frac{1 - \cos \alpha}{3 F_0} [(r + s_2)^3 - r^3] \right\}^2 F_0,$$

$$J_{kk} = \frac{(R_0 - R_1)s_2}{12 \cdot \sin \alpha} \left[ \frac{3R_1 - R_0}{R_1 + R_0} \frac{(R_0 - R_1)^2 \cos^2 \alpha}{\sin^2 \alpha} + s_2^2 \sin^2 \alpha \right],$$

$$J_0 = \frac{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}{8} [(r + s_2)^4 - r^4] - \left\{ \frac{(1 - \cos \alpha) [(r + s_2)^3 - r^3]}{3 F_0} \right\}^2 F_0;$$

б) конічне кільце без тороїдального проходу (рис. 107 б):

$$F_k = \frac{(R_2 - R_1)s_2}{\sin \alpha}, \quad R_k = \frac{R_2 + R_1}{2}, \quad h_k = \frac{R_2 - R_1}{\operatorname{tg} \alpha},$$

$$J_k = \frac{(R_2 - R_1)s_2}{12 \cdot \sin \alpha} \left[ \frac{3R_1 - R_2}{R_1 + R_2} \frac{(R_2 - R_1)^2}{\operatorname{tg} \alpha} + s_2^2 \sin^2 \alpha \right];$$

в) кільце прямокутного перерізу (рис. 107 в):



$$F_k = (R_2 - R_1) \cdot h_k, \quad J_k = \frac{(R_2 - R_1) \cdot h_k^3}{12},$$

де  $h_k$  – береться з конструктивних міркувань.

11.3.6 Апарат із сорочкою типу Б (рис. 106).

11.3.7 Крайові розрахункові зусилля і моменти  $M^{(p)}$  ( $i = 1, 12, 2$ ) для даного типу визначаються таким чином:

1) по лінії сполучення зовнішньої обичайки апарата ( $i=1$ ) із сполучним елементом:

$$M_1^{(p)} = \left[ \left( m_1 + 0,85 + \frac{\rho^2 - 1}{2} \frac{\lambda_1 \lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \right) p_1 + m_1^{(2)} p_2 + \left( m_1^{(3)} + \frac{0,3\rho\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \right) \left( \frac{T^{(p)}}{R_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1^2},$$

$$Q_1^{(p)} = \left[ \left( q_1^{(1)} + 1,70 + \frac{\rho^2 - 1}{2} \frac{2\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \right) p_1 + q_1^{(2)} p_2 + \left( q_1^{(3)} + \frac{0,6\rho\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \right) \left( \frac{T^{(p)}}{R_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1};$$

2) по лінії сполучення обичайки сорочки ( $i=2$ ) із сполучним елементом:

$$M_2^{(p)} = \left[ m_2^{(1)} p_1 + (1 + m_2^{(2)}) p_2 + (m_2^{(3)} + 0,3) \frac{T^{(p)}}{R_1} \right] \frac{1}{2\beta_2^2},$$

$$Q_2^{(p)} = \left[ q_2^{(1)} p_1 + (2 + q_2^{(2)}) p_2 + (q_2^{(3)} + 0,6) \frac{T^{(p)}}{R_1} \right] \frac{1}{2\beta_2^2};$$

3) по лінії сполучення внутрішньої частини обичайки апарата ( $i=12$ ) із сполучним елементом:

$$M_{12}^{(p)} = \left[ \left( 1 - \frac{\rho^2 - 1}{2} \frac{\lambda_1 \lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} + m_{12}^{(1)} \right) p_1 + (m_{12}^{(2)} - 1) p_2 + \left( m_{12}^{(3)} - \frac{0,3\rho\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \right) \left( \frac{T^{(p)}}{R_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1^2},$$

$$Q_{12}^{(p)} = \left[ \left( q_{12}^{(1)} + 2 - \frac{\rho^2 - 1}{2} \frac{2\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \right) p_1 + (q_{12}^{(2)} - 2) p_2 + \left( q_{12}^{(3)} - \frac{0,6\rho\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \right) \left( \frac{T^{(p)}}{R_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1}.$$

11.3.8 Значення функцій  $m_i^{(k)}$  і  $q_i^k$ , для яких значення індексу

$$K = \begin{cases} 1 \text{ відповідає дії тиску,} \\ 2 \text{ відповідає дії тиску,} \\ 3 \text{ відповідає дії осьового зусилля,} \end{cases}$$

залежно від типу з'єднання обичайок визначаються за формулами п.11.3.2 (підрозділ А).

11.3.9 Безрозмірні переміщення  $u^{(k)}$  і  $v^{(k)}$  сполучного елемента для всіх типів з'єднання обичайок обчислюються за формулами п.11.3.3 (підрозділ А).

11.3.10 Значення коефіцієнтів  $a$  залежно від типу з'єднання обичайок визначаються за формулами п.11.3.4 (підрозділ А). Значення коефіцієнтів  $b$  залежно від типу з'єднання обичайок обчислюються за формулами:

— для типу з'єднання за рис.107:

$$b_1^{(1)} = 3,70 + 2(\eta_1 + \eta_2) + \frac{0,15(\rho^2 - 1)}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \times$$

$$\times [(1 + 2\eta_1)\lambda_{12} - (1 - 2\eta_2)\lambda_1],$$

$$b_1^{(2)} = 2(\rho\sqrt{\delta\rho} - 1) + 2\rho(\eta_2 - \eta),$$

$$b_1^{(3)} = \frac{0,6\rho}{\lambda_1 + \lambda_2} [(1 + 2\eta_1)\lambda_{12} - (1 + 2\eta_2)\lambda_1] - 0,6\sqrt{\delta\rho},$$

$$b_2^{(1)} = 0,85(1 + 2\eta_1) - (1 + 2\eta_2) + \frac{0,15(\rho^2 - 1)}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \times$$

$$\times [(1 + 2\eta_1)\lambda_{12} + (1 + 2\eta_1)\lambda_1],$$

$$b_2^{(2)} = (1 + 2\eta_2) + (1 - 2\eta)(1 - \sqrt{\delta\rho})\rho\sqrt{\delta\rho} - m_b,$$

$$b_2^{(3)} = \frac{0,3\rho}{\lambda_1 + \lambda_{12}} [(1 + 2\eta_1)\lambda_{12} + (1 + 2\eta_2)\lambda_1] - m_7 + 0,3(1 + 2\eta)(1 - \sqrt{\delta\rho})\sqrt{\delta\rho};$$

— для типів з'єднань за рис. 107 і наведеними формулами слід брати  $\eta_2 = -\eta_1$ .

11.3.11 Осьове зусилля  $T^{(p)}$ , обумовлене дією тиску, визначається співвідношенням

$$\begin{aligned} & \frac{T^{(P)}}{R_1} \cdot \left[ \frac{0,3\rho\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} + \frac{\lambda_2}{\varepsilon\delta} + (\rho - 1)\beta_1 R_1 v^{(3)} \right] = \\ & = - \left[ (\rho^2 - 1) \frac{0,15\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} + (\rho - 1)\beta_1 R_1 v^{(1)} \right] p_1 + \\ & + \left[ \frac{0,3\rho\lambda_1\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} - \frac{0,3\rho\lambda_2}{\varepsilon\delta} - (\rho - 1)\beta_1 R_1 v^{(2)} \right] p_2 . \end{aligned}$$

11.3.12 Як ефективні довжини обичайок беруть:

$$\ell_{12,2}^{e\Phi} = \frac{1}{2} \left( \ell + a + \frac{H}{3} \right)_{12,2} - \text{для типу } A \text{ (рис. 106),}$$

$$\ell_{12,2}^{e\Phi} = \frac{1}{2} \ell_{12,2} - \text{для типу } B \text{ (рис. 106).}$$

Довжина  $\ell_1^{e\Phi}$  дорівнює для обох типів половині відстані від сполучного елемента до фланця на корпусі апарата (рис. 106).

## 11.4 Визначення розрахункових зусиль при дії температури

11.4.1 Крайові розрахункові зусилля  $Q_i^{(t)}$  і моменти незалежно від типу сорочки визначаються таким чином:

1) по лінії сполучення зовнішньої частини обичайки апарата ( $i=1$ ) із сполучним елементом:

$$M_1^{(t)} = \left[ m_1^{(\kappa)} + \alpha_1 t_1 + \frac{0,3\rho\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \left( \frac{T^{(t)}}{E_1 s_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1^2},$$

$$Q_1^{(t)} = \left[ q_1^{(\kappa)} + 2\alpha_1 t_1 + \frac{0,6\rho\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \left( \frac{T^{(t)}}{E_1 s_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1};$$

2) по лінії сполучення внутрішньої частини обичайки апарата ( $i=12$ ) із сполучним елементом:

$$M_{12}^{(t)} = \left[ m_{12}^{(\kappa)} + \alpha_1 t_{12} - \frac{0,3\rho\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \left( \frac{T^{(t)}}{E_1 s_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1^2},$$

$$Q_{12}^{(i)} = \left[ q_{12}^{(k)} + 2\alpha_1 t_{12} - \frac{0,6\rho\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \left( \frac{T^{(i)}}{E_1 s_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_1};$$

3) по лінії сполучення обичайки сорочки ( $i=2$ ) із сполучним елементом:

$$M_2^{(i)} = \left[ m_2^{(k)} + \alpha_2 t_2 + \frac{0,3}{\varepsilon\delta} \left( \frac{T^{(i)}}{E_1 s_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_2^2},$$

$$Q_2^{(i)} = \left[ q_2^{(k)} + 2\alpha_2 t_2 + \frac{0,6}{\varepsilon\delta} \left( \frac{T^{(i)}}{E_1 s_1} \right) \right] \frac{1}{2\beta_2}.$$

11.4.2 Значення функцій  $m_i^{(k)}$  і  $q_i^{(k)}$ , для яких значення  $K=1$  відповідає дії заданих температур, а значення  $K=2$  відповідає дії осьового зусилля  $T^{(i)}$ , залежно від типу з'єднання обичайок визначаються за формулами п. 11.3.2 (підрозділ А).

11.4.3 Безрозмірні переміщення сполучного елемента  $u^{(k)}$  і  $v^{(k)}$  для всіх типів з'єднання обичайок обчислюються за формулами п. 11.3.3 (підрозділ А).

11.4.4 Значення коефіцієнтів  $a$  залежно від типу з'єднання обичайок визначаються за формулами п. 11.3.4 (підрозділ А). Значення коефіцієнтів  $b$  залежно від типу з'єднання обичайок обчислюються за формулами:

— для типу з'єднання за рис.107:

$$b_1^{(1)} = 2\alpha_1(t_1 + t_{12}) + (2\varepsilon\delta\sqrt{\delta\rho} + \rho_k\Phi)\lambda_2 t_2,$$

$$b_1^{(2)} = 0,6\rho \left[ \frac{\lambda_{12} - \lambda_1}{\lambda_{12} - \lambda_1} - \frac{\varepsilon\delta}{\rho} \sqrt{\delta\rho} \right],$$

$$b_2^{(1)} = (1 + 2\eta_1)\alpha_1 t_1 - (1 + 2\eta_2)\alpha_1 t_{12} - \varepsilon\delta\sqrt{\delta\rho} \cdot (\sqrt{\delta\rho} + 2\eta) \cdot \alpha_2 t_2,$$

$$b_2^{(2)} = (1 + 2\eta_1) \frac{0,3\rho\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} + (1 + 2\eta_2) \frac{0,3\rho\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_{12}} - 0,3\varepsilon\delta\sqrt{\delta\rho} \cdot (\sqrt{\delta\rho} + 2\eta) - m_T;$$

— для типів з'єднань за рис.106 у наведених формулах слід брати  $\eta_2 = -\eta_1$ .

11.4.5 Осьове зусилля  $T^{(t)}$ , що виникає при дії заданих температур, визначається співвідношенням

$$\frac{T^{(t)}}{E_1 s_1} = \frac{\alpha_2 t_2 \lambda_2 + \frac{\alpha_1 (t_1 - t_{12}) \lambda_1 \lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} + (\rho - 1)(\beta_1 R_1) v^{(1)}}{\frac{\rho \lambda_1 \lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} + \frac{\lambda_2}{\varepsilon \delta} - (\rho - 1) \cdot \beta_1 R_1 v^{(2)}}$$

11.4.6 За розрахунків температури беруть

$$t_1 = t_a - t_0, \quad t_2 = t_j - t_0, \quad t_{12} = t_a - t_j.$$

## 11.5 Оцінка міцності елементів кріплення гладких сорочок до корпусу

### 11.5.1 Міцність циліндрових обичайок

Для обичайок апарата і сорочки, що не мають крихкого покриття, виготовленого з пластичних сталей, і працюють в умовах статичного навантаження, які виключають утомлюване руйнування і корозійне розтріскування, умови міцності мають вигляд

$$\sigma_m \leq \sigma'_{дон}, \quad \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right)^2 + \lambda \frac{\sigma_u}{\sigma_T} \leq 1,$$

де  $\lambda = 0,7$  — для умов монтажу і гідравлічних випробувань;

$\lambda = 0,8$  — для експлуатаційних умов.

Еквівалентні мембранні та згинальні напруження визначаються за формулами

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{mx}^2 + \sigma_{m\phi}^2} - \sigma_{mx} \sigma_{m\phi}, \quad \sigma_u = 5,33 \frac{|M|}{s^2}.$$

Для апаратів з сорочками, що працюють в умовах циклічного навантаження, умова міцності має вигляд

$$\sigma_{екв} = \frac{[\sigma_a]}{K_\sigma^*},$$

де  $K_\sigma^*$  — коефіцієнт концентрації умовних пружних напруг, обчислений у першому наближенні за формулою

$$K_{\sigma}^* = \max \left| 0,5 \pm \frac{6M}{\rho R s} \right|,$$

де  $[\sigma_a]$  – амплітуда умовних пружних напруг, що допускається, для вуглецевих сталей або для аустенітних сталей залежно від  $N$  числа циклів, що допускається;

Таблиця 87— Компоненти сумарних мембранних та згинальних напружень

Напруження	Тиск	Тип сорочки	Температура	Тип сорочки
Осьове мембранне	$\sigma_{mx,i}^{(P)} = \left( \frac{\rho R}{2S} \right)_i$	A	$\sigma_{mx,i}^{(t)} = \frac{T_i^{(t)}}{S_i}$ , де $T_1^{(t)} = -\frac{\rho \lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \cdot T^{(t)}$ ; $T_2^{(t)} = -T^{(t)}$ ; $T_{12}^{(t)} = \frac{\rho \lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \cdot T^{(t)}$	A B
	$\sigma_{mx,i}^{(P)} = \frac{T_i^{(P)}}{S_i}$ , де $T_1^{(P)} = \frac{\lambda_{12}}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \left( \rho T^{(P)} + \frac{\rho^2 - 1}{2} P_2 R_1 \right)$ ; $T_2^{(P)} = -T^{(P)}$ ; $T_{12}^{(P)} = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_{12}} \left( \rho T^{(P)} + \frac{\rho^2 - 1}{2} P_2 R_1 \right)$	B		
Кільцеве мембранне	$\sigma_m^{(P)} = \left( \frac{\rho R}{S} \right)_i + \left[ \frac{2\beta R}{S} (\beta M^{(P)} - Q^{(P)}) \right]_i$	A B	$\sigma_m^{(t)} = \left[ \frac{2\beta R}{S} (\beta M^{(t)} - Q^{(t)}) \right]_i$	A B
Осьове згинальне	$\sigma_{ux,i}^{(P)} = 6 \cdot \left  \frac{M^{(P)}}{S^2} \right _i$	A B	$\sigma_{ux,i}^{(t)} = 6 \left  \frac{M^{(t)}}{S^2} \right _i$	A B
Кільцеве згинальне	$\sigma_u^{(P)} = 6\mu \left  \frac{M^{(P)}}{S^2} \right _i$	A B	$\sigma_u^{(t)} = 6\mu \left  \frac{M^{(t)}}{S^2} \right _i$	A B

$\sigma_{екв}$  – найбільша з еквівалентних напруг на внутрішній і зовнішній поверхнях обичайок:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_\varphi^2 - \sigma_x \sigma_\varphi},$$

$$\sigma_x = \sigma_{mx} \pm \frac{6M}{S^2}, \quad \sigma_\varphi = \sigma_{m\varphi} \pm \frac{1,8M}{S^2},$$

у наведених формулах:

- 1) верхній знак належить до внутрішньої поверхні обичайки;
- 2) в умовах міцності  $M$  і  $Q$  входять з тими знаками, які виходять за розрахунком.

Напруження від дії тиску визначаються для розрахункових режимів:

- 1)  $p_1 = 0, \quad p_2 \neq 0;$
- 2)  $p_1 \neq 0, \quad p_2 = 0;$
- 3)  $p_1 \neq 0, \quad p_2 \neq 0.$

Напруження від дії температури визначаються при  $p_1 = p_2 = 0$ .

Як розрахункове береться найбільш несприятливе поєднання навантажень обох видів.

Компоненти сумарних мембранних та згинальних напружень визначаються за формулами (табл. 87).

### 11.5.2 Міцність сполучного елемента

Умова міцності сполучного елемента має вигляд

$$\sigma_k = \frac{\varepsilon \cdot R_1}{\rho \cdot S_1} \left\{ \left[ \underbrace{\left( (u^{(1)} + \eta v^{(1)}) p_1 + (u^{(2)} + \eta v^{(2)}) + (u^{(3)} + \eta v^{(3)}) \cdot \frac{T^{(P)}}{R_1} \right)}_{\text{тип А}} \right] + \right.$$

$$\left. + \left[ \underbrace{\left( (u^{(1)} + \eta v^{(1)}) + (u^{(2)} + \eta v^{(2)}) \cdot \frac{T^{(t)}}{E_1 S_1} \right)}_{\text{тип А, Б}} \right] \right\}.$$

У фігурних дужках цього співвідношення береться таке число доданків, яке відповідає даному поєднанню дій і типу сорочок.

## 11.6 Приклад розрахунку

Розглядається варіант з'єднання гладкої нерознімної сорочки з обичайкою апарата через конічне кільце з тороїдальним переходом до циліндрової частини (див. рис.106 а).

Даний тип з'єднання вибраний відповідно до ОСТ «Сорочки нерознімні для сталевих посудин і апаратів. Типи, конструкція і розміри».

Початкові дані

$$D_1=1,0 \text{ м,}$$

$$D_2=1,1 \text{ м,}$$

$$s_1=10 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

$$s_2=8 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

$$p_1=2,0 \text{ МПа,}$$

$$p_2=1,0 \text{ МПа,}$$

$$E_1=2 \cdot 10^5 \text{ МПа,}$$

$$E_2=1,91 \cdot 10^6 \text{ МПа, } t_{\text{розр}}=100^\circ \text{С.}$$

Матеріал обичайки апарата — сталь 12Х18Н10Т.

Матеріал обичайки сорочки і конічного кільця — сталь Ст3.

$$\sigma_{\text{дон.к}} = \sigma_{\text{дон.2}} = 134 \text{ МПа, } \sigma_{\text{м.к}} = \sigma_{\text{м.2}} = 201 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\text{дон.1}} = 152 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\text{м.1}} = 228 \text{ МПа,}$$

$$r = 0,03 \text{ м,}$$

$$\alpha = 45^\circ = 0,7854 \text{ (рад).}$$

Механічні характеристики матеріалів взяті за ГОСТ 14249-89.

Обчислення допоміжних величин (див. умовні позначення):

$$R_1 = \frac{1+0,01}{2} = 0,505 \text{ м,}$$

$$R_2 = \frac{1,1+0,008}{2} = 0,554 \text{ м,}$$

$$\beta_1 = \frac{1,2354}{\sqrt{0,505 \cdot 10^{-2}}} = 18,09 \frac{1}{\text{м}},$$

$$\beta_2 = \frac{1,2254}{\sqrt{0,554 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}} = 19,31 \frac{1}{\text{м}}.$$

11.6.1 Обчислення геометричних характеристик поперечного перерізу сполучного елемента за формулами п. 11.3.5:

$$R_0 = 0,554 - (0,03 + 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,2929 = 0,544 \text{ м,}$$

$$R_0 - R_1 = 0,039 \text{ м,}$$



$$F_{\kappa\kappa} = \frac{(0,554 - 0,505) \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{0,7071} = 4,417 \cdot 10^{-4} \text{ M}^2,$$

$$F_0 = 0,7854 \cdot 8 \cdot 10^{-3} (0,03 + 4 \cdot 10^{-3}) = 2,136 \cdot 10^{-4} \text{ M}^2,$$

$$F_{\kappa} = (4,417 + 2,136) \cdot 10^{-4} = 6,553 \cdot 10^{-10} \text{ M}^2,$$

$$\xi = \frac{4,417 \cdot 10^{-4} \left[ (0,03 + 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,7071 + \frac{0,544 - 0,505}{2 \cdot 1} \right]}{6,553 \cdot 10^{-4}} +$$

$$\frac{0,2929(0,0083^3 - 0,03^3)}{6,553 \cdot 10^{-4}} = 0,0335 \text{ M},$$

$$J_{\kappa\kappa} = \frac{0,039 \cdot 0,008}{12 \cdot 0,7071} \times \left[ \frac{1,514 - 0,544}{1,049} \cdot \frac{0,039^2 \cdot 0,5}{0,5} + 0,008^2 \cdot 0,7071^2 \right] =$$

$$= 5,31 \cdot 10^{-8} \text{ M}^4,$$

$$\xi_1 = \frac{0,039}{1} + (0,03 + 0,004) \cdot 0,7071 - 0,033 = 0,0295 \text{ M},$$

$$R_{\kappa} = 0,0505 + \frac{0,0195 \cdot 4,417 \cdot 10^{-4} + \frac{0,7071 \cdot (0,0083^3 - 0,03^3)}{3}}{6,553 \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 0,528 \text{ M},$$

$$J_0 = \frac{0,7854 - 0,5}{8} (0,038^4 - 0,03^4) -$$

$$- \left[ \frac{0,2928}{3} \cdot \frac{(0,038^3 - 0,03^3)}{2,136 \cdot 10^{-4}} \right]^2 \cdot 2,136 \cdot 10^{-4} = 1,082 \cdot 10^{-8} \text{ M}^4,$$

$$J_k = 5,310 \cdot 10^{-8} + \left[ (0,03 + 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,7071 + 0,0195 - 0,0335 \right]^2 \times \\ \times 4,417 \cdot 10^{-4} + 1,082 \cdot 10^{-8} + \left[ 0,0335 - 1103,4(0,038^3 - 0,03^3) \right]^2 \times \\ \times 2,136 \cdot 10^{-4} = 20,069 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

11.6.2 Обчислення безрозмірних розрахункових параметрів (див. умовні позначення):

$$\varepsilon = \frac{1,91 \cdot 10^5}{2,0 \cdot 10^5} = 0,955, \quad \eta = 0,0335 \cdot 18,09 = 0,606,$$

$$\rho = \frac{0,554}{0,505} = 1,097, \quad \eta_1 = 0,0295 \cdot 18,09 = 0,5349,$$

$$\rho_k = \frac{0,528}{0,505} = 1,045, \quad \delta = 0,8,$$

$$\frac{\varepsilon \delta}{\rho} = 0,696, \quad \sqrt{\delta \rho} = 0,936,$$

$$\Phi = \frac{2 \cdot 0,955 \cdot 18,09 \cdot 6,553 \cdot 10^{-4}}{1,045 \cdot 10^{-2}} = 2,166$$

$$a_{22} = 0,2171 + 2 + 4 \cdot 0,5349^2 + 0,955 \cdot 0,8^2 \cdot 1,643 + b_1^{(1)} = 3,4 \\ + 0,606 \cdot 2,149 \cdot 0,696 \cdot 0,936 = 5,39,$$

$$G = \frac{2 \cdot 0,955 \cdot 18,09^2 \cdot 20,069 \cdot 10^{-8}}{1,045 \cdot 10^{-2}} = 0,2171$$

$$a_{11} = 2,166 + 4 + 2 \cdot 0,696 \cdot 0,936 = 7,471$$

$$m = \frac{1,097^3 - 1}{3} \cdot 9,135^2 = 8,906,$$

11.6.3 Обчислення коефіцієнтів системи за формулами:

$$a_{12} = a_{21} = 4 \cdot 0,5349 - (2 \cdot 0,606 + 0,936) \cdot 0,6964 \cdot 0,9368 = 0,7375,$$

$$b_2^{(1)} = 3,4 \cdot 0,5349 = 1,8187,$$

$$b_1^{(2)} = 1,7(1,097 \cdot 0,9368 - 1) + 2 \cdot 1,1411 \cdot 1,0452 = 2,4325,$$

$$b_2^{(2)} = 8,906 + 0,85 \left[ (1 - 0,8 \cdot 1,097^2) - \right. \\ \left. - 2(0,534 + 0,606 \cdot 1,097 \cdot 0,936) \right] = 6,969.$$

11.6.4 Обчислення безрозмірних переміщень сполучного елемента за формулами п. 11.3.3:

$$u^{(1)} = \frac{3,4 \cdot 5,39 - 1,8187 \cdot 0,7375}{7,471 \cdot 5,3905 - 0,7375^2} = 0,4276,$$

$$u^{(2)} = \frac{2,4325 \cdot 5,39 - 6,9693 \cdot 0,7375}{7,471 \cdot 5,39 - 0,7375^2} = 0,2007,$$

$$v^{(1)} = \frac{1,8187 \cdot 7,471 - 3,4 \cdot 0,7375}{7,471 \cdot 5,39 - 0,7375^2} = 0,2789,$$

$$v^{(2)} = \frac{6,969 \cdot 7,471 - 2,4325 \cdot 0,7375}{39,7285} = 1,2654.$$

11.6.5 Обчислення значень функцій  $m_i^{(\kappa)}$  і  $q_i^{(\kappa)}$  ( $\kappa = 1; 2$ ), ( $i = 1, 12; 2$ ) за формулами п. 11.3.2:

$$m_1^{(1)} = -0,4276 - 1,5349 \cdot 0,2739 = -0,8557,$$

$$m_1^{(2)} = -0,2007 - 1,5349 \cdot 1,2654 = -2,143,$$

$$q_1^{(1)} = -2 \cdot 0,4276 - 2,0698 \cdot 0,2789 = -1,4325,$$

$$q_1^{(2)} = -2 \cdot 0,2007 - 2,0698 \cdot 1,2654 = -3,0205,$$

$$m_{12}^{(1)} = -0,4276 + 0,4651 \cdot 0,2789 = -0,2979,$$

$$m_{12}^{(2)} = -0,2007 + 0,4651 \cdot 1,2654 = +0,3878,$$

$$q_{12}^{(1)} = -2 \cdot 0,4276 + (-0,0698) \cdot 0,2789 = -0,8747,$$

$$q_{12}^{(2)} = -2 \cdot 0,2007 + (-0,0698) \cdot 1,2654 = -0,4897,$$

$$m_2^{(1)} = (-0,4276 + 1,543 \cdot 0,2789) \frac{0,6964}{1,097} = +0,0017,$$

$$m_2^{(2)} = (-0,2007 + 1,543 \cdot 1,2654) \frac{0,6964}{1,097} = +1,1127,$$

$$q_2^{(1)} = (-2 \cdot 0,4276 + 2,1492 \cdot 0,2789) \frac{0,6964}{1,097} = -0,1624,$$

$$q_2^{(2)} = (-2 \cdot 0,2007 + 2,1492 \cdot 1,2654) \frac{0,6964}{1,097} = +1,4716.$$

11.6.6 Обчислення крайових зусиль  $Q_i$  і моментів  $M_i$  ( $i=1, 12; 2$ ) за формулами п. 11.3:

$$M_1 = \frac{(0,85 - 0,8557) \cdot 2 + (-2,143) \cdot 1}{2 \cdot 18,09^2} = -3,29 \cdot 10^{-3},$$

$$Q_1 = \frac{(1,7 - 1,4325) \cdot 2 + (-3,0205) \cdot 1}{2 \cdot 18,09} = -0,069,$$

$$M_{12} = \frac{(0,85 - 0,2979) \cdot 2 + (-0,85 + 0,3878) \cdot 1}{2 \cdot 18,09^2} =$$

$$= +0,98 \cdot 10^{-3},$$

$$Q_{12} = \frac{(1,7 - 0,8747) \cdot 2 + (-1,7 - 0,4897) \cdot 1}{2 \cdot 18,09} = -0,015,$$

$$M_2 = \frac{(+0,0017) \cdot 2 + (0,85 + 1,1121) \cdot 1}{2 \cdot 19,31^2} = +2,64 \cdot 10^{-3},$$

$$Q_2 = \frac{(-0,1624) \cdot 2 + (1,7 + 1,4716) \cdot 1}{2 \cdot 19,31} = +0,074.$$

11.6.7 Оцінка міцності обичайок апарата і сорочки. Розрахунок несучої здатності (за формулами п. 1.4.1):

1 Зовнішня частина обичайки апарата ( $i=1$ ):

$$\sigma_{mx1} = \frac{p_1 R_1}{2s_1} = \frac{2 \cdot 0,505}{2 \cdot 10^{-2}} = 50,5 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{m\phi 1} = \frac{p_1 R_1}{2s_1} + \frac{2\beta_1 R_1}{s_1} (\beta_1 M_1 - Q_1),$$

$$\sigma_{m\phi 1} = \frac{2 \cdot 0,505}{2 \cdot 10^{-2}} + \frac{2 \cdot 18,09 \cdot 0,505}{10^{-2}} \times$$

$$\times [18,09 \cdot (-3,29 \cdot 10^{-3}) - (-0,069)] = 119,0 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{m1} = \sqrt{\sigma_{mx,1}^2 + \sigma_{m1}^2 - \sigma_{mx,1} \cdot \sigma_{m1}} = \sqrt{50,2^2 + 119^2 - 119 \cdot 50,2} =$$

$$= 103,5 \text{ МПа} < \sigma_{дон1} = 152 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{u1} = 0,889 \frac{6 \cdot |M_1|}{s_1^2} = 0,889 \frac{6 \cdot 3,29 \cdot 10^{-3}}{(10^{-2})^2} = 174,5 \text{ МПа},$$

$$\left( \frac{\sigma_{m1}}{\sigma_{T1}} \right)^2 + \lambda \cdot \frac{\sigma_{u1}}{\sigma'_{T1}} = \left( \frac{103,5}{228,0} \right)^2 + 0,8 \frac{174,5}{228,0} = 0,818 < 1.$$

Умови міцності виконуються.

2 Внутрішня частина обичайки апарата ( $i=12$ ):

$$\sigma_{mx12} = \frac{(p_1 - p_2) R_1}{2s_1} = \frac{1 \cdot 0,505}{2 \cdot 10^{-2}} = 25,25 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{m\phi 12} = \frac{(p_1 - p_2) R_1}{s_1} + \frac{2\beta_1 R_1}{s_1} (\beta_1 M_{12} - Q_{12}),$$

$$\sigma_{m\phi 12} = \frac{1 \cdot 0,505}{10^{-2}} + \frac{2 \cdot 18,09 \cdot 0,505}{10^{-2}} \times$$

$$\times (18,09 \cdot 0,98 - (-0,015)) = 11,03 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{m12} = \sqrt{\sigma_{mx12}^2 + \sigma_{m\phi 12}^2 - \sigma_{mx12} \cdot \sigma_{m\phi 12}} =$$

$$= \sqrt{25,25^2 + 11,03^2 - 25,25 \cdot 11,03} =$$

$$= 100,1 \text{ МПа} < \sigma_{дон1} = 162,0 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{u12} = 0,889 \frac{6 \cdot |M_{12}|}{s_1^2} = 0,889 \frac{6 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3}}{10^{-4}} = 52,3 \text{ МПа},$$

$$\left(\frac{\sigma_{m12}}{\sigma_{T12}}\right)^2 + \lambda \cdot \frac{\sigma_{u12}}{\sigma'_{T12}} = \left(\frac{100,1}{228,0}\right)^2 + 0,8 \frac{52,3}{228,0} = 0,376 < 1.$$

Умови міцності виконуються.

3 Обичайка сорочки:

$$\sigma_{mx2} = \frac{p_2 R_2}{2s_2} = \frac{1 \cdot 0,554}{2 \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 34,6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{m\phi 2} = \frac{p_2 R_2}{2s_2} + \frac{2\beta_2 R_2}{s_2} (\beta_2 M_2 - Q_2) =$$

$$= \frac{1 \cdot 0,554}{8 \cdot 10^{-3}} + \frac{2 \cdot 19,31 \cdot 0,554}{8 \cdot 10^{-3}} (19,31 \cdot 2,64 \cdot 10^{-3} - 0,074) = 7,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{m2} = \sqrt{\sigma_{mx2}^2 + \sigma_{m\phi 2}^2 - \sigma_{mx2} \sigma_{m\phi 2}} =$$

$$= \sqrt{34,6^2 + 7,7^2 - 34,6 \cdot 7,7} =$$

$$= 31,5 \text{ МПа} < \sigma_{дон2} = 134,0 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{u2} = 0,889 \frac{6 \cdot |M_2|}{s_2^2} = 0,889 \cdot \frac{6 \cdot 2,64 \cdot 10^{-3}}{(8 \cdot 10^{-3})^2} = 220,0 \text{ МПа},$$

$$\left(\frac{\sigma_{m2}}{\sigma'_{T2}}\right)^2 + \lambda \frac{\sigma_{u2}}{\sigma'_{T2}} = \left(\frac{31,5}{201,0}\right)^2 + 0,8 \frac{220}{201} = 0,9 < 1.$$

Умови міцності виконуються.

Розрахунок циклічної міцності (за формулами п. 11.5.1):

1 Зовнішня частина обичайки апарата:

$$\sigma_{x1} = \sigma_{mx1} \pm \frac{6 M_1}{S_1^2} = 50,5 \pm \frac{6(-32,9 \cdot 10^{-3})}{10^{-4}} = \left\{ \begin{array}{l} -145,7 \\ +246,7 \end{array} \right\} \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\phi 1} = \sigma_{m\phi 1} \pm \frac{6 \mu M_1}{s_1^2} = 119,0 \pm \frac{6 \cdot 0,3 \cdot (-32,9 \cdot 10^{-3})}{10^{-4}} = \left\{ \begin{array}{l} 60,1 \\ 178,9 \end{array} \right\} \text{ МПа}.$$

Максимальні еквівалентні напруження:

$$\sigma_{екв1} = \sqrt{\sigma_{x1}^2 + \sigma_{\phi 1}^2 - \sigma_{x1} \sigma_{\phi 1}},$$

$$\sigma_{\text{екв}1} = \max \left\{ \sqrt{(-145,7)^2 + 60,1^1 - (-145,7) \cdot 60,1}; \right. \\ \left. \sqrt{246,7^2 + 178,4^3 - 246,7 \cdot 178,9} \right\} = \\ = \max \left\{ \begin{matrix} 183,3 \\ 220,8 \end{matrix} \right\} = 220,8 \text{ МПа},$$

$$K_{\sigma 1}^* = \max \left| 0,5 \pm \frac{6(-32,9 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot 0,505 \cdot 10^{-2}} \right| = \max |0,5 \pm 1,94| = 1,99,$$

$$[\sigma_a]_1 = \sigma_{\text{екв}1} \cdot K_{\sigma 1}^* = 220,8 \cdot 1,99 = 431,5 \text{ МПа}.$$

Число циклів, що допускається, визначаємо по кривій

$$\sigma_{\text{екв}12} = \sqrt{\sigma_{x12}^2 + \sigma_{\phi 12}^2 - \sigma_{x12} \cdot \sigma_{\phi 12}} = \\ = \max \left\{ \begin{matrix} \sqrt{84,1^2 + 127,9^2 - 84,1 \cdot 127,9} = 112,6 \\ \sqrt{-33,5^2 + 92,7 - 33,5 \cdot 92,7} = 113,2 \end{matrix} \right\} = 113,2 \text{ МПа}.$$

2 Внутрішня частина обичайки апарата:

$$\sigma_{x12} = \sigma_{mx12} \pm \frac{6 M_{12}}{s_1^2} = 25,3 \pm \frac{6 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3}}{10^{-2}} = \left\{ \begin{matrix} +84,1; \\ -33,5 \end{matrix} \right\} \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\phi 12} = \sigma_{m\phi 12} \pm \frac{6 \mu M_{12}}{s_1^2} = 110,3 \pm \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3}}{10^{-2}} = \left\{ \begin{matrix} 127,9; \\ 92,7 \end{matrix} \right\} \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{екв}12} = \sqrt{\sigma_{x12}^2 + \sigma_{\phi 12}^2 - \sigma_{x12} \sigma_{\phi 12}} = \\ = \max \left\{ \begin{matrix} \sqrt{84,1^2 + 127,9^2 - 84,1 \cdot 127,9} = 112,6; \\ \sqrt{-33,5^2 + 92,7 - 33,5 \cdot 92,7} = 113,2 \end{matrix} \right\} = \\ = \max \left\{ \begin{matrix} 112,6; \\ 113,2 \end{matrix} \right\} = 113,2 \text{ МПа},$$

$$K_{\sigma,12}^* = \max \left| 0,5 \pm \frac{6 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,505 \cdot 10^{-2}} \right| = \max |0,5 \pm 1,16| = 1,66,$$

$$[\sigma_a]_1 = \sigma_{екв 2} \cdot K_{\sigma 12}^* = 1,66 \cdot 113,2 = 187,9 \text{ МПа}.$$

Число циклів навантаження, що допускається, визначаємо за кривою стійкості

$$[N]_{12} = 2 \cdot 10^5.$$

3 Обичайка сорочки:

$$\sigma_{x2} = \sigma_{mx2} \pm \frac{6 M_2}{s_2^2} = 34,6 \pm \frac{6 \cdot 2,64 \cdot 10^{-3}}{(8 \cdot 10^{-3})^2} = \begin{cases} +282,1; \\ -212,9 \end{cases} \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\varphi 2} = \sigma_{m\varphi 2} \pm \frac{6 \mu M_2}{s_2^2} = 7,7 \pm \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 2,64 \cdot 10^{-3}}{(8 \cdot 10^{-3})^2} = \begin{cases} +82,0; \\ -66,5 \end{cases} \text{ МПа},$$

$$\sigma_{екв 2} = \sqrt{\sigma_{x2}^2 + \sigma_{\varphi 2}^2 - \sigma_{x2} \sigma_{\varphi 2}} =$$

$$= \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{282,1^2 + 82^2 - 282,1 \cdot 82}; \\ \sqrt{(-212,9)^2 + (-66,5)^2 - 212,9 \cdot 66,5} \end{array} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \begin{array}{l} 251,3; \\ 188,7 \end{array} \right\} = 251,3 \text{ МПа},$$

$$K_{\sigma 2}^* = \max \left| 0,5 \pm \frac{6 \cdot 2,64 \cdot 10^{-3}}{1,0,554 \cdot 8 \cdot 10^{-3}} \right| = \max |0,5 \pm 3,57| = 4,07,$$

$$[\sigma_a]_2 = \sigma_{екв} K_{\sigma 2}^* = 4,07 \cdot 251,3 = 1023,8 \text{ МПа}.$$

Число циклів навантаження, що допускається, визначаємо за кривою

$$[N]_2 = 3 \cdot 10^2.$$

Таким чином, при запасі міцності за числом циклів

$n_N = 10$  для забезпечення працездатності вузла кріплення в умовах циклічного навантаження слід взяти

$$[N] = \max \{ [N]_1, [N]_{12}, [N]_2 \} = [N]_2.$$



Якщо заданим є допустиме число циклів, то за утомлюваними кривими визначається  $[\sigma_a]$  і умова працездатності кріплення при циклічному навантаженні має вигляд

$$\max \{ K_{\sigma i}^* \sigma_{екв i} \} \leq [\sigma_a]_i$$

$$(i = 1, 12; 2).$$

### 11.6.8 Міцність сполучного елемента

Із використанням результатів обчислень (за пп. 2 і 3 справжнього прикладу) одержуємо за формулою п. 11.5.2:

$$\sigma_k = \frac{0,955 \cdot 0,505}{1,097 \cdot 10^{-2}} \times$$

$$\times [(0,4276 + 0,6062 \cdot 0,2007) \cdot 2 + (0,2789 + 0,6062 \cdot 1,2654) \cdot 1] =$$

$$= 94,3 \text{ МПа} < \sigma'_{дон} = 134,0 \text{ МПа}.$$

Аналогічно виконуються обчислення для розрахункових випадків:

1)  $p_2 \neq 0, \quad p_1 = 0;$

2)  $p_2 = 0, \quad p_1 \neq 0.$

Для цього досить почати з перерахунку крайових зусиль

$Q$  і моментів і далі перейти до оцінки міцності обичайок і сполучного елемента.

### Питання для самоперевірки:

1 Порядок розрахунку товщини стінки реактора з гладкою сорочкою.

2 Розрахунок випуклих днищ у реакторах із сорочкою.

3 Особливості конструювання і розрахунок апаратів з нерозривною сорочкою із напівтруб.

4 Порядок розрахунку на міцність у вузлах кріплення сорочки з урахуванням крайових сил і моментів.

5 Вибір конструкційних матеріалів і порядок розрахунку на міцність механічних перемішувальних пристроїв.

## ДОДАТОК А (довідковий)

Апарати суцільнозварні з еліптичним днищем і кришкою

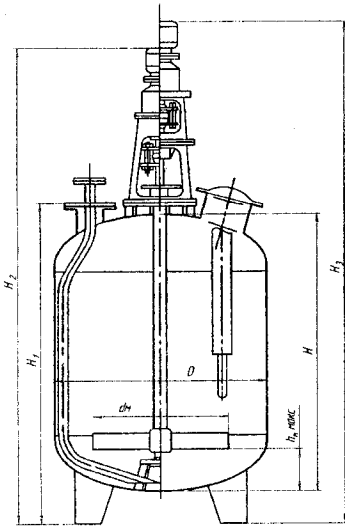


Рисунок А.1 – Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

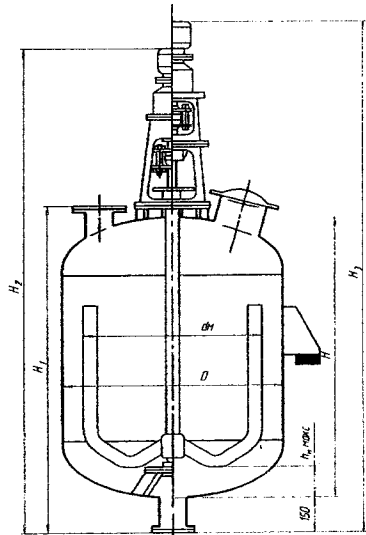


Рисунок А.2 – Апарат із якорним перемішувальним пристроєм

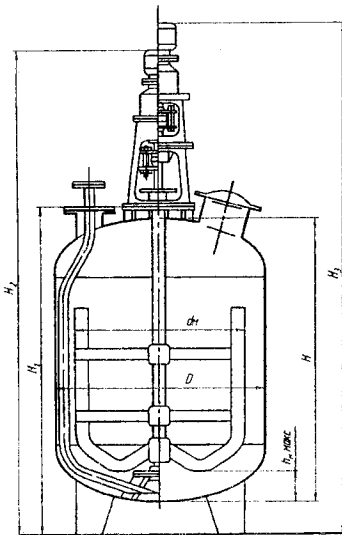


Рисунок А.3 – Апарат із рамним перемішувальним пристроєм

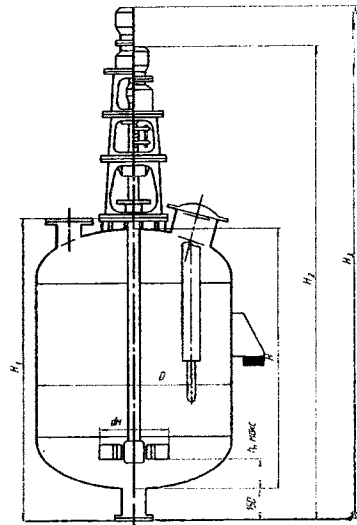


Рисунок А.4 – Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

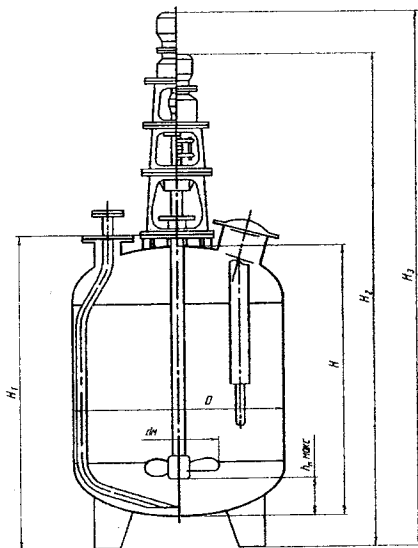


Рисунок А.5 – Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

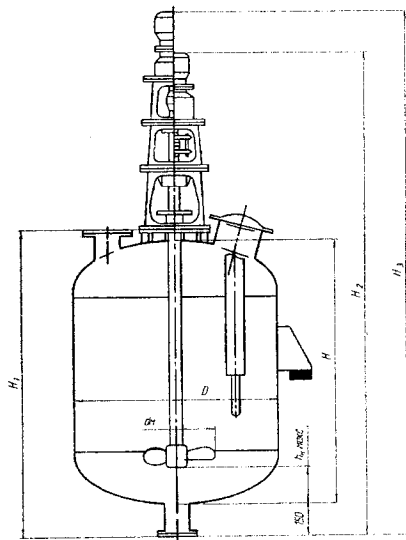


Рисунок А.6 – Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

Таблиця А.1 – Рекомендовані розміри апарата

Ємність, м <sup>3</sup>		2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	10	16	25
Розрахунковий тиск, МН/м <sup>2</sup>		Налив, вакуум, 0,3(3); 0,6(6)								
		1; 1,6								
Основні розміри, мм	D	1400	1400	1400	1600	1800		2200	2400	2600
	H	1530	1850	2250	2250	2380	2780	2980	3930	5380
	H <sub>1</sub>	1800	2120	2570	2620	2720	3120	3370	4500	5890
	H <sub>2</sub>	3740	4060	4510	4540	5090	5490	6140	6740	8630
		4540	4860	4860	4910	5220	-	-	7040	9430
	H <sub>3</sub>	4020	4340	5180	5230	5330	5730	6340	7800	9740
4400		4700	5500	5600	6570	6970	7220	8450	9840	

ДОДАТОК Б  
(довідковий)

Апарати суцільнозварні з гладкою сорочкою

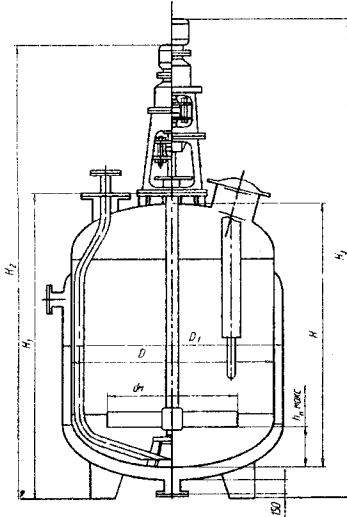


Рисунок Б.1 – Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

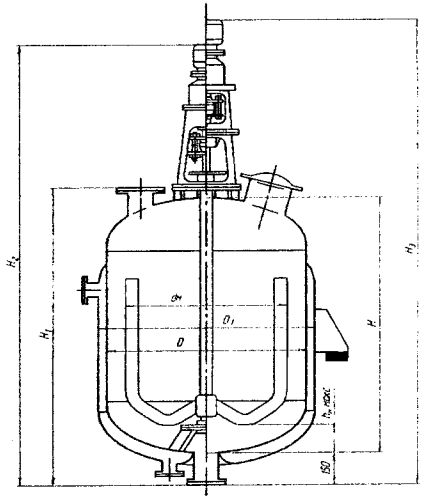


Рисунок Б.2 – Апарат із якірним перемішувальним пристроєм

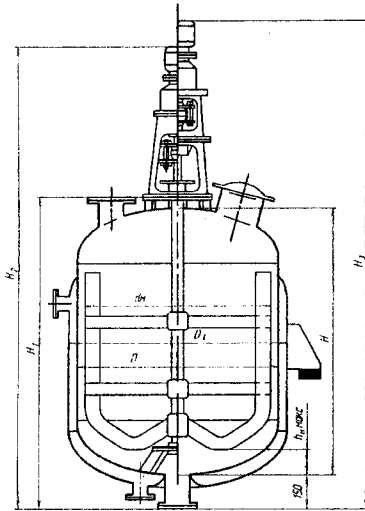


Рисунок Б.3 – Апарат із рамним перемішувальним пристроєм

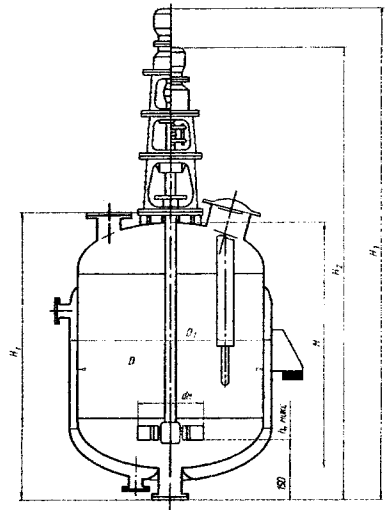


Рисунок Б.4 – Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм

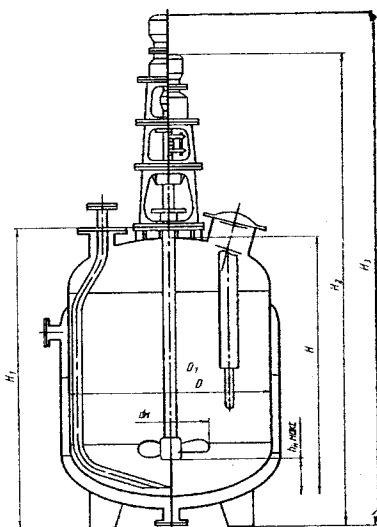


Рисунок Б.5 – Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

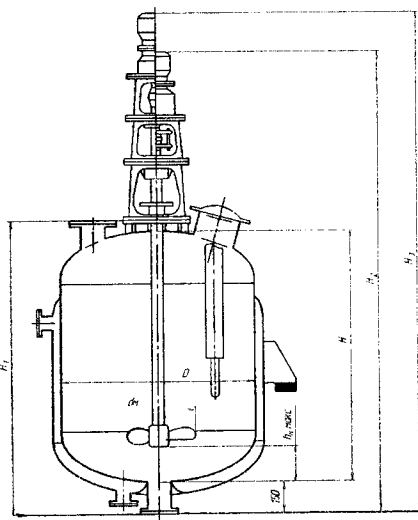


Рисунок Б.6 – Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

Таблиця Б.1 - Рекомендовані розміри апарата і сорочки

Ємність, м <sup>3</sup>	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	10	16	25	
Розрахунковий тиск, МН/м <sup>2</sup>	Налив, вакуум 0,3(3); 0,6(6) 1; 1,6									
Основні розміри, мм	D	1400	1400	1400	1600	1800		2200	2400	2600
	D <sub>1</sub>	1500	1500	1500	1700	1900		2400	2600	2800
	H	1530	1850	2350	2250	2380	2780	2980	3930	5380
	H <sub>1</sub>	1850	2170	2720	2680	2750	3150	3570	4550	5990
	H <sub>2</sub>	3790	4140	4660	4620	5140	5540	6110	7290	-
		4590	4910	5400	5400	5400	-	-	-	-
	H <sub>3</sub>	4070	4390	5330	5290	5360	5760	6540	7850	9840
4400		4700	5600	5750	6600	7000	7420	8500	9940	

## ДОДАТОК В (довідковий)

### Апарати зварні з еліптичним днищем і від'ємною кришкою

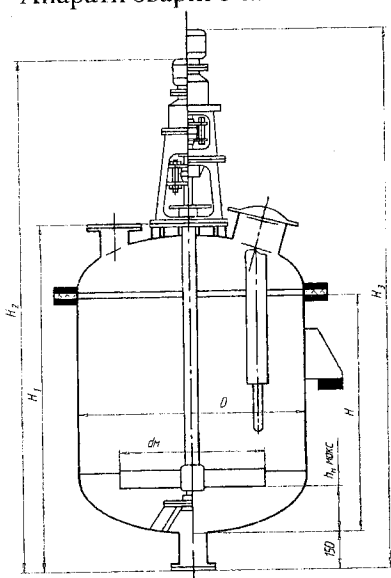


Рисунок В.1 – Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

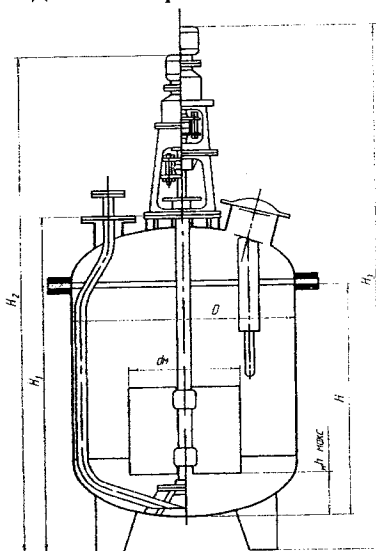


Рисунок В.2 – Апарат із листовим перемішувальним пристроєм

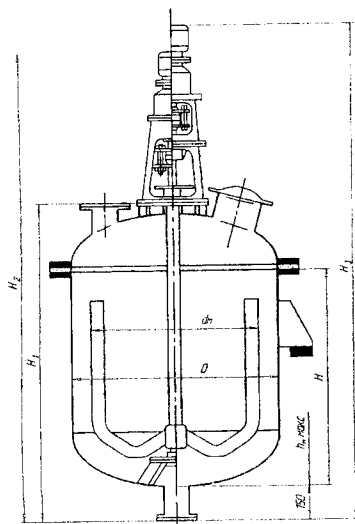


Рисунок В.3 – Апарат із якорним перемішувальним пристроєм

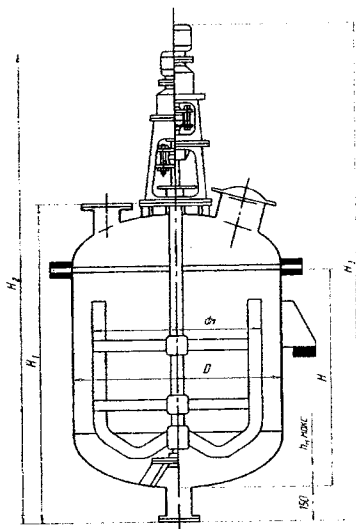


Рисунок В.4 – Апарат із рамним перемішувальним пристроєм

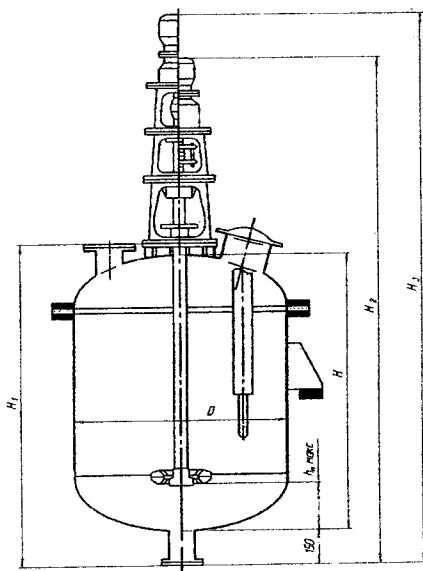


Рисунок В.5 – Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм закритого типу

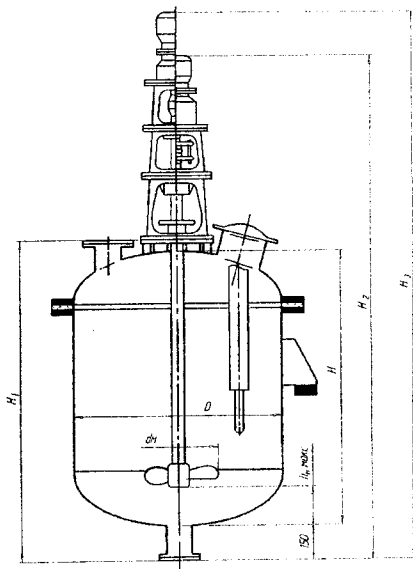


Рисунок В.6 – Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

Таблиця В.1 - Рекомендовані розміри апарата

Ємність, м <sup>3</sup>		1,0	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	10	16	25	
Розрахунковий тиск, МН/м <sup>2</sup>		Налив											
		Вакуум 0,3(3)											
		0,6(6)											
		1; 1,6						—					
Основні розміри, мм	D	1000	1200	1400	1600	1800	2200	2600	3000	—	—	—	
	H	1375	1575	1475	1775	1675	2225	2000	2500	2840	3190	3790	
	H <sub>1</sub>	2000	2275	2325	2525	2610	3160	3040	3640	4015	4530	5430	
	H <sub>2</sub>	—	4320	4380	4680	5120	5670	5550	6150	6890	—	—	
	H <sub>3</sub>	—	4600	4660	4960	5340	5890	5770	6370	7120	7820	9370	
		4320	4900	5000	5350	—	—	7010	7610	8000	8470	9470	

## ДОДАТОК Г (довідковий)

Апарат із від'ємною кришкою і гладкою сорочкою

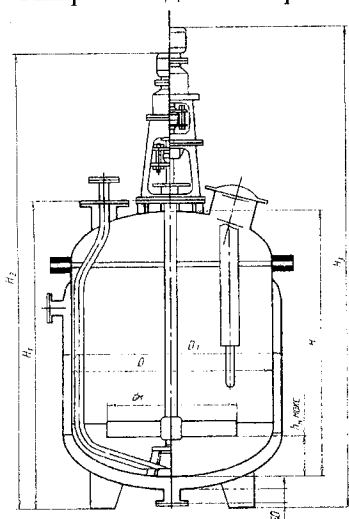


Рисунок Г.1 – Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

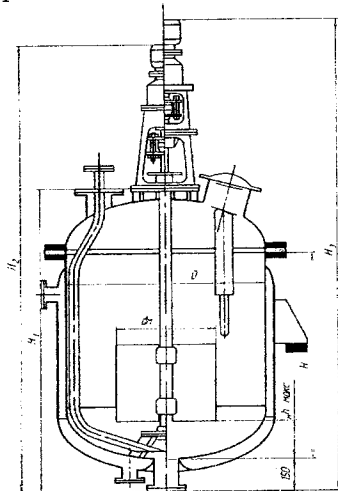


Рисунок Г.2 – Апарат із листовим перемішувальним пристроєм

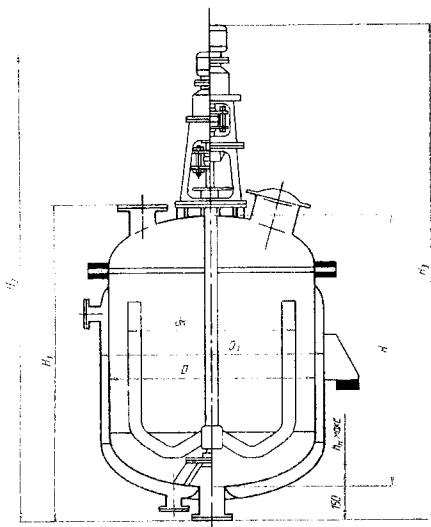


Рисунок Г.3 – Апарат із якірним перемішувальним пристроєм

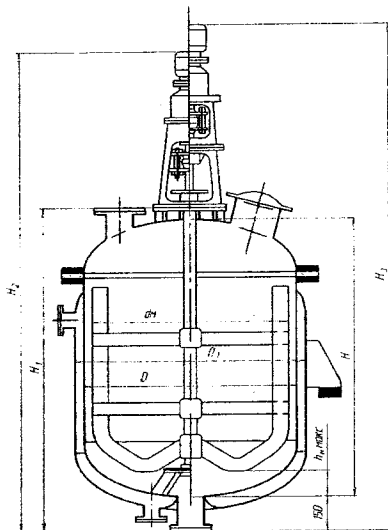


Рисунок Г.4 – Апарат із рамним перемішувальним пристроєм



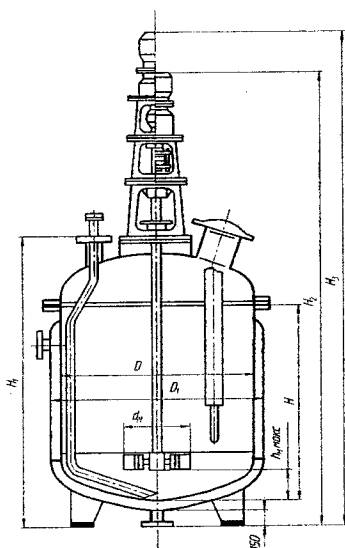


Рисунок Г.5 – Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

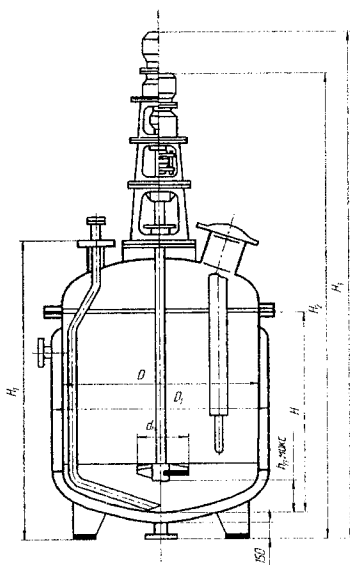


Рисунок Г.6 – Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

Таблиця Г.1 - Розміри апарата та сорочки

Ємність, м <sup>3</sup>		1,0	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	10	16	25	
Розрахунковий тиск, МН/м <sup>2</sup>		Налив											
		Вакуум 0,3											
		0,6											
		1; 1,6											
Основні розміри, мм	D	1000	1200	1400		1600		1800		2200	2600	3000	
	D <sub>1</sub>	1100	1300	1500		1700		1900		2400	2800	3200	
	H	1375	1575	1475	1775	1675	2225	2090	2590	2840	3190	3790	
	H <sub>1</sub>	2130	2285	2375	2675	2630	3190	3070	3670	4215	4590	5530	
	H <sub>2</sub>		3700	4330	4430	4730	5140	5700	5680	6180	7990	7200	7560
			4070	4600	4700	-	5700	-	-	-	-	-	-
	H <sub>3</sub>		-	4610	4710	5010	5360	5920	5800	6400	7320	7970	9470
		4350	-	-	-	-	-	7040	7640	7200	8720	6040	

## ДОДАТОК Д (довідковий)

Апарат із конічним відбортованим днищем і еліптичною невід'ємною кришкою

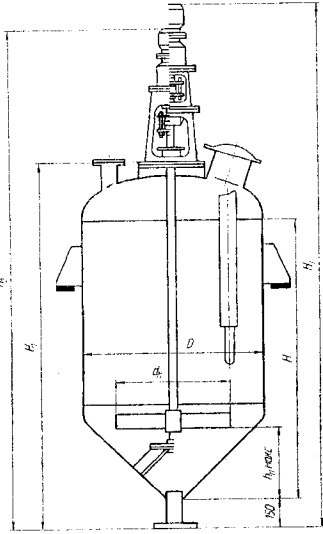


Рисунок Д.1 – Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

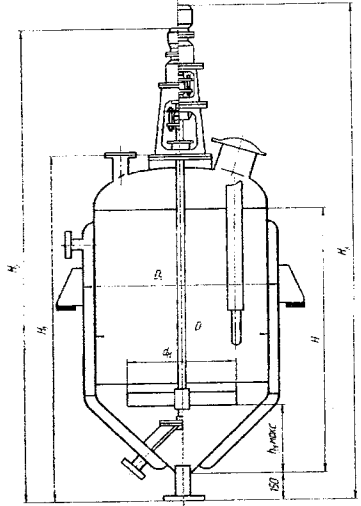


Рисунок Д.2 – Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

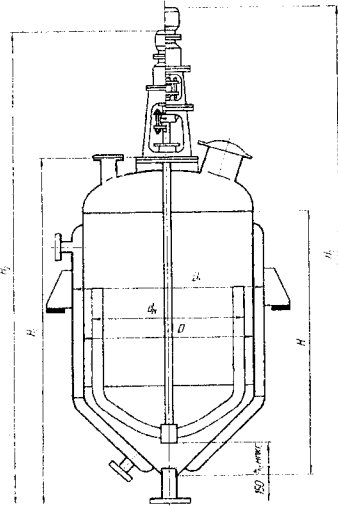


Рисунок Д.3 – Апарат із якрним перемішувальним пристроєм

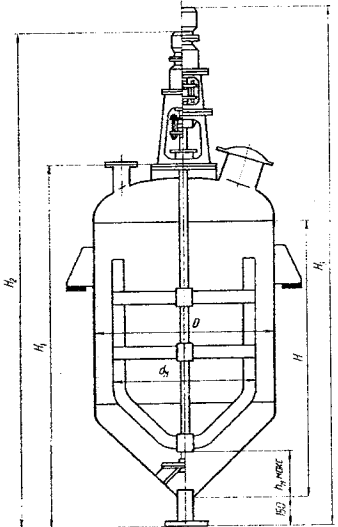


Рисунок Д.4 – Апарат із рамним перемішувальним пристроєм

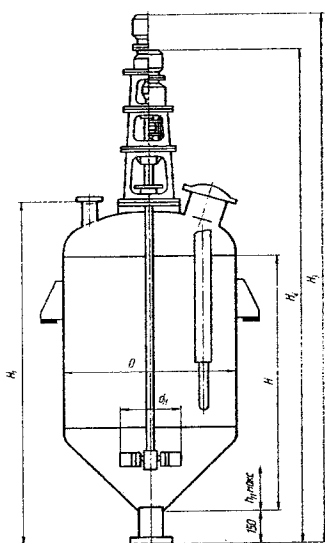


Рисунок Д.5 – Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

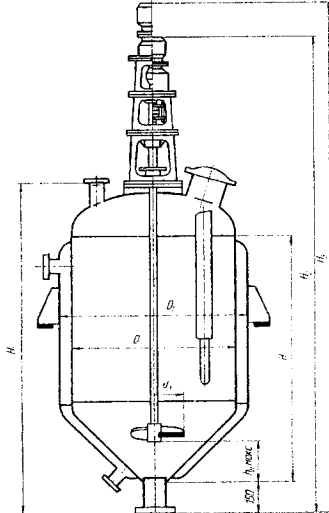


Рисунок Д.6 – Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

Таблиця Д.1 - Рекомендовані розміри апарата та сорочки

Індекс		31 та 32						
Ємність, м <sup>3</sup>		2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	10	
Розрахунковий тиск, МН/м <sup>2</sup>		Налив 0,3; 0,6						
Основні розміри, мм	D	1400	1600		1800		2200	
	D <sub>1</sub>	1500	1700		1900		2400	
	H	1950	2060	2520	2630	3030	3360	
	H <sub>1</sub>	2640	2710	3030	3190	3590	4020	
	H <sub>2</sub>		4580	5130	5450	5610	6010	6790
			-	-	-	-	-	-
	H <sub>3</sub>		4860	5320	5670	5830	6230	7020
		5260	5800	6200	7070	7470	7900	

## ДОДАТОК Е (довідковий)

Апарат із конічним дном та еліптичною кришкою

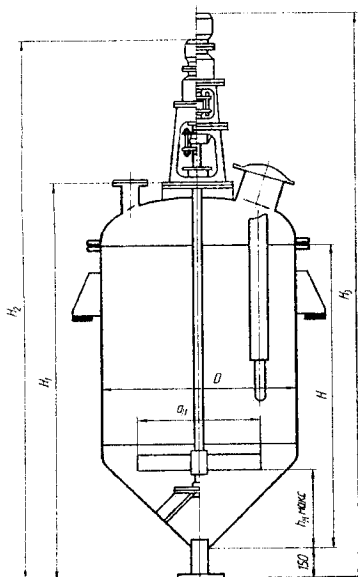


Рисунок Е.1 - Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

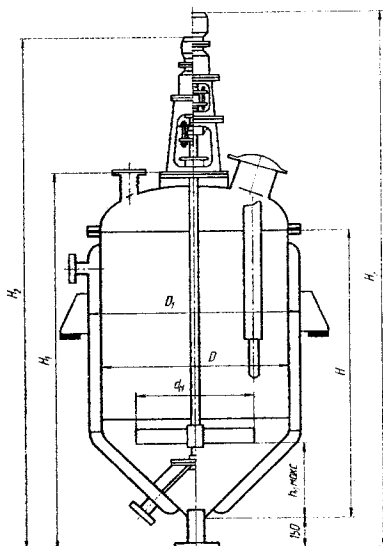


Рисунок Е.2 - Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

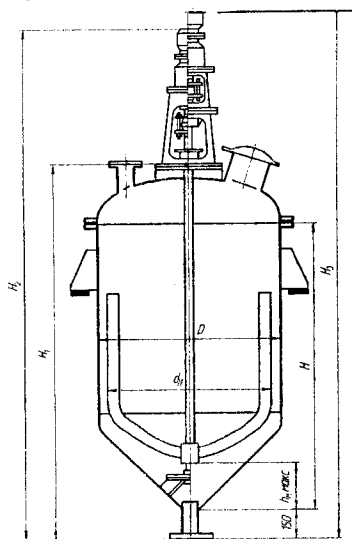


Рисунок Е.3 - Апарат із якорним перемішувальним пристроєм

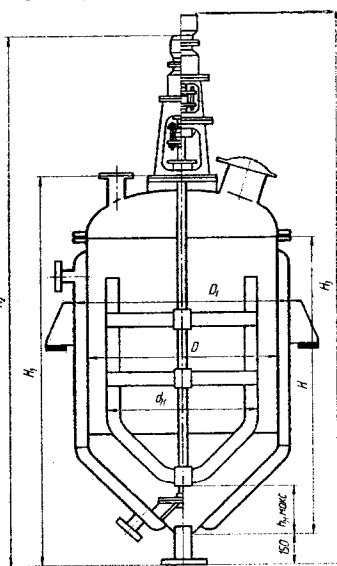


Рисунок Е.4 - Апарат із рамним перемішувальним пристроєм

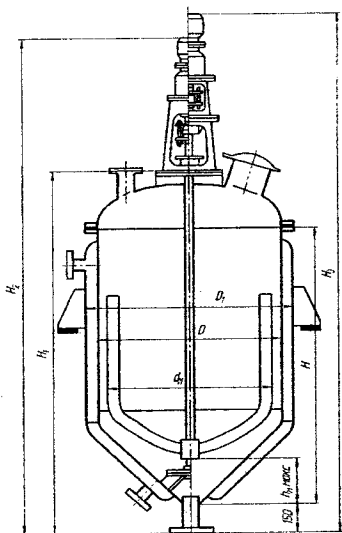


Рисунок Е.5 - Апарат із якірним перемішувальним пристроєм

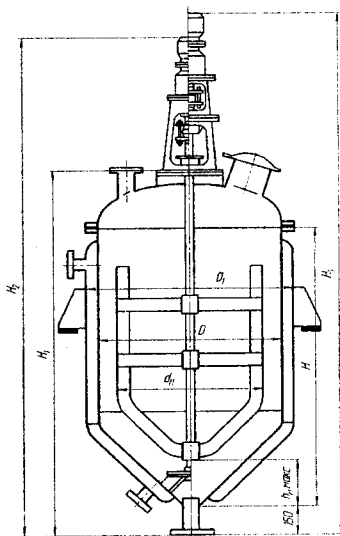


Рисунок Е.6 - Апарат із рамним перемішувальним пристроєм

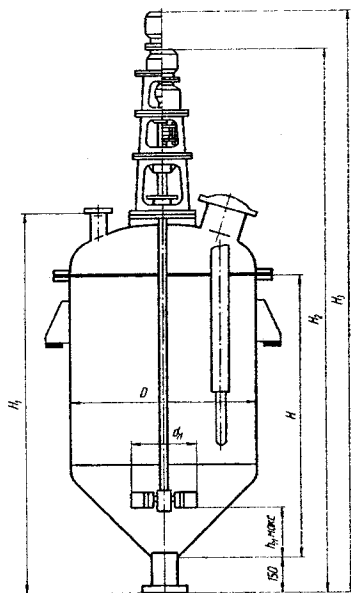


Рисунок Е.7 - Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

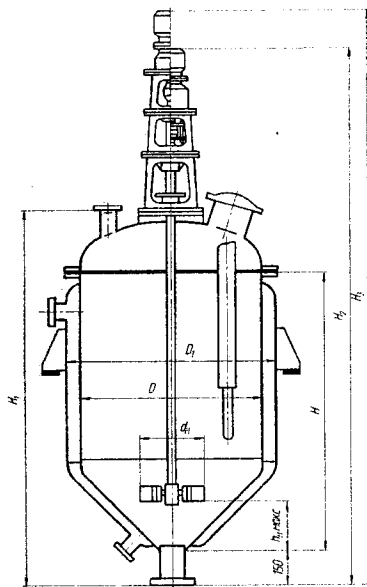


Рисунок Е.8 - Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

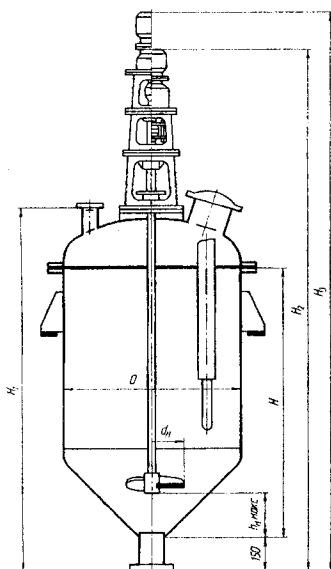


Рисунок Е.9 - Апарат із пропелерним перемішувальним пристроєм

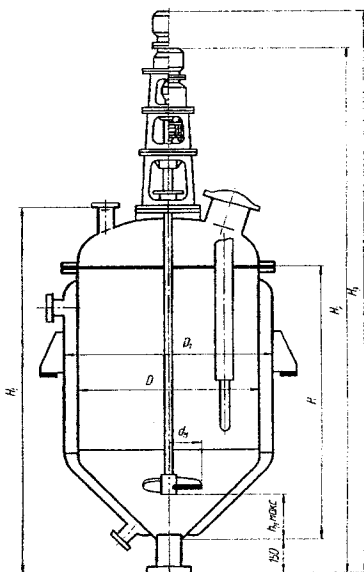


Рисунок Е.10 - Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

Таблиця Е.1 - Рекомендовані розміри апарата

Ємність, м <sup>3</sup>		1,0	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	10
Розрахунковий тиск, МН/м <sup>2</sup> (кГ/см <sup>2</sup> )		Налив 0,3(3); 0,6(6)							
Основні розміри, мм	D	1000	1200	1400	1600	1800	2200		
	D <sub>1</sub>	1100	1300	1500	1700	1900	2400		
	H	1580	2195	2695	2600	2520	2630	3030	3360
	H <sub>1</sub>	2000	2670	3170	3125	3110	3270	3670	4100
	H <sub>2</sub>	4000	4330	4580	5190	5540	5700	6100	6800
	H <sub>3</sub>	4280	4780	5030	5540	5800	6050	6450	-
		5000	5250	-	-	6280	6680	7440	

ДОДАТОК Ж  
(довідковий)

Апарати зварні з конічним днищем і плоскою кришкою

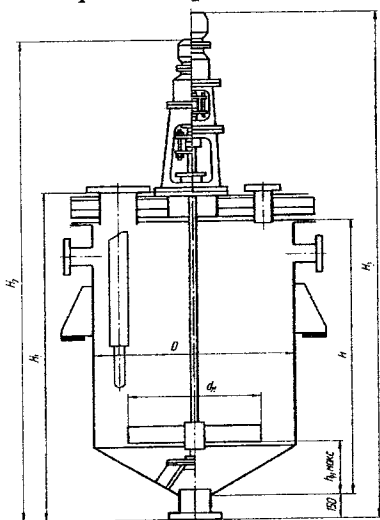


Рисунок Ж.1 - Апарат із лопатевим перемішувальним пристроєм

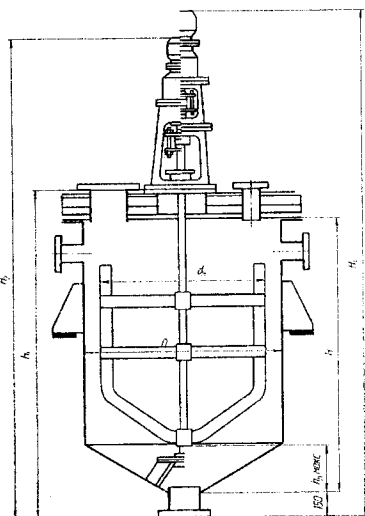


Рисунок Ж.2 - Апарат із рамним перемішувальним пристроєм

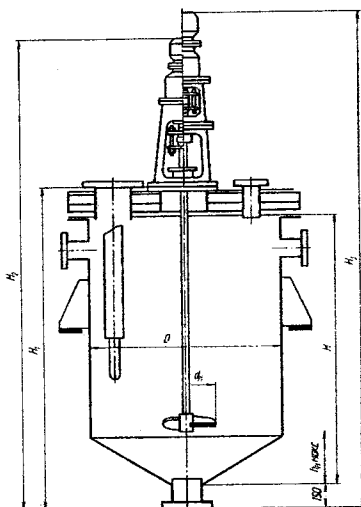


Рисунок Ж.3 - Апарат із гвинтовим перемішувальним пристроєм

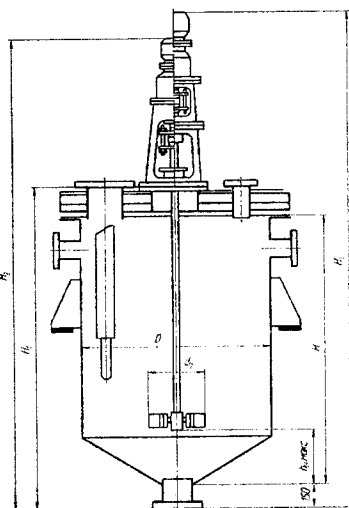


Рисунок Ж.4 - Апарат із турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

ДОДАТОК И  
(довідковий)

Апарати зварні з плоским дном і плоскою кришкою

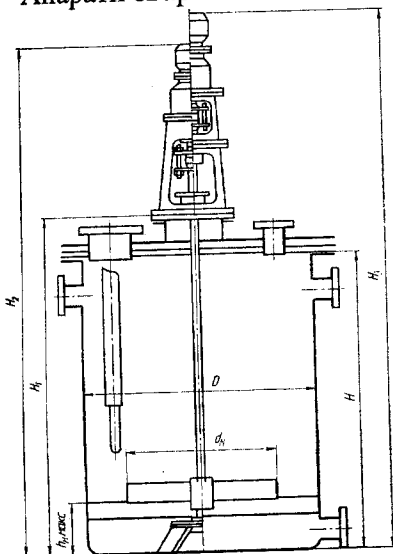


Рисунок И.1 - Апарат (індекс 62) із лопатевим перемішувальним пристроєм

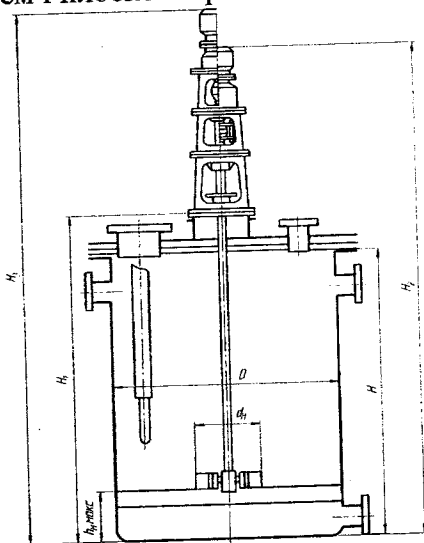


Рисунок И.2 - Апарат із (індекс 62) рамним перемішувальним пристроєм

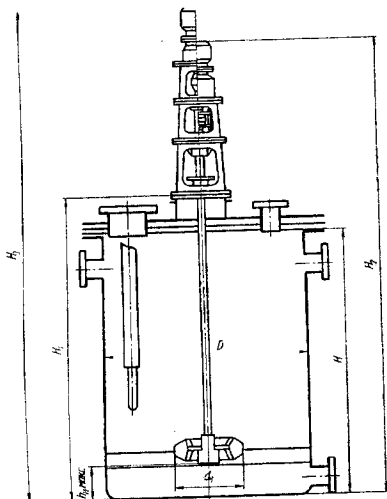


Рисунок И.3 - Апарат (індекс 62) з турбінним перемішувальним пристроєм відкритого типу

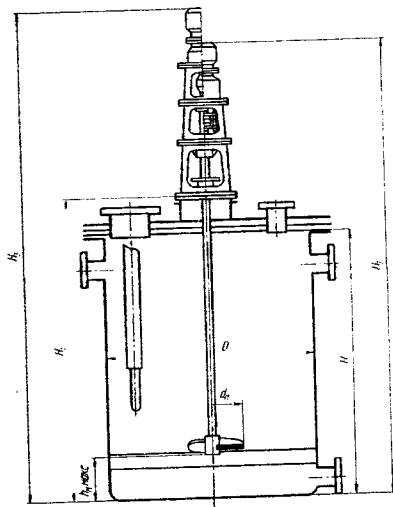


Рисунок И.4 - Апарат (індекс 62) із гвинтовим перемішувальним пристроєм



## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ТА ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Н.А. Горловский Оборудование заводов лакокрасочной промышленности/ Н.А. Горловский, Н.А. Козулин. – Л.: Химия, 1968. – 588 с.
2. Hobler T., Strek F. Chem. Stos., 3, 143 (1959).
3. Nixon A.W., Tenney A.H., Trans. Am. Inst. Chem. Eng., 31, 113 (1935).
4. Н.Е. Вишнеvский Аппараты высокого давления с герметичным приводом/ Н.Е. Вишнеvский, Н.П. Глуханов, И.С. Ковалев. – М.; Л.: Машгиз, 1960.- 247 с.
5. Д. Вэй, С.Я. Гзовский, А.Н. Плановский // Хим. нефт. маш., - 1963. - №4. – 286 с.
6. Я.М. Брайнес - Введение в теорию и расчеты химических и нефтехимических реакторов/ Я.М. Брайнес. – М.: Химия, 1976. – 232 с.
7. Ф. Стренк - Перемешивание и аппараты с мешалками. – Польша, 1971/пер. с польск.; под ред. И.А. Щупляка. – Л.: Химия, 1975. – 384 с.
8. Sparrow R.E. The choice of equipment sizes for multiproduct batch plants. "Industrial and Engineering Chemistry"/ Sparrow R.E., Forder G.I., Rippin D.W.T.- 1975, 14 - N 3 - P. 197-203.
9. Вертикальные аппараты с перемешивающими устройствами: каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1971.
10. А.И. Бояринов - Методы оптимизации в химической технологии/ А.И. Бояринов, В.В. Кафаров. – М.: Химия, 1969. – 564 с.
11. В.В. Кафаров - Методы кибернетики в химии и химической технологии/ В.В. Кафаров. – М.: Химия, 1971.
12. И.С. Павлушенко и др. //ЖПХ.-1957. - Т.30.
13. Г.М. Островский - Методы оптимизации химических реакторов/ Г.М. Островский, Ю.М. Волин. – М.:Химия, 1967.
14. З.Штербачек, П.Тауск - Перемешивание в химической промышленности/ Пер. с чеш.; под ред. И.С. Павлушенко. – Л.: Госхимиздат, 1963 - 416 с.

15. А.с. 771089 СССР. Способ получения алкиларилсульфокислот или кислых алкилсульфатов и устройство для его осуществления/ В.Я. Стороженко и др. – 4с.; Оpubл.1980, Бюл.№38.
16. А.с. 276904 СССР. Массообменный аппарат/ В.Я. Стороженко и др. – 2с.; Оpubл.1970, Бюл.№24. – 2с.
17. РД 26-01-90-85. Механические перемешивающие устройства. Методы расчёта. –Л.,1986.-130с.
18. Д.И. Белкин Зависимость начальной частоты вращения от глубины погружения, размеров и некоторых особенностей конструкции самовсасывающей мешалки / Сб. “Расчет и конструирование аппаратов для разделения дисперсных систем”/ Д.И. Белкин и др.– М., 1990.
19. Р.Д. Сопфер, В.В. Кафаров //Хим. нефт. маш. - 1965. - №10.-5с.
20. А.с. 546358 СССР. Устройство для массообмена и перемешивания/ В.Я. Стороженко и др.; Оpubл.1977, Бюл.№6. – 4с.
21. А.с. 1299615 СССР. Устройство для гомогенизации пастообразных материалов/ В.Я. Стороженко и др. – 5с.; Оpubл.1987, Бюл.№12.
22. А.с. 274085 СССР. Массообменный аппарат/ В.Я. Стороженко и др. – 2с.; Оpubл.1970, Бюл.№21. – 2с.
23. Ф. Холланд, Ф. Чапман - Химические реакторы и смесители для жидкофазных процессов/ Пер. с англ.; под ред. Ю.И. Жорова. – М.: Химия, 1974. – 208 с.
24. В.Я. Стороженко Конструювання та розрахунок рознімних герметичних з'єднань/ В.Я. Стороженко. – Київ, 1998.-207с.
25. Аппараты с перемешивающими устройствами вертикальные: Каталог – справочник. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1966.
26. ОСТ 26-01-1246-83. Корпуса стальные вертикальных аппаратов с механическими перемешивающими устройствами; Введ.1983. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 46с.
27. А.В. Чечеткин Высокотемпературные теплоносители/ А.В. Чечеткин. – М.: Энергия, 1971. – 496с.
28. ГОСТ 25867-83. Сосуды и аппараты. Сосуды с рубашками. Нормы и методы расчета на прочность - Введ. 1983.- М.: Издательство стандартов, 1984. – 46с.
29. В.Я. Стороженко Конструирование и расчет химических аппаратов с рубашками. - Часть II. Методическое пособие для студентов по курсу “Расчет и конструирование химических машин

- и аппаратов”/ В.Я. Стороженко. – Сумы: Издательство СумДУ, 1992.-26с.
30. ГСТУ 3-17-191-2000. Посудини та апарати сталні зварні. Загальні технічні умови. Державний комітет промислової політики України - Введ. 2000. - Київ: Державний комітет з промислової політики в Україні, 2000. – 302 с.
  31. ГОСТ 13372-78. Сосуды и аппараты. Ряд номинальных объемов. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 2 с.
  32. А.И. Мильченко Исследование, расчёт и конструирование механических перемешивающих устройств для обработки жидкофазных сред: автореф. дис.д-ра технических наук/ А.И. Мильченко. - ЛТИ. - 1974. - 43с.
  33. А.Н. Крылов Вибрация судов Т. X./ А.Н. Крылов – М.: АН СССР, 1948. -402с.
  34. В.Я. Стороженко Исследование, создание и совершенствование аппаратов для малотоннажных химико-технологических процессов/ В.Я. Стороженко – «Вісник СумДУ», №9. – 2001. – 31с.
  35. В.Я. Стороженко Інтенсифікація процесу перемішування у газорідних реакторах змісного типу/ В.Я. Стороженко, Д.О Ляпощенко – Республіканська конференція, (м Донецьк). – 2008.
  36. Стороженко В.Я., Шабрацкий В.И. К вопросу расчёта эффективности самовсасывающих мешалок. –«Вісник СумДУ», №4. – 2009. – 3с.

Навчальне видання

**Стороженко Віталій Якович**  
**Смирнов Василь Анатолійович**

**Реактори об'ємного типу  
з перемішувальними пристроями  
(розрахунок та конструювання)**

Навчальний посібник

Художнє оформлення обкладинки В.А.Смирнова  
Редактор Т.Г.Чернишова  
Комп'ютерне верстання А.В.Литвиненка

Формат 60x48/16. Ум.друк.арк.16,51. Обл.-вид.арк. 15,44. Тираж 300 пр. Зам. № 386.

Видавць і виготовлювач  
Сумський державний університет,  
вул. Римського – Корсакова, 2, м. Суми, 40007  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.