

135-річчю Національного технічного університету

«Харківський політехнічний інститут»

Присвячується

**Євген СОКОЛ, Михайло ЧЕРКАШЕНКО,
Олег ПОТЕТЕНКО, Віктор ДРАНКОВСЬКИЙ,
Олександр ГАСЮК, Олег ГРИБ**

ГІДРОЕНЕРГЕТИКА

ТОМ 2. ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Підручник

Харків НТУ «ХП» 2020

Ч 48 Євген Сокол, Михайло Черкашенко, Олег Потетенко, Віктор Дранковський, Олександр Гасюк, Олег Гриб. Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини. Харків. НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.

Вперше в підручнику по гідроенергетиці представлені всі аспекти сучасної теорії і проектування гідропневмоприводів і гідропнеумоавтоматики, проектування гідравлічних турбін, об'ємних гідромашин, насосів і оборотних гідромашин. Велику увагу автори приділили питанням регулювання гідротурбін і проектування гідропневмоприводів з високою точністю позиціонування виконавчих пристроїв для систем регулювання. Теорія і методи проектування ілюструються численними прикладами побудови схем промислових об'єктів. Сучасний матеріал підручника становить великий інтерес для студентів при вивченні відповідних курсів, а також для аспірантів, які спеціалізуються в області проектування гідравлічних машин і гідропневмоприводів для гідроенергетики.

Yevhen Sokol, Mikhaylo Cherkashenko, Oleg Potetenko, Victor Drankovskiy, Oleksandr Hasiuk, Oleg Grib. Hydropower. Volume 2. Hydraulic machines. Kharkiv. NTU «KhPI», 2020. 534 p.

For the first time in a textbook on hydropower consider all aspects of the modern theory and synthesys of hydropneumatic drives and hydropneumatic automation, synthesys of hydraulic turbines, positive displacement hydraulic machines, pumps and reversible hydraulic machines are presented. The authors paid great attention to the issues of regulation of hydraulic turbines and the synthesys of hydraulic pneumatic drives with high positioning accuracy of actuators for control systems. The theory and synthesys methods are illustrated by numerous examples of constructing schemes of industrial facilities. The modern material of the textbook is of great interest for students in the study of relevant courses, as well as for graduate students specializing in the synthesys of hydraulic machines and hydraulic pneumatic drives for hydropower.

Рецензент: *Андрій Русанов, чл.-кор. НАНУ, проф., д-р техн. наук, ІПМаш
НАНУ, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки*

Іл. 331. Бібліогр. 16 назв.

ISBN

© Є. Сокол, М. Черкашенко та ін. 2020 р.

Зміст

Передмова.....	6
ГЛАВА 1. Синтез систем гідропневмоприводів.....	7
1.1. Елементи алгебри логіки.....	7
1.2. Деякі поняття теорії графів.....	15
ГЛАВА 2. Системи гідропневмоприводів об'єктів автоматизації	21
2.1. Порівняльна оцінка й вибір системи.....	21
2.2. Зміст схем.....	27
2.3. Загальні вимоги до розроблюваних систем.....	28
2.4. Основні розрахунки при проектуванні систем керування..	30
2.5. Основи налаштування, експлуатації й ремонту пневмати- чних і пневмогідролічних систем керування.....	43
ГЛАВА 3. Структурний синтез систем керування.....	53
3.1. Синтез рівнянь, що описують схеми.....	53
3.2. Методи безроздільної декомпозиції рівнянь.....	61
3.3. Синтез багатотактних схем.....	64
3.4. Мікропроцесорні системи керування гідропневмоприво- дами. Програмовні контролери.....	76
3.5. Позиційні гідропневмоприводи.....	91
3.5.1. Позиційні гідроагрегати.....	91
3.5.2. Позиційні пневмоагрегати.....	100
3.6. Системи регулювання гідротурбін.....	113
ГЛАВА 4. Гідропневмоприводи та об'ємні гідромашини.....	139
4.1. Промислові гідроприводи	139
4.2. Об'ємні гідромашини.....	320
ГЛАВА 5. Гідролічні турбіни та лопатеві насоси.....	335
5.1. Гідротурбіни.....	335
5.1.1. Енергія потоку.....	338

5.1.2. Основні параметри гідротурбін ГЕС.....	341
5.1.3. Класифікація гідротурбін по робочому процесу.....	344
5.1.4. Проточні частини гідротурбін та їх характеристики.....	346
5.1.5. Основи робочого процесу гідротурбін.....	350
5.1.6. Закони подібності гідротурбін.....	362
5.1.7. Явище кавітації в гідротурбінах.....	372
5.1.8. Характеристики гідротурбін.....	376
5.1.9. Номенклатура реактивних гідротурбін.....	382
5.1.10. Методи підбору реактивних гідротурбін.....	384
5.1.11. Конструкції різних систем гідротурбін.....	391
5.2. Лопатеві насоси.....	403
5.2.1. Класифікація насосів.....	403
5.2.2. Робочий процес лопатевих насосів.....	413
5.2.3. Кавітація в насосах.....	427
5.2.4. Характеристики лопатевих насосів.....	434
5.2.5. Номенклатура лопатевих насосів.....	446
5.2.6. Конструкції лопатевих насосів.....	450
ГЛАВА 6. Оборотні гідромашини.....	460
6.1. Технологічні схеми гідроакумулювання енергії.....	468
6.2. Коефіцієнт корисної дії гідравлічного акумулювання енергії.....	472
6.3. Принципові схеми гідросилового обладнання.....	474
6.4. Основні теоретичні положення робочого процесу оборотних гідромашин.....	484
6.4.1. Основні показники насосного режиму.....	486
6.4.2. Приведені показники і коефіцієнти оборотних гідромашин.....	493
6.4.3. Визначення параметрів оборотних гідромашин за	

узагальненими показниками.....	497
6.4.4. Кругова характеристика лопатевої оборотної гідромашини.....	503
6.4.5. Універсальні характеристики лопатевої оборотної гідромашини.....	504
6.5. Номенклатура радіально-осьових оборотних гідромашин..	512
6.5.1. Головні універсальні характеристики моделей радіально-осьових насос-турбін.....	517
6.6. Конструкції оборотних гідромашин.....	519
6.6.1. Багатоступеневі радіально-осьові оборотні гідромашини.....	522
6.6.2. Двоколісні оборотні гідромашини.....	526
Література.....	531

ПЕРЕДМОВА

Вперше у підручнику «Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини» представлені всі аспекти сучасної теорії і проектування гідропневмоприводів і гідропневмоавтоматики, проектування гідравлічних турбін, об'ємних гідромашин, насосів і оборотних гідромашин. Велику увагу автори приділили питанням регулювання гідротурбін і проектування гідропневмоприводів з високою точністю позиціонування виконавчих пристроїв для систем регулювання. Теорія і методи проектування ілюструються численними прикладами побудови схем промислових об'єктів.

Наведені методи і способи позиціонування використовуються: при позиціонуванні гідроагрегату повороту лопаток прямого апарата і повороту лопатей гідротурбіни; позиціонуванні гідроагрегатів ковальсько-пресового і металообробного обладнання; пневмоагрегатів пресів, що використовуються в легкій промисловості, промислових роботів та в інших комбінованих системах.

Сучасний матеріал підручника становить великий інтерес для студентів при вивченні відповідних курсів, а також для аспірантів, які спеціалізуються в області проектування гідравлічних машин і гідропневмоприводів для гідроенергетики.

ГЛАВА 1. СИНТЕЗ СИСТЕМ ГІДРОПНЕВМОПРИВОДІВ

1.1. Елементи алгебри логіки

Булева алгебра, або двозначна алгебра математичної логіки, займається обчисленням висловлювань, що у формальній логіці означає будь-яке твердження, про яке можна сказати, що воно хибне або (істинне) за даних обставин.

Умовимося істинність висловлювань позначати одиницею (1), а хибність – нулем (0).

Висловлювання бувають прості і складні. Складні висловлювання називають булевими функціями (за ім'ям одного із засновників алгебри логіки Джорджа Буля), а прості, – з яких організуються складні висловлювання, – змінними (або аргументами) булевих функцій.

Областю визначення булевих функцій від n змінних є сукупність 2^n булевих наборів. Через те що кожному набору відповідає одне з двох значень функції (0 або 1) незалежно від її значень при інших наборах, число різних булевих функцій від n змінних кінцеве і дорівнює 2^{2^n} , наприклад, для $n = 2$ число булевих функцій дорівнює 16 (табл. 1.1).

Логічні операції множення, додавання, інверсії, імплікації та інші є взаємно залежними і виражаються одне через друге. Системи логічних операцій, за допомогою яких можна виразити всі інші операції, називаються функціонально повними. Так, простішими функціонально повними будуть системи кон'юнкції та інверсії, диз'юнкції та інверсії, операція «стрілка Пірса» або $\neg\neg\neg$, імплікація та ін.

Як універсальна може бути вибрана одна з надлишкових систем, що складається з трьох логічних функцій: кон'юнкції, диз'юнкції, інверсії ($\wedge$, $\vee$, $\neg$), за допомогою яких виражають основні закони булевої алгебри, а

Таблиця 1.1

x_1 x_2	Позначення функції	Найменування
f_1 0 0 1 1	$f_1 = x_1$	Повторення (функція ДА)
f_2 0 1 0 1	$f_2 = x_2$	Те ж саме
f_3 1 1 0 0	$f_3 = \bar{x}_1$	Заперечення функції (інверсія x_1 , $\neg$)
f_4 1 0 1 0	$f_4 = \bar{x}_2$	Заперечення функції (інверсія x_2 , $\neg$)
f_5 0 1 1 1	$f_5 = x_1 + x_2$ ($f_5 = x_1 \vee x_2$)	Диз'юнкція (логічне додавання, функція $\vee$)
f_6 0 0 0 1	$f_6 = x_1 \cdot x_2$ ($f_6 = x_1 \wedge x_2$)	Кон'юнкція (логічне множення, функція $\wedge$)
f_7 1 0 0 1	$f_7 = x_1 \approx x_2$	Рівнозначність
f_8 1 1 0 1	$f_8 = x_1 \rightarrow x_2$	Імплікація (від x_1 до x_2)
f_9 1 0 1 1	$f_9 = x_1 \leftarrow x_2$	Імплікація (від x_2 до x_1)
f_{10} 0 1 1 0	$f_{10} = x_1 \oplus x_2$	Нерівнозначність (сума по модулю 2)
f_{11} 1 0 0 0	$f_{11} = \overline{x_1 + x_2}$	Стрілка Пірса (заперечення диз'юнкції)
f_{12} 1 1 1 0	$f_{12} = \overline{x_1 \cdot x_2}$	Функція Шеффера (інверсія кон'юнкції)
f_{13} 0 0 1 0	$f_{13} = x_1 \cdot \bar{x}_2$	Функція заборони по x_2 (заперечення імплікації від x_1 до x_2)
f_{14} 0 1 0 0	$f_{14} = \bar{x}_1 \cdot x_2$	Функція заборони по x_1 (заперечення імплікації від x_2 до x_1)
f_{15} 1 1 1 1	$f_{15} = 1$	Одинична функція (константа одиниця, завжди справжня функція)
f_{16} 0 0 0 0	$f_{16} = 0$	Нульова функція (константа нуль, завжди хибна функція)

також логічні функції будь-якої складності. Під надлишковою розуміють систему, що має більше число функцій, ніж необхідно для реалізації.

Основою законів булевої алгебри є наступні постулати:

$$x = 0, \text{ якщо } x \neq 1; (1) \quad x = 1, \text{ якщо } x \neq 0; (1')$$

$$0 \cdot 0 = 0; (2) \quad 1 + 1 = 1; (2')$$

$$1 \cdot 1 = 1; (3) \quad 0 + 0 = 0; (3')$$

$$1 \cdot 0 = 0 \cdot 1 = 0; (4) \quad 0 + 1 = 1 + 0 = 1; (4')$$

$$\bar{0} = 1; (5) \quad \bar{1} = 0. (5')$$

Постулати, відзначені штрихом, одержують з формул з тим же номером без штриха шляхом заміни знаку кон'юнкції знаком диз'юнкції і нуля одиницею. Пряма і зворотна заміни.

На основі викладених вище постулатів напишемо основні теореми для булевих функцій однієї, двох і трьох змінних (табл. 1.2).

Булеві функції можна зображувати чотирма способами: алгебраїчним, табличним, графічним і матричним.

Алгебраїчний спосіб позначає число змінних і порядок логічних операцій даної булевої функції. Наприклад, функція, записана алгебраїчним способом:

$$f = \left[(x_1 + x_3) (\overline{x_1 + x_2}) \right] \rightarrow \left[x_3 \oplus (x_1 + x_2) \right].$$

Будь-яка булева функція може мати численність рівносильних формул. Усю цю численність за допомогою теореми булевої алгебри (див. табл. 1.2) можна привести до деякої форми, що називається нормальною. Існує кон'юнктивна нормальна форма (КНФ) і диз'юнктивна нормальна форма (ДНФ).

ДНФ (КНФ) – це рівняння, рівносильне даному рівнянню, що являє собою диз'юнкцію (кон'юнкцію) елементарних кон'юнкцій (диз'юнкцій). Будь-яке рівняння можна привести до ДНФ і КНФ.

Таблиця 1.2

Логічна формула	Номер формули	Логічна формула	Номер Формули
1	2	3	4
$x + 0 = x$	1	$x \cdot 1 = x$	1*
$x + 1 = 1$	2	$x \cdot 0 = 0$	2*
$x + x = x$	3	$x \cdot x = x$	3*
$x = \bar{x}$	4	—	—
$x + \bar{x} = 1$	5	$x \cdot \bar{x} = 0$	5*
$x_1 + x_2 = x_2 + x_1$	6	$x_1 x_2 = x_2 x_1$	6*
$x_1 + x_1 x_2 = x_1$	7	$x_1 (x_1 + x_2) = x_1$	7*
$(x_1 + \bar{x}_2) x_2 = x_1 x_2$	8	$x_1 \bar{x}_2 + x_2 = x_1 + x_2$	8*
$x_1 + x_2 + x_3 = (x_1 + x_2) +$ $+ x_3 = x_1 + (x_2 + x_3)$	9	$x_1 x_2 x_3 = (x_1 x_2) x_3 = x_1 (x_2 x_3)$	9*
$x_1 x_2 + x_1 x_3 = x_1 (x_2 + x_3)$	10	$(x_1 + x_2)(x_1 + x_3) = x_1 + x_2 x_3$	10*
$(x_1 + x_2)(x_2 + x_3)(\bar{x}_1 + x_3) =$ $= (x_1 + x_2)(\bar{x}_1 + x_3)$	11	—	—
$(x_1 + x_2)(\bar{x}_1 + x_3) =$ $= x_1 x_3 + \bar{x}_1 x_2$	12	—	—
$\overline{(x_1 + x_2 + x_3 + \dots)} = \bar{x}_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3$	13	$\overline{(x_1 x_2 x_3)} = \bar{x}_1 + \bar{x}_2 + \bar{x}_3$	13*

Якщо диз'юнкцію рівняння, записаного в ДНФ, беруть тільки за тим набором аргументів, при яких функція, задана таблицею, відображається в одиницю, то таку ДНФ називають досконалою.

Табличний спосіб. Булеві функції можна зображати за допомогою таблиць справжності. Таблиці справжності складаються з $n + 1$ стовпців, де n стовпців відводиться для значень змінних зображуваної функції, а останній стовець — для самої функції. Число рядків таблиці — 2^n . У

кожний рядок записують одну з можливих комбінацій значень змінних і відповідне їй значення функції. Приклад табличного зображення булевої функції трьох змінних наведений в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

x_1	x_2	x_3	f
1	2	3	4
1	0	1	0
0	1	1	1
0	0	1	0
0	1	0	0
1	1	0	1
1	1	1	1
0	0	0	0
1	0	0	0

Методика переходу від табличного зображення до алгебраїчного – наступна: виділяють рядки з одиничним значенням булевої функції (з нульовим значенням булевої функції); виписують для кожного відміченого рядка елементарні кон'юнкції змінних (елементарні диз'юнкції інверсій змінних); з'єднують їх знаком диз'юнкції (кон'юнкції). Наприклад, в таблиці 1.3 виділяємо рядки з одиничним значенням функції: 011, 110, 111. Алгебраїчне зображення булевої функції, подане в таблиці 1.3 у формі диз'юнкції елементарних кон'юнкцій, має вигляд:

$$f = \bar{x}_1 x_2 x_3 + x_1 x_2 \bar{x}_3 + x_1 x_2 x_3. \quad (1.1)$$

Якщо в цій же таблиці виділити рядки з нульовим значенням функції: 000, 001, 010, 101, 100, то алгебраїчне зображення виразиться у вигляді кон'юнкцій елементарних диз'юнкцій інверсій змінних:

$$f = (x_1 + x_2 + x_3)(\bar{x}_1 + \bar{x}_2 + \bar{x}_3)(x_1 + \bar{x}_2 + x_3)(\bar{x}_1 + x_2 + \bar{x}_3)(\bar{x}_1 + \bar{x}_2 + x_3).$$

Графічний спосіб. Зображення булевих функцій здійснюється за допомогою діаграм Карно, що являють собою прямокутники, які містять 2^n клітин, де n – число змінних.

Клітини діаграм Карно утворюють стовпці і рядки. Число стовпців визначається як 2^k , а число рядків як 2^{n-k} , де $0 \leq k \leq n$. Кожній клітині діаграми відповідає один елемент диз'юнктивної або кон'юнктивної досконалої нормальної форми залежно від того, яке значення приймає функція, для якої складають діаграму. Стовпці і рядки в діаграмах позначають таким чином, що, якщо відправитися з будь-якої клітини і рухатися в горизонтальному або вертикальному напрямі, то сусідня клітина завжди є сусіднім станом змінних і відрізняється значенням тільки однієї змінної.

Сусідніми також є клітини, розташовані симетрично відносно основної, половинної, четвертинної, вісімкової осей симетрії і т. д.

На рисунку 1.1 представлена діаграма Карно для функції, заданої в таблиці 1.3.

	$\bar{x}_2$		x_2	
	$\bar{x}_3$	x_3	x_3	$\bar{x}_3$
$\bar{x}_1$	0	0	1	0
x_1	0	0	1	1

Рисунок 1.1 – Матриця Карно

Матричний спосіб. Зображення булевої функції здійснюється за допомогою тризначної матриці M , кожний рядок якої відповідає змінній, а стовпець – елементарній кон'юнкції булевої функції, заданої в ДНФ.

На перетині рядка i й стовпця j елемент:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{якщо змінна } x_i \text{ входить у } f_j; \\ 0, & \text{якщо заперечення змінної } \bar{x}_i \text{ входить у } f_j; \\ 2, & \text{в решті випадків.} \end{cases}$$

Наприклад, булева функція (див. таблицю 1.3) може бути зображена матрицею

$$M = \begin{matrix} & f_1 & f_2 & f_3 \\ \begin{matrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{matrix} & \begin{vmatrix} 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 \end{vmatrix} \end{matrix}$$

Класом логічної (булевої) функції називають множину різних логічних функцій, в якій будь-яка з функцій може бути перетворена в іншу перейменуванням аргументів.

Наприклад, логічні функції

$$f_1 = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 + \bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3 \quad \text{і} \quad f_2 = \bar{x}_4 \bar{x}_5 x_6 + x_4 \bar{x}_5 \bar{x}_6$$

належать до одного класу, оскільки, якщо позначити в другій функції $x_4 = x_2$, $x_5 = x_1$, $x_6 = x_3$, то одержимо першу функцію.

В табл. 1.4 наведені числа функцій і класів функцій однієї-чотирьох змінних.

Таблиця 1.4

Число змінних	Число функцій	Число класів функцій
1	4	4
2	16	12
3	256	80
4	65536	3984

Систему логічних рівнянь (СЛР) $F = \{ f_1, \dots, f_k \}$ можна зобразити чотирма способами: алгебраїчним, табличним, графічним і матричним.

Алгебраїчний спосіб означає задання СЛР у вигляді системи рівнянь:

$$F = \begin{cases} f_1 = \varphi_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \\ f_2 = \varphi_2(x_1, x_2, \dots, x_n) \\ \dots\dots\dots \\ f_k = \varphi_k(x_1, x_2, \dots, x_n) \end{cases}$$

Наприклад,

$$F = \begin{cases} f_1 = \bar{x}_1 x_2 x_3; \\ f_2 = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 + x_1 \bar{x}_2 x_3. \end{cases} \quad (1.2)$$

Табличний спосіб являє собою задання СЛР за допомогою таблиць справжності завдання логічної функції (див. табл. 1.3). Винятком є останній стовпець таблиці, замість якого вводять додаткові стовпці, що відповідають одній логічній функції СЛР.

Наприклад, для СЛР (1.2) таблиця справжності зображується у вигляді табл. 1.5.

Графічний спосіб зображення СЛР здійснюється за допомогою діаграми Карно, в клітинах якої записують функцію, якщо вона містить елемент досконалої нормальної форми.

Так, СЛР, задана таблицею 1.5, може бути подана графічно у вигляді діаграми Карно (див. рисунок 1.1).

Матричний спосіб зображення СЛР здійснюється за допомогою двох матриць M_1 і M_2 .

Кожний рядок матриці M_1 відповідає змінній, а стовпець — елементарній кон'юнкції СЛР, заданій в ДНФ.

На перетині рядка i та стовпця j елемент:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{якщо змінна } x \text{ входить у будь-яку функцію } f_j \text{ СЛР;} \\ 0, & \text{якщо } \bar{x} \text{ входить у функцію } f_j \text{ СЛР;} \\ 2, & \text{у решті випадків.} \end{cases}$$

Таблиця 1.5

x_1	x_2	x_3	f_1	f_2
0	0	0	0	0
0	0	1	0	1
0	1	0	0	0
0	1	1	1	0
1	0	0	0	0
1	0	1	0	1
1	1	0	0	0
1	1	1	0	0

Кожний рядок матриці M_2 відповідає логічній функції, а стовпець – елементарній кон'юнкції СЛР.

На перетині рядка ξ і стовпця j елемент:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } f_{\xi} \text{ функція містить елементарну кон'юнкцію } f_j; \\ 0, & \text{якщо не містить.} \end{cases}$$

Наприклад, СЛР (2.2) може бути задана у вигляді:

$$M_1 = \begin{matrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{matrix} \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \end{vmatrix};$$

$$M_2 = \begin{matrix} f_1 \\ f_2 \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \end{vmatrix}.$$

1.2. Деякі поняття теорії графів

Граф – це множина яких-небудь елементів, пов'язаних між собою співвідношеннями. Існують три еквівалентних способи задання графів – аналітичний, геометричний і матричний.

Граф вважається заданим аналітично, якщо задана множина його вершин $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ і множина $U = \{u_1, u_2, \dots, u_m\}$ пар вершин з X , тобто $G = \{X, U\}$.

Кожну пару вершин $U = \{x_i, x_j\}$ у множині X називають ребром графа G і кажуть, що U з'єднує x_i та x_j .

Геометричний граф подають у вигляді деякої схеми, що складається з системи точок, які називаються вершинами, і системи ліній, що з'єднують точки, які називаються ребрами. Наприклад, на рисунку 1.2, а представлений граф з множиною вершин $X = \{x_1, x_2, x_3, x_4\}$ і множиною ребер $U = \{u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, u_6\}$.

Оскільки граф – структура топологічна, то при його геометричному представленні не буде мати суттєвого значення ні масштаб побудови, ні планове розміщення його вершин, ні розмір або форма його ребер. При побудові графа ці особливості враховують тільки з міркувань зручності накреслення всіх його елементів.

Вершина x і ребро u графа *інцидентні*, якщо вказана вершина належить розглядуваному ребру.

Граф, в якому одну й ту ж пару вершин з'єднує більше ніж одне ребро (такі ребра називають *кратними*), називається *мультиграфом*. Найбільше число кратних ребер, що з'єднують нові дві вершини в графі, називається *мультичислом графа*. Наприклад, на рисунку 1.2, б показаний мультиграф, мультичисло якого дорівнює 3.

При матричному способі граф може бути зображений, наприклад, за допомогою матриці інциденцій вершин і ребер графа або за допомогою матриці суміжності вершин графа.

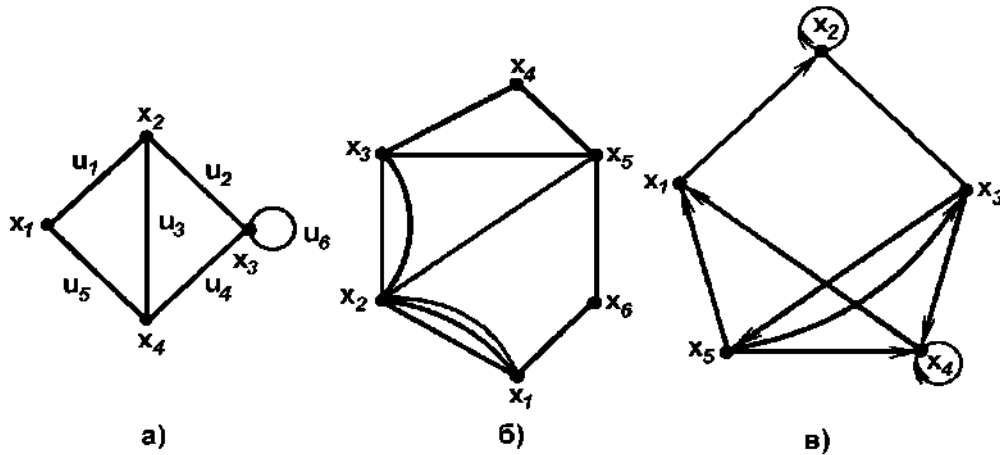


Рисунок 1.2– Граф (а), мультиграф (б) і оргграф (в)

Матрицею інциденцій вершин і ребер графа з множиною вершин $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ і множиною ребер $U = \{u_1, u_2, \dots, u_m\}$ називається матриця $A = \|a_{ij}\|$ розміру $m \times n$, у якій $a_{ij} = 1$, якщо вершина x_i інцидентна ребру u_j , і $a_{ij} = 0$, – якщо не інцидентна. Наприклад, матриця інциденцій вершин і ребер графа (рис. 1.1, а) має вигляд:

$$R = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 \end{pmatrix}.$$

Матрицею суміжності вершин неорієнтованого графа з множиною вершин $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ називається матриця $M = \|a_{ij}\|$ розміром $n \times n$, в якій елемент a_{ij} дорівнює числу ребер у графі, що з'єднують x_i та x_j . Наприклад, матриця суміжності вершин графа (див. рисунок 1.2, а) має такий вигляд:

$$M = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 0 \end{pmatrix}.$$

З визначення випливає, що матриця M суміжності вершин неорієнтованого графа завжди симетрична відносно своєї головної діагоналі, тому для спрощення можна записувати лише її праву частину:

$$M = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ & 0 & 1 & 1 \\ & & 1 & 1 \\ & & & 0 \end{pmatrix}.$$

У матриці суміжності вершин орієнтованого графа (орграфа) елемент a_{ij} дорівнює числу дуг, що виходять з вершини x_i у вершину x_j . Наприклад, матриця суміжності вершин графа на рисунку 1.2, в має вигляд:

$$M = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 1 & 0 \end{pmatrix}.$$

Ланцюгом графа називають безперервну послідовність його ребер. Наприклад, вершини x_1 і x_3 на рисунку 1.2, а можна з'єднати ланцюгом u_1, u_3, u_4 . Ланцюг називається простим, якщо всі його ребра різні, і складеним, якщо є однакові ребра. Якщо вершини ланцюга різні, то він називається *елементарним*.

Граф називають *зв'язним*, якщо будь-які дві його вершини можна з'єднати ланцюгом. Замкнену послідовність ребер називають *циклом*.

Орієнтованим називають граф, в якому кожному ребру, що з'єднує дві вершини, надана визначена орієнтація відносно цих вершин (див. рисунок 1.2, в).

Поняття ребро, ланцюг, цикл пов'язані з неорієнтованим графом, а поняття дуга, маршрут, контур стосуються орієнтованого графа.

Дуга – ребро графа з визначеною орієнтацією відносно його вершин. Під час геометричного подання графа напрям дуги показують стрілкою.

Маршрут у графі – безперервна послідовність однаково орієнтованих дуг між двома заданими вершинами. Маршрут у графі, що задається переліченням вершин або дуг, може бути розімкнений або замкнений. Замкнений маршрут називається контуром. Контур, утворений дугою вигляду x_k, x_k , називається *петлею*. Петлям можна надавати будь-яку орієнтацію.

Джерелом в орієнтованому графі називають вершину, з якої, прямуючи будь-яким маршрутом, можна досягти всіх інших вершин орграфа.

Підграфом G' графа G є граф, у якого всі вершини і ребра належать графу G . Повним графом K_p називають граф, у якому кожна пара його вершин суміжна. Повним підграфом K'_p графа K_p називають підграф, у якого кожна пара його вершин суміжна. Максимально повним підграфом K'_p графа G є повний підграф, що містить максимальне число вершин.

Гіперграф – це таке узагальнення неорієнтованого графа, коли ребрами можуть служити довільні (і не тільки двовершинні й одновіршинні) підмножини заданої множини вершин. Іншими словами, під гіперграфом $L = (X, U, I)$ розуміється множина вершин X , множина ребер U та інцидентор I , що вказує на множину вершин, інцидентних

множині ребер, що зображують собою деяку підмножину вершин. На рисунку 1.3 зображений гіперграф L .

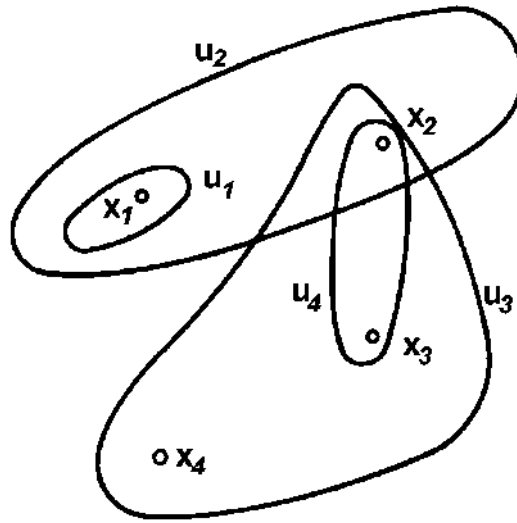


Рисунок 1.3 – Гіперграф

Гіперграф може бути зображений *матрицею інциденцій* M_L , тобто прямокутною матрицею, рядки якої відповідають вершинам гіперграфа, а стовпці – ребрам. На перетині рядка x_i та стовпця u_j елемент $a_{ij} = 1$, якщо вершина x_i міститься в ребрі u_j , 0 – якщо не міститься.

Так, матриця інциденцій для гіперграфа на рисунку 1.3 має вигляд:

$$M_L = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}.$$

Трансверсаллю гіперграфа називають множину σ вершин, що мають непорожній перетин з множиною ребер. Мінімальна трансверсаль $\sigma_{\min}$ – це трансверсаль σ , що містить мінімальне число вершин. Наприклад, гіперграф на рис. 1.3 містить дві мінімальні трансверсалі $\sigma_{\min_1} = \{x_1, x_2\}$ і $\sigma_{\min_2} = \{x_1, x_3\}$.

ГЛАВА 2. СИСТЕМИ ГІДРОПНЕВМОПРИВОДІВ ОБ'ЄКТІВ АВТОМАТИЗАЦІЇ

2.1. Порівняльна оцінка й вибір системи

При автоматизації технологічних процесів і устаткування проектувальник часто стикається з проблемою вибору раціональної за заданими умовами системи керування (СК) і пристроїв для її реалізації.

Як видно з наведених нижче даних, пневматичні СК значно поступаються за швидкістю передачі сигналів електричним і гідравлічним, перевищуючи за терміном служби електроконтактні і електрогідравлічні. Гідравлічні СК перевершують електричні і пневматичні за точністю і діапазоном регулювання швидкості виконавчих механізмів. Очевидно, що для використання переваг різних пристроїв автоматики в СК доцільно у ряді випадків використовувати комбіновані електроннопневматичні пристрої, електронногідравлічні та ін. Наприклад, недостатня плавність переміщення пневматичних виконавчих механізмів і рівень переданої потужності можна підвищити, застосувавши пневмогідравлічний привід; недостатня швидкість передачі пневматичного сигналу, особливо при великій довжині ланцюгів керування, може при необхідності компенсуватися використанням електропневматичних СК.

Вибір виду техніки для реалізації пневматичної СК слід робити з урахуванням функціональних можливостей пристроїв.

Реалізація СК на пристроях високого тиску, як правило, більш економічна за кількістю апаратів за рахунок таких факторів:

- СК, реалізовані на пристроях високого тиску, не вимагають устаткування пристроїв редукування, підвищення й точної стабілізації тиску;
- застосування пневморозподільників високого тиску, що мають велику логічну ємкість, дозволяє в багатьох випадках скоротити кількість

пристроїв у СК, у порівнянні з використанням логічних елементів середнього й низького тиску;

– пневморозподільники високого тиску мають високу навантажувальну здатність.

При виборі СК необхідно враховувати наявність обслуговуючого персоналу необхідної кваліфікації. Машинобудівні підприємства мають у своєму розпорядженні кваліфікований персонал, що здійснює монтаж, налагодження й експлуатацію електричних, гідравлічних і пневматичних (високого тиску) СК.

Типи схем залежно від основного призначення, а також загальні вимоги до їхнього виконання визначено Держстандартом «Схеми. Види й типи. Загальні вимоги до виконання». Схеми мають виконуватися за ДСТ «Правила виконання гідравлічних і пневматичних схем».

У процесі розробки принципових пневматичних схем здійснюється вибір логічних елементів і пристроїв, призначених для автоматизації певного технологічного процесу. У ряді випадків при побудові схем керування вибір апаратури поєднується з попередніми розрахунками системи, які виконуються на основі статичних і динамічних характеристик об'єкта, що автоматизується, і технічних вимог до якості керування.

Задачі автоматизації найефективніше вирішуються в процесі розробки об'єкта автоматизації, оскільки при цьому об'єкт і система розглядаються у взаємозв'язку, і на базі техніко-економічного аналізу є можливості найраціональніше пристосувати один до одного СК і об'єкт, що автоматизується.

При модернізації діючих об'єктів розробка систем автоматизації здійснюється щодо існуючої технологічної схеми. При цьому необхідно намітити потрібні зміни технологічної схеми, заходи щодо механізації устаткування і виявити практичні можливості їх здійснення.

В інших випадках для складення принципової схеми необхідні такі вихідні дані:

- опис і технічна характеристика об'єкта, що автоматизується;
- значення контрольованих параметрів, вимоги до точності контролю, відомості про джерела живлення;
- креслення технологічного устаткування, на якому передбачається установлення засобів автоматизації;
- умови експлуатації СК;
- дані для підрахунку техніко-економічної ефективності;
- при модернізації існуючих об'єктів – перелік заходів щодо можливих змін технологічного процесу.

Розробка принципової схеми ведеться у такому порядку:

- складання формалізованого опису алгоритму функціонування СК на підставі опису, технічних характеристик і вимог;
- складання на підставі формалізованого опису алгоритму функціонування СК математичного опису СК;
- побудова на підставі математичного опису СК структурної схеми;
- вибір апаратури і необхідні розрахунки окремих ланок;
- коректування структурної схеми відповідно до можливостей прийнятої апаратури і викреслювання принципової схеми.

Одночасне урахування впливу всіх критеріїв при виборі СК є складною проблемою, однак можлива оцінка впливу кожного з них окремо (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Порівняльні дані для вибору виду приводу

Критерії порівняння		Пневматична Система	Гідравлічна система	Електрична система
Робоче тіло		Повітря	Мінеральні масла, емульсії, водяні розчини й спеціальні рідини	Електрика
Основні елементи системи		Компресор, пристрої кондиціонування повітря, контрольно-регулювальна й розподільна апаратура, пневмодвигуни, прилади	Насос, бак, фільтри, контрольно-регулювальна й розподільна апаратура, гідродвигуни, прилади	Трансформатори, запобіжники, апаратура, електромагніти, вимикачі, мотори, прилади
Пристрої для передачі робочого середовища		Трубопроводи	Трубопроводи	Електропроводи
Монтаж, демонтаж і експлуатація трубопроводів і електропроводів		<u>Просто.</u> Не виникають труднощі при незначній розгерметизації. Вихлопні трубопроводи зазвичай не потрібні	<u>Складно.</u> Труднощі й небезпека при розгерметизації, тому що витікання масла забруднює робоче місце й створює небезпеку вибуху. Зливні трубопроводи необхідні	<u>Просто.</u> Небезпека ушкодження струмом при порушенні ізоляції
Швидкість передачі сигналу		До 330 м/с	~ 1000 м/с	300 000 км/с
Габаритні розміри систем	логічних	Менші від гідравлічних. У порівнянні з електро-контактними можлива мініатюризація при застосуванні струминної техніки	Більші	Найменші при застосуванні електроніки
	силових	Більші від гідравлічних. При однакових рівнях тисків менші від гідравлічних через можливість одержання енергії з мережі стиснутого повітря	Найменші при високому тиску	Більші у порівнянні з гідравлічними й пневматичними

Продовження таблиці 2.1

Критерії порівняння		Пневматична система	Гідравлічна система	Електрична система
Виконавчі механізми	для зворотно-поступального руху	Пневмоциліндри	Гідроциліндри	Складний електромеханічний механізм із кулачком, мальтійським хрестом або кривошипом. Електромагніти
	для обертального руху	Пневмомотор	Гідромотор	Електромотор
Характер руху виконавчих механізмів:	швидкість	Висока	Нижча, ніж у пневматичних та електричних	Нижча від пневматичних
	плавність	Практично не забезпечується	Висока і легко регулюється	Краща в порівнянні із пневматичними, але гірша, ніж у гідравлічних
	точність зупинки у будь-якому положенні	Не забезпечується	Висока	Краща в порівнянні із пневматичними, але гірша, ніж у гідравлічних
	удари наприкінці ходу	Порівняно великий удар. Зазвичай, пристрої, що демпфують, вбудовані в циліндри	Практично відсутні	Порівняно великий удар. Необхідна установка пристроїв, що демпфують
Чутливість до перевантажень виконавчих механізмів		При значних перевантаженнях зупиняються без поломок	Те ж, що й у пневматичних, але перевантаження викликають підвищений нагрів рідини й витрату енергії	Чутливі. Тривалі перевантаження виводять із ладу двигуни
Змащення частин механізмів, що труться		Потрібна установка апаратури для внесення змащення в потік повітря	Зазвичай добра для приводів, що працюють на мінеральних маслах. Недостатня і погана при використанні емульсії і води	Потрібне змащення кожного вузла окремо

Продовження таблиці 2.1

Критерії порівняння	Пневматична система	Гідравлічна система	Електрична система
Можливість накопичення енергії	<u>Просто.</u> Необхідні ємкості (ресивери)	<u>Складно.</u> Потрібні громіздкі пневмогідравлічні акумулятори	<u>Складно.</u> Потрібні громіздкі електричні акумулятори
Вплив зміни температури робочого середовища на працездатність системи	В'язкість повітря змінюється мало при зміні температури. При від'ємних температурах потрібне осушення стисненого повітря	В'язкість робочої рідини при зміні температури змінюється в широких межах, що негативно впливає на роботу системи. Потрібна установка холодильників або підігрівачів для стабілізації температури робочого середовища	Не впливає
Кваліфікація обслуговуючого персоналу	Нижча, ніж для електричних	Нижча, ніж для електричних	Потрібні фахівці зі знанням електротехніки
Пожежо- і вибухонебезпека	Застосовні для роботи в пожежо- і вибухонебезпечних умовах. Для елементів і пристроїв з електричними входами або виходами потрібне спеціальне виконання	Пожежо- і вибухобезпечні при вживанні в якості робочого середовища негорючих рідин. Для елементів і пристроїв з електричними входами або виходами потрібне спеціальне виконання	Зазвичай для забезпечення безпеки потрібне застосування елементів і пристроїв у пожежо- і вибухобезпечному виконанні
Вплив запиленості й вологості навколишнього середовища	Запиленість практично не впливає на працездатність. Вплив вологості докілья усувається виготовленням всіх елементів з корозійностійких матеріалів і покриттів	Запиленість може привести до забруднення робочої рідини при розгерметизації бака. Вода утворює розчинні в мінеральних маслах кислоти або солі, що впливають на нестійкі матеріали. Потрібна періодична заміна робочої рідини	Впливає на працездатність. Потрібне спеціальне виконання апаратури

Закінчення таблиці 2.1

Критерії порівняння	Пневматична система	Гідравлічна система	Електрична система
Вібрації й удари	Вібрації з великою частотою й амплітудою можуть привести до помилкових спрацьовувань. Для усунення потрібен підбір відповідної апаратури		Для усунення впливу необхідна установка дорогих ударопоглинаючих монтажних плит
Вплив магнітних полів	Не впливають на працездатність		Можуть спричинити помилкові спрацьовування
Радіація	Може вивести з ладу пристрої, що містять гумотехнічні вироби		Виводить із ладу елементи, порушуються властивості ізоляційних матеріалів
Небезпека робочого середовища для обслуговуючого персоналу	Робоче середовище не токсичне. Осколки пневмомісткостей, що лопнули, являють серйозну небезпеку, тому потрібний їх періодичний огляд і перевірка	Струмінь робочої рідини, що витікає під тиском, може поранити шкіру й спричинити зараження крові; можливе запалення слизової оболонки ока. Потрібна хороша вентиляція приміщення	При пошкодженнях системи виникає небезпека поразки персоналу електричним струмом

2.2. Зміст схем

На принципових схемах гідропнеумоавтоматики зображують всю апаратуру автоматизації, за допомогою якої здійснюється керування технологічним циклом машини. Показують елементи і пристрої, що перетворюють вимірювану величину в пневматичний або гідравлічний сигнал, елементи, що здійснюють логічні операції, пристрої сигналізації, перемикачі, апаратуру для ручного і дистанційного керування, виконавчі пристрої (ВП), а також пристрої для перетворення пневматичних сигналів у гідравлічні, електричні і навпаки, контрольно-регулювальну апаратуру.

На схемах зображують допоміжні пристрої, до яких належать фільтри, регулятори тиску, маслорозпилювачі в пневмосхемах, підсилювачі тис-

ку і потужності, позиціонери, запірну арматуру на імпульсних і живильних лініях. На принципових схемах зображують також лінії зв'язків між елементами із зазначенням їх номерів (маркування). У специфікацію на принциповій схемі мають бути внесені всі апарати, вказані на кресленні.

Складні пристрої, що випускаються заводами-виготівниками як готові вироби (блоки підготовки повітря в пневмосхемах та ін.), слід специфікувати комплектно, без розчленовування на окремі елементи. На складних схемах для полегшення їх читання бажано наводити умови роботи пристроїв (умови керування, блокування, сигналізації), виконані у вигляді пояснювального тексту або функціональних залежностей. На схемах має бути показаний граф операцій роботи СК, а також таблиця взаємозв'язку вхідних і виконавчих пристроїв. Для полегшення розуміння схем, а також для того, щоб при їх читанні не була потрібна додаткова документація, що уточнює ті або інші дані, на кресленнях принципових схем наводять необхідні пояснювальні написи, примітки і т. д. Залежно від характеру всі додаткові дані можуть бути наведені у вигляді таблиць, виносок, приміток.

2.3. Загальні вимоги до розроблюваних систем

Нижче наводяться деякі основні положення і вимоги, якими необхідно керуватися при проектуванні СК.

1. Для систем пневмоавтоматики живлення виробляється від заводських мереж стисненого повітря (індивідуального джерела) з відповідною підготовкою і стабілізацією стисненого повітря залежно від вживаної в СК апаратури (високого, нормального або низького тиску). Для живлення гідравлічних пристроїв необхідно передбачати індивідуальне джерело.

2. Схема керування повинна мати захист від перевантажень.

3. Схема керування повинна виключати можливість одночасної подачі командного сигналу від пристроїв ручного й автоматичного керування.

4. При керуванні із двох і більше місць схеми керування повинні бути побудовані таким чином, щоб виключалася можливість одночасного керування з різних пунктів.

5. Схема повинна забезпечувати можливість припинення виконання технологічного процесу на будь-якій стадії (аварійний зупин) і наступного його пуску (з доробкою циклу або через нульовий захист від початку циклу).

6. Схема керування повинна бути побудована так, щоб для її реалізації була необхідна оптимальна кількість апаратури.

7. При проектуванні слід прагнути до застосування однотипних засобів автоматизації. Використання однотипної апаратури дає значні експлуатаційні переваги як з точки зору її обслуговування, так і відносно забезпечення ремонту, запасними частинами, налаштування і т. д.

8. Тип апаратури треба вибирати такий, який визначається дійсними вимогами об'єкта, що автоматизується.

9. Розроблена схема повинна бути проаналізована з техніко-економічної точки зору.

10. СК повинна володіти перешкодостійкістю, тобто відсутністю збоїв у виробничих умовах при механічних вібраціях і ударах, виробничих допусках на умови експлуатації, допустимих коливаннях рівнів тиску командних сигналів.

11. Система не повинна вимагати для обслуговування й поточного ремонту спеціально підготовлених фахівців. Ці функції має виконувати наладчик після підготовки, що займає час на освоєння нових виробів.

12. На схемі всі пристрої повинні бути зображені у вихідному положенні. При наявності відхилень необхідно давати посилання на креслення.

13. У системах пневмоавтоматики повинні передбачатися глушники шуму. Підпір, що створюється глушниками, не повинен робити шкідливого впливу на працездатність системи.

14. Важливою вимогою, яку необхідно враховувати при проектуванні СК, є її надійність. Однак відсутність у цей час систематизованих даних і перевірених практикою інженерних методів розрахунку надійності веде до того, що розрахункова оцінка цього фактора в процесі проектування ускладнена.

Вимоги щодо надійності СК забезпечуються цілою низкою таких технічних заходів, як вживання найбільш надійних елементів і пристроїв, резервування елементів, автоматичний контроль за справністю схеми і т.д.

15. Схема керування повинна забезпечувати можливість швидкого й простого вибору необхідного режиму роботи, переходу від автоматичного керування на ручне, зняття й введення блокувань.

16. Схема керування має бути побудована так, щоб в разі аварії не відбувався її подальший розвиток як в самій схемі, так і в керованому об'єкті.

17. Схема керування має бути спроектована так, щоб її експлуатація у виробничих умовах була гранично простою, вимагала мінімум витрат праці і уваги обслуговуючого персоналу, забезпечувала можливість проведення ремонтних і налагоджувальних робіт з дотриманням необхідних заходів безпеки.

18. Проектована схема повинна задовольняти вимогам техніки безпеки.

19. Монтаж СК необхідно здійснювати з врахуванням компактності і зручності обслуговування при експлуатації.

2.4. Основні розрахунки при проектуванні систем керування

Системи пневмоавтоматики. Розрахунки й вибір пристроїв СК рекомендується проводити в наступній послідовності.

Пункт 1. Уточнюють дані за необхідними зусиллями, величинами ходу, швидкості та розміщенням виконавчих пневмо- і гідродвигунів, ти-

ском, температурою і мірою забрудненості стисненого повітря в магістралі пневмосистеми, що підводить стиснене повітря, температурою і умовами довкілля, експлуатаційними вимогами і кваліфікацією обслуговуючого персоналу.

2. На підставі принципової схеми СК, загальних технічних вимог і зазначених вище даних встановлюються типи, місця розміщення й способи монтажу пневмо- і гідродвигунів, апаратури й інших пристроїв. Розробляють попередню монтажну схему із зазначенням довжини ліній, вигинів і з'єднань трубопроводів.

3. Виконують проектний розрахунок і вибір пневмо- і гідродвигунів, апаратури, підвідних і вихлопних трубопроводів та інших пристроїв.

4. Визначають витрати повітря в системах пневмоавтоматики. З врахуванням робочого діапазону витрати повітря в СК роблять вибір пристроїв кондиціонування стисненого повітря (фільтрів-вологівіддільників, осушників, регуляторів тиску, маслорозпилювачів й т. д.).

6. Для систем пневмоавтоматики за необхідною величиною витрати й робочого тиску роблять вибір компресора й повітрозбірника.

7. Роблять перевірочний розрахунок швидкодії СК, за результатами якого уточнюють параметри пристроїв. У ряді випадків розрахунок СК може бути спрощений. Наприклад, при наявності мережі стисненого повітря для систем пневмоавтоматики непотрібно робити розрахунок і вибір компресора й повітрозбірника, при відсутності високих вимог до швидкодії СК не робиться перевірочний розрахунок часу спрацьовування й т. д.

Нижче наводяться рекомендації, якими можна керуватися при виконанні відповідних пунктів вищевказаної послідовності розрахунків.

Пункт 2. Тут вирішують питання раціонального вибору засобів гідро- і пневмоавтоматики для реалізації схеми системи керування. Встановлюють найбільш наближений для даних умов тип виконавчого двигуна

(циліндри поступальної й поворотної дії, мембранна камера, шланговий привод, позиціонер, двигун обертальної дії та ін.).

Одночасно з виконавчими двигунами вибирають розподільну, контрольно-регулюючу й керуючу апаратуру, з виконанням за способом приєднання та ін.

Далі вирішують питання компоновання елементів СК в окремі вузли (блоки), місця їхнього розміщення й способи монтажу. Розробляють попередню монтажну схему із зазначенням ліній між всіма пристроями й елементами схеми СК й, по можливості, указують передбачувану кількість вигинів і з'єднань трубопроводів.

Пункт 3. Проектний розрахунок і вибір по ньому конкретних типорозмірів елементів схеми СК слід починати з розрахунку параметрів виконавчих двигунів. За заданими величинами навантаження, магістрального тиску, за масою переміщуваних вузлів, величиною переміщення й часом спрацьовування визначають: діаметри поршня й штоків, хід поршня, умовний прохід підвідних отворів, а також опір підвідних і вихлопних зливальних ліній для циліндрів; діаметри мембран і твердого центра, їхню кількість, діаметр штока і його хід, умовний прохід підвідних отворів й опір підвідних і вихлопних ліній для мембранних камер; число обертів, робочий об'єм, номінальну витрату й крутний момент для гідро- і пневмомоторів і т. д.

Отримані розрахункові величини округлюють до найближчих за стандартом (рекомендується робити округлення у велику сторону, проте якщо розрахункова величина відрізняється від стандартної не більше ніж на 5 %, то можна приймати менше значення) і за ними приймають основні конструктивні і технічні параметри виконавчого двигуна, тобто його типорозмір.

Далі за отриманими в результаті розрахунку величинами умовного проходу (або витрати) з урахуванням заданої величини тиску робиться вибір типорозмірів пневматичної і гідравлічної апаратури.

Наступним етапом є розрахунок і вибір підвідних і вихлопних трубопроводів. У правильно вибраних трубопроводах загальна величина втрати тиску на всій довжині не повинна перевищувати 5 – 10 % від всієї величини робочого тиску, а оптимальна швидкість руху повітря в трубопроводах пневматичних СК становить 16-40 м/с, причому нижні значення швидкості застосовуються в живильних трубопроводах, а верхні – у вихлопних. Загальна величина втрати тиску Δp в трубопроводі дорівнює сумі гідравлічних опорів прямих ділянок повітропроводу $\Sigma \Delta p_{tp}$ й місцевих опорів Δp_m (вигинів, поворотів, клапанів, регулювальних пристроїв й ін.):

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{tp} + \Delta p_m.$$

Слід пам'ятати, що зменшення швидкості повітря при тих же величинах витрати може привести до збільшення прохідних перерізів повітропроводів і пневматичної апаратури і до невиправданого збільшення розмірів і маси всієї СК.

Прохідний переріз повітропроводу визначається за формулою, м

$$d = \sqrt{\frac{4Q S_0}{\pi \omega S}},$$

де Q – витрата повітря, м³/с; ω – швидкість повітря, м/с; S_0 і S – густина повітря відповідно при нормальному атмосферному тиску й при тиску в повітропроводі, кг/м³.

Пункт 4. Витрата повітря в пневматичній СК визначається як сума витрат, споживаних виконавчими пристроями (Q_i) і безпосередньо системою керування (Q_c):

$$Q = Q_i + Q_c.$$

При визначенні витрати повітря для деякого числа виконавчих пристроїв, робота яких зв'язана певною послідовністю відповідно до заданого циклу, слід знайти для кожного виконавчого пристрою кількість повітря на одне спрацьовування й на цикл (з врахуванням робочих і холостих об'ємів), а потім підсумувати отримані результати:

$$Q_i = q_i N_x N_n \frac{60}{\tau},$$

де q_i – витрата повітря (ВП) за один робочий хід; N_x – середнє число спрацьовувань ВП за один автоматичний цикл пневматичної СК; N_n – число ВП; τ – тривалість циклу пневматичних СК, хв.

При визначенні витрати повітря, споживаного системою керування, слід враховувати використовувані нею рівні тиску. Витрату стисненого повітря в пневматичних СК, що працюють на високому й середньому тисках, можна визначити за такою розповсюдженою формулою:

$$Q_c = \frac{p_a}{\tau} \sum_{i=1}^n k_i v_i,$$

де n – кількість апаратів із пневмокеруванням; v_i – об'єм заповнюваних стисненим повітрям камер керування і камер керування, що спорожняються, протягом циклу i -го апарата й приєднаних ліній зв'язку, см³; k_i – кількість спрацьовувань i -го апарата протягом циклу; p_a – абсолютний тиск повітря в пневматичній СК, кгс/см².

Пункти 5 й 6. Визначення витрати повітря, споживаного СК, дозволяє за каталожними даними вибрати пристрої підготовки повітря й вирішити питання вибору компресора.

Пункт 7. Перевірочний розрахунок швидкодії СК роблять при наявності високих вимог до її швидкодії в цілому або до швидкодії її окремих

ланцюгів і ланок. Попередньо уточнюють монтажну схему СК, у результаті чого визначають дійсні розміри ліній зв'язку, кількість і види вигинів трубопроводів, кількість і види приєднань й ін. Швидкодія пневматичних СК визначається швидкодією вхідних елементів і ліній зв'язку. Оскільки на практиці врахувати всі фактори, що впливають на швидкодію СК, практично неможливо, то визначення часу спрацьовування системи роблять за спрощеною формулою, що дає наближені результати:

$$T_0 = \sum_{i=1}^m T_i,$$

де T_0 – кількість ланцюгів у СК; T_i – час спрацьовування одного ланцюга, обумовлений зі співвідношення

$$T_i = \sum_{j=1}^n t_j + \sum_{q=1}^p t_q,$$

де t_j – час спрацьовування j -го елемента ланцюга; t_q – час проходження сигналу по q -й лінії зв'язку ланцюга; n й p – відповідно кількість елементів і ліній зв'язку в ланцюзі.

Значення часу спрацьовування елементів пневмоавтоматики, що випускаються серійно промисловістю, наводяться в довідниках по пневмоустаткуванню.

При орієнтовному визначенні часу спрацьовування СК часом проходження пневматичного сигналу на коротких відрізках трубопроводу завдовжки до 1 м з умовним діаметром понад 2 мм можна нехтувати, оскільки в них швидкість поширення сигналу близька до швидкості звуку. За результатами розрахунків робиться уточнення параметрів вибраних пристроїв.

Гідравлічні приводи є ефективним засобом розширення функціональних можливостей машин і підвищення їхнього технічного рівня. Ефек-

тивність гідроприводу обумовлена рядом його переваг, головними з яких є:

- можливість створення високої концентрації енергії в одиниці об'єму, що дозволяє реалізувати великі робочі зусилля й крутні моменти при порівняно невеликих розмірах виконавчих механізмів;
- простота регулювання швидкості руху впливом на потік робочої рідини;
- простота реалізації поступальних рухів виконавчого органа (гідроциліндра);
- компонувальна гнучкість гідросистеми;
- порівняно висока жорсткість передачі;
- висока швидкість передачі сигналів по трубопроводах;
- можливість реалізації більших посилень у передачах.

Переваги гідроприводу значною мірою зростають за рахунок його інтеграції з керуючими електронними системами, що дозволяє здійснювати гнучке керування зусиллями, переміщеннями, швидкостями, прискореннями виконавчих органів й оптимально реалізувати робочі процеси в різному технологічному устаткуванні з високим ступенем точності. Це особливо важливо при створенні гнучких виробничих модулів і систем і є найбільш важливою тенденцією розвитку сучасного гідроприводу.

Проте ефективне використання всіх переваг гідроприводу можливе лише при правильному виборі і експлуатації його складових елементів – нагнітального і виконавчого устаткування, контрольно-регулюючої апаратури, систем підготовки і кондиціонування робочої рідини.

Для правильного вибору гідравлічного приводу і складових елементів гідрофікованої технологічної машини (комплексу), що розробляється, розробникові гідроприводу необхідно ознайомитися з конструкторською розробкою машини в цілому і з її механізмами, що приводяться в дію гідроприводом; сформулювати основні вихідні дані і технічні вимоги до

приводу, що визначають вигляд приводу, особливості його роботи, регулювання, керування й ін. Нижче наводиться зразковий перелік вихідних даних і технічних вимог, що дозволяють сформулювати технічне завдання на проектування гідроприводу:

- найменування виробу і місце його застосування (привод комплектний, гідроагрегат, виконавчий гідромеханізм або система механізмів, виконавчий механізм або система механізмів з апаратурою керування і регулювання);

- функціональне призначення виробу (позиціювання кінцевої ланки механізму, регулювання швидкості кінцевої ланки механізму, регулювання зусилля на кінцевій ланці);

- схема приводу (розімкнена, замкнута за положенням, швидкістю кінцевої ланки або зусиллям на кінцевій ланці);

- спосіб керування приводом (релейне керування апаратурою включення й вимикання, пропорційне керування окремими параметрами за допомогою апаратури з дистанційним пропорційним керуванням, пропорційне керування вихідними параметрами приводу – положенням, швидкістю, зусиллям);

- спосіб формування керуючих сигналів і команд (з пульта оператором, від пристрою програмного керування);

- вид керування гідроапаратурою й дані про рівні керуючих сигналів (електричний, пневматичний, гідравлічний);

- циклограми роботи виконавчих гідромеханізмів або гідроагрегатів;

- кінематичні показники:

- максимальний хід виконавчого гідромеханізму (хід штока гідроциліндра, кутове переміщення вала гідромотора);

- діапазон зміни швидкості виконавчого гідромеханізму (лінійної, кутової);

- графіки зміни швидкості за ходом виконавчого механізму;
- характеристика навантаження:
 - приведена маса або момент інерції навантаження (в разі зміни цього параметра за ходом виконавчого гідромеханізму навести графік зміни);
 - силове навантаження (вказати його характер – тертя, вагове навантаження й ін.; в разі зміни навантаження за ходом виконавчого гідромеханізму навести графік зміни);
 - показники швидкодії приводу:
 - час розгону (або гальмування) за заданою швидкістю;
 - час відпрацьовування заданого переміщення;
 - смуга пропускання частот приводу за вхідним керуючим впливом (при заданій амплітуді);
 - показники точності роботи (точність позиціювання, точність відстеження керуючого впливу при заданому законі зміни останнього, точність підтримки швидкості при заданому діапазоні регулювання й ін.);
 - характеристика умов роботи:
 - температура навколишнього середовища, вологість, запиленість, наявність струмопровідного пилу тощо;
 - наявність ударів і вібрацій (їхні параметри);
 - характеристика робочої рідини (тип, в'язкість і т. д.):
 - вимоги пожежо- і вибухобезпечності;
 - вимоги до надійності;
 - дані про вітчизняні й зарубіжні аналоги.

Примітка. Можливе доповнення технічних вимог і вихідних даних додатковими матеріалами, що дають повніше уявлення про виріб, що розробляється, в цілому і про його гідропривід.

Після ретельного вивчення й аналізу вихідних даних і технічних вимог, розроблювач гідроприводу приступає до виконання наступних етапів по створенню гідравлічного приводу:

- до уточнення вихідних даних і вимог до гідравлічного приводу;
- розробки технічного завдання на проведення НДР й ДКР по створенню гідроприводу;
- розробки функціональних і принципових схем, визначення номенклатури комплектуючих виробів;
- проведення розрахунків, патентних й інформаційних аналітичних досліджень, що включають при необхідності розробку математичних моделей й їхнє дослідження з використанням комп'ютерів;
- визначення параметрів серійних виробів, а також комплектуючих виробів, що підлягають розробці;
- виконання НДР й ДКР по створенню нових комплектуючих;
- макетування приводу при необхідності (виготовлення експериментального зразка приводу й нових комплектуючих виробів);
- проведення експериментальних досліджень, доведення зразка приводу й уточнення прийнятих технічних рішень;
- розробки технічної документації на дослідний зразок гідроприводу;
- виготовлення дослідного зразка гідроприводу й випробування його в складі гідрофікованої машини при постановці на серійне виробництво.

Вибір гідравлічних насосів і гідродвигунів. Гідродвигун є силовою основою виконавчого органа будь-якої гідравлічної машини.

Розрізняють гідродвигуни у вигляді циліндрів для лінійного зворотно-поступального руху, гідромотори безперервного обертання й неповноповоротні гідродвигуни (поворотні циліндри).

Вихідними даними при виборі гідродвигуна, а також насоса, що його живить, і пов'язаної з ними апаратури керування служать, в першу чергу, зусилля (моменти), що розвиваються, рівні робочого тиску і швидкостей.

Зазначені параметри зв'язані між собою співвідношеннями, що включають задані технічні характеристики гідрофікованої машини:

$$\text{у випадку циліндрів} - 16,7 p Q \eta_{gm} = R V_{\max}; D = 1,13 \sqrt{\frac{R}{p}};$$

$$\text{у випадку гідромоторів обертання} - 0,159 p Q \eta_{gm} = M_{kp} n_{\max}; q = \frac{1000 Q}{n_{\max}},$$

де p – тиск (кгс/см²) і Q – витрати (л/хв), необхідні для одержання заданих R (M_{kp}) й $V_{\max}$ ($n_{\max}$); R – зусилля (кгс); $V_{\max}$ – максимальна швидкість гідроциліндра (см/с); M_{kp} – крутний момент (кгс·см); $n_{\max}$ – максимальна частота обертання гідромотора (хв⁻¹); D – діаметр поршня гідроциліндра (см); q – робочий об'єм гідромотора (см³); η_{gm} – гідромеханічний ККД. Вибір гідродвигуна зв'язаний з варіюванням величин, що входять у формули, з урахуванням обмежень з боку конструкції гідрофікованої машини й каталожних даних.

Так, наприклад, величини переміщень циліндра в машині не повинні перевищувати його робочий хід, зазначений у каталозі; габаритно-вагові, енергетичні, економічні, ергономічні й інші показники обраного комплексу встаткування не повинні суперечити вимогам забезпечення високого технічного рівня машини; приєднувальні місця й форма вибраних виробів повинні забезпечити зручність їхнього компонування в машині й стиковки зі зв'язаними виробами й т. д.

При виборі гідродвигунів і насосів слід враховувати наступне:

1) Надійність їхньої роботи істотно залежить від ступеня очищення робочої рідини від твердих й інших забруднювачів. Особливо це стосу-

ється гідромашин, що мають в своєму складі торцевий розподільник (наприклад, аксіально-поршневі насоси і мотори). Для забезпечення 90 %-го ресурсу на рівні 5000 годин у таких машинах потрібне очищення масла від часток розміром $5\div 10$ мкм. При цьому зниження класу чистоти на один розряд приводить до зниження ресурсу приблизно у два рази за інших рівних умов.

Найбільш стійкими до забруднювачів є машини із клапанними розподільниками, ресурсні показники яких забезпечуються при фільтрації $25\div 40$ мкм. У випадку, коли клапанний розподільник сполучається з поршневою групою, що використовує м'які ущільнювачі, очищення може бути ще грубішим – до $80\div 200$ мкм.

Відносно стійкими до забрудників є також шестеренчасті гідромашини середнього і низького тиску (до 63 кгс/см^2) і гідроциліндри.

2) З підвищенням частоти обертання надійність роботи гідромашин зменшується, а створюваний ними шум зростає. Це особливо слід враховувати при виборі насосів за інших рівних умов, віддаючи перевагу більш тиххідним машинам. Значно погіршує показники шуму й надійності режим кавітації, у який можуть потрапити насоси при перевищенні паспортної частоти обертання або при неправильному виборі системи всмоктування. Щоб уникнути режиму кавітації систему всмоктування слід вибрати так, щоб при всіх умовах експлуатації тиск, виміряний при роботі насоса безпосередньо на його вході (а для насосів, що всмоктують через картер, – безпосередньо в картерній порожнині), не був нижчий від паспортних даних. Найбільшим кавітаційним запасом (тобто найкращою всмоктувальною здатністю) володіють шестеренні й пластинчасті насоси, найменшим – клапанні. Однак останні є найбільш стійкими до наслідків кавітації (руйнування). Низькі шумові показники мають пластинчасті насоси.

3) З підвищенням робочого тиску шум також збільшується, а надійність зменшується. У зв'язку з цим треба по можливості вибирати машини із запасом по тиску. Слід також враховувати здатність машин сприймати пікові зростання тиску в системі.

Найбільш стійкими до пікових перевантажень і до високих тисків є клапанні машини, найменш стійкими – пластинчасті.

Найкращі показники по об'ємним втратам (витокам) мають клапанні машини, потім машини з торцевим розподілом, що мають компенсований притиск (аксіально-поршневі машини), потім машини з іншими типами розподільників.

4) Для регульованих насосів важливим показником є зміна ККД зі збільшенням глибини регулювання.

Найбільш високі показники мають клапанні насоси, у яких навіть при глибині регулювання 1:7-1:10 значення ККД становлять величини порядку 0,6, що в 2÷2,5 рази перевищують відповідний показник аксіально-поршневого насоса й в 3÷3,5 рази – ККД пластинчастого насоса.

При виборі потужності приводного двигуна для насоса слід враховувати нерівномірність (пульсацію) його подачі, обумовлену кінематичними особливостями машини.

У загальному випадку потужність розраховується за формулою, кВт

$$N = \frac{pQ_h}{612\eta_h},$$

де Q_h – подача насоса (л/хв); p – тиск нагнітання (кгс/см²); η_h – ККД насоса.

Найменше число поршнів у насосів звичайно 3. У цьому випадку запас по потужності приймають не менш 15 %; тип гідромотора підбирається залежно від необхідного діапазону частоти обертання. Для більших діапазонів частот обертання (порядку 5÷2500 хв⁻¹) при порівняно невеликих тисках (до 63 кгс/см²) рекомендуються гідромотори аксіально-

поршневого типу з опорами кочення на нахиленому диску. При більш високих (до 320 кгс/см^2) тисках, але з більш високою нижньою границею частоти обертання (порядку $50 \div 3000 \text{ хв}^{-1}$) рекомендуються аксіально-поршневі гідромотори з гідростатичними опорами поршнів. Для тисків порядку 250 кгс/см^2 і середніх частот обертання ($8 \div 900 \text{ хв}^{-1}$) можна рекомендувати високомоментні радіально-поршневі гідромотори однократної дії. У разі потреби здобуття низьких мінімальних обертів можуть бути рекомендовані високомоментні мотори багаторазової дії (діапазон обертів $1 \div 280 \text{ хв}^{-1}$).

Високомоментні гідромотори випускають, як правило, для крутних моментів понад $50 \text{ кгс}\cdot\text{м}$.

Гідроциліндри двосторонньої дії рекомендується підбирати так, щоб зусилля і швидкості в обидві сторони (при поперемінній роботі циліндрової і штокової порожнин) реалізовувалися при можливо меншій різниці у витраті робочої рідини. Це досягається відповідним підбором площ штока й циліндра і дозволяє найбільш ефективно використати можливості насоса, а також обмежити номенклатуру застосовуваних апаратів керування.

При швидкостях циліндрів понад $0,1 \text{ м/с}$, навіть при відсутності зовнішнього інерційного навантаження, щоб уникнути ударів рекомендується передбачити гальмування циліндра наприкінці ходу. У випадку, якщо конструкція циліндра не передбачає відповідного пристрою, для гальмування слід рекомендувати спеціальну гідроапаратуру.

2.5. Основи налаштування, експлуатації й ремонту пневматичних і пневмогідравлічних систем керування

При монтажі пневматичних систем і пристроїв повинні бути передбачені заходи, які виключають можливість ушкодження пристроїв і які забезпечують захист від внесення забруднень до внутрішніх порожнин.

Місця установлення пристроїв мають бути доступні для обслуговування в процесі експлуатації.

Монтувати пневмопристрої необхідно так, щоб напрям руху потоку повітря співпадав з напрямом стрілок на пристроях.

Перед монтажем пневмопристроїв необхідно видалити з нарізних отворів заглушки й перевірити чистоту нарізних гнізд.

У процесі монтажу пневмоциліндрів необхідно забезпечити співвісність штока циліндра і ланки веденого механізму, що з'єднується з ним.

Неспіввісність викликає виникнення радіального зусилля на штоку, що приводить до прискореного зношування деталей циліндра й веденого механізму, зменшення зусилля на штоку й навіть до заклинювання штока.

Якщо за умовами роботи веденого механізму не вдається виконати вказану вимогу, то для з'єднання штока з веденим механізмом слід застосовувати пристрої, що містять компенсуючі елементи.

Якість монтажу пневмоциліндра слід перевіряти за легкістю зчленування кріпильних деталей штока і веденого механізму в крайніх положеннях штока або за зміною мінімального значення тиску, необхідного для переміщення поршня залежно від його положення в межах робочого ходу.

Монтаж пневматичних циліндрів рекомендується виконувати вниз отворами (для підведення повітря), щоб уникнути збору конденсату в порожнинах циліндра.

Для оберігання неробочої порожнини пневмоциліндрів однобічної дії від попадання в неї забруднень з довкілля через отвір, що сполучає цю порожнину з атмосферою, необхідно встановлювати фільтри (сапуни).

Після закінчення монтажу перевіряють відповідність крайніх положень поршня циліндра до кінцевого положення веденого механізму.

Якщо місця установлення розподільників не регламентовані, то їх слід встановлювати як можна ближче до керованого об'єкта, що дозволяє скоротити втрати стисненого повітря і підвищити швидкодію приводу.

Пневморозподільники з механічним керуванням рекомендується встановлювати приводом униз, що значно зменшує можливість попадання забруднень у приводний механізм й, отже, підвищує надійність.

Пневмоклапани швидкого вихлопу встановлюють як можна ближче до циліндра. При цьому слід врахувати, що ефективність застосування клапанів швидкого вихлопу залежить від співвідношення об'ємів вихлопної порожнини і скорочуваної частини вихлопної лінії, конструкції клапана швидкого вихлопу і т. д.

Монтаж трубопроводів має забезпечувати: міцність і щільність труб, їхніх з'єднань між собою й приєднань до арматур і пристроїв; надійність їхнього закріплення на опорних конструкціях; можливість видалення вологи, продувки й промивання. Трубопроводи слід прокладати по найкоротших відстанях між пристроями, що сполучаються, і машинами з мінімальною кількістю перегинів і пересічень в місцях, доступних для обслуговування. Трубопроводи не повинні створювати перешкод персоналу, який працює на даному технологічному устаткуванні і обслуговує його.

Для більш рівномірного повітропостачання споживачів магістральний, міжцеховий і цеховий трубопроводи слід закільцювати. Це зменшить втрати енергії на гідравлічний опір і дозволить робити ремонт й обслуговування ділянок трубопроводів без відключення всієї системи. При укладанні трубопроводів не допускається утворення западини, тому що це приводить до скупчення води, масла й бруду. Якщо утворення западин уникнути не можна, то в найбільш низьких місцях слід встановити пристрої для вловлювання й видалення забруднень.

Щоб уникнути обводнювання й засмічення, магістральні трубопроводи слід укладати з ухилом у напрямку руху повітря. Відводи від магістрального трубопроводу рекомендується розташовувати зверху, що значно зменшує можливість попадання конденсату до споживача. При монтажі на

трубопроводах засувок, клапанів й інших пристроїв біля них необхідно встановлювати опори (скоби, кронштейни).

Трубопровід для підведення стисненого повітря до пневмопристроїв на конкретному встаткуванні також рекомендується закріплювати довкола нього. Приєднання необхідно виконувати на верхній частині трубопроводу. Доцільно передбачити кілька додаткових приєднань для можливих у майбутньому потреб.

У «низьких» точках пневмомережі, розташованій на машині, слід передбачити місця для зливання конденсату, а також заходи, що унеможливають забруднення навколишнього простору при зливанні конденсату, особливо у випадку застосування автоматичних пристроїв.

Трубопроводи, що перетинають шляхи підходу до встаткування, не повинні перешкоджати руху по цих шляхах. Їх слід розташовувати нижче рівня підлоги або значно вище – відповідно до умов роботи конкретної виробничої ділянки.

Деталі місць кріплення не повинні приварюватися до труб і служити причиною їхнього ушкодження.

При проведенні трубопроводу через тонку стінку доцільно застосовувати з'єднання з фланцем, які можуть бути укріплені на перегородці. Особливо це зручно при приєднуванні зовнішніх ліній до шаф з пневмоапаратурою й ін.

Трубопроводи, як правило, слід прокладати на відстані 25÷30 мм від стін і перекриттів. Одиночні трубні проводки, крім алюмінієвих труб, труб з нержавіючої сталі й труб із пластмаси, допускається прокладати безпосередньо по сталевих, бетонних і цегельних поверхнях із прикріпленням скобами або хомутами.

При прокладці трубних проводок необхідно враховувати можливі температурні зміни довжини проводок, якщо коливання температури з середовища, що оточує і заповнює трубопровід, перевищують для сталевих

труб 30 °С, для мідних – 20 °С. Інакше температурні коливання довжини трубопроводу можуть привести до виникнення в трубах надмірної напруги.

Основним елементом, що самокомпенсує температурні зміни трубних проводок, є поворот труб.

При монтажі гнучких рукавів необхідно враховувати, що вони можуть працювати тільки на вигин; робота рукавів на скручування не допускається. Для оберігання рукава від надмірного провисання необхідно застосовувати підставки або хомути. Біля арматур у рукава мають бути ділянки, що не піддаються вигину. Мінімальна довжина таких ділянок для гумових рукавів має становити не менше двох зовнішніх діаметрів рукава. Необхідно виключити можливість тертя рукавів один об одного й об деталі конструкції при роботі пневмоприводу.

При монтажі трубопроводів слід застосовувати такі з'єднання, які забезпечують герметичність за допомогою гумових кілець або особливих видів різьб, наприклад, конічних.

Якщо все ж таки виникає необхідність в герметизації різьби, слід застосовувати стрічку ФУМ. Намотувати стрічку потрібно в напрямку різьби. Стрічка не повинна виступати за кінець штуцера, тому що при загвинчуванні штуцера виступаюча частина стрічки зрізується й при роботі приводу потрапляє в потік повітря, що може привести до відмови пневмопристроїв.

Вигинання труб виконують переважно з наповнювачем і, рідше, без нього. До недоліків згинання труб без наповнювача відноситься те, що при деяких співвідношеннях товщини стінки труби, діаметра поперечного перерізу й радіуса вигину в місці вигину труба може значно спотворитися, і на поверхні внутрішньої її стінки можуть утворитися складки (гофри).

Застосовувати пісок як наповнювач не рекомендується через труднощі надійного видалення його із труби навіть шляхом травлення.

Як легкоплавкі наповнювачі використовують технічну сечовину, азотнокислий кальцій, калієву селітру, каніфоль, легкоплавкі сплави (сплав Вуда й ін.), що заливають у трубу в розплавленому стані. Як рідкий наповнювач використовують в'язкі мінеральні масла або спеціальні емульсії. Гнуття виконують під тиском, причому для запобігання сплюсненню поперечного перерізу труби і утворення гофрів необхідно, щоб напруга в металі труби, яка виникає при гнутті, врівноважувалася внутрішнім тиском рідини в трубі.

При масовому гнутті труб як наповнювач застосовують різні еластичні металеві оправки.

Експлуатація систем пневмоавтоматики. У процесі експлуатації пневматичних систем під впливом різних факторів відбувається розрегулювання параметрів, вичерпуються матеріали, що витрачаються, старіють або відмовляють окремі елементи системи, внаслідок чого знижується якість або взагалі припиняється її функціонування.

Для підтримки пневматичної системи в робочому стані проводять технічне обслуговування, профілактичні роботи, планові й аварійні ремонти.

При експлуатації необхідно забезпечувати своєчасне видалення забруднень (конденсату) з резервуарів очисних пристроїв, щоб не допускати їхнього заповнення понад припустимий рівень і потрапляння забруднень до споживача. Злив конденсату слід робити: із пристроїв очищення з візуальним контролем рівня конденсату при досягненні припустимого рівня (рівень конденсату не повинен досягати заслінки); із пристроїв без візуального контролю автоматично або за графіком, складеним на підставі дослідних або розрахункових даних, виходячи з найбільш можливої вологості повітря.

Не рідше ніж через кожні два-три місяця роботи, металокерамічний фільтр слід зняти й промити уайт-спіритом або іншими хімічними розчин-

никами з наступною його продувкою чистим повітрям у напрямку, зворотному до потоку повітря при роботі фільтра-вологівіддільника.

Слід зазначити, що ефективна робота очисних пристроїв можлива тільки в певному діапазоні витрат, зазначених у технічній характеристиці. У процесі експлуатації можливі випадки порушення режиму роботи очисних пристроїв, наприклад, через епізодичне додаткове використання стисненого повітря для обдування деталей й ін. У цьому випадку можливе непередбачуване потрапляння забруднень у пневматичну систему.

Діапазон витрати для очисників указується в експлуатаційній документації при певному тиску.

Періодично необхідно також перевіряти наявність, стан і справність фільтрів, сапунів, захисних оболонок і т. д., що оберігають порожнини пневмопристроїв від попадання забруднень з довкілля.

Технічне обслуговування пристроїв для подачі змащувального матеріалу до пар пневматичних пристроїв, що труться, направлене на своєчасне заповнення змащувальних матеріалів, що витрачаються, і подачу змащувальних матеріалів до поверхонь, що труться, за допомогою пристроїв з ручним керуванням.

Періодично слід промивати або очищати іншим способом прозорі деталі пристроїв для внесення мастила, що дозволяє візуально визначати наявність і якісний стан змащувального матеріалу.

Надійність роботи маслорозпилювачів (кількість розпиленого масла) значною мірою залежить від в'язкості застосовуваного масла і його температури. При чималих змінах температури довкілля в зоні роботи маслорозпилювача або зміні температури стисненого повітря необхідне підрегулювання маслорозпилювача або зміна сорту масла.

Марка, кількість і періодичність внесення мастильних матеріалів обмовляють в експлуатаційній документації на конкретні пневматичні пристрої. У випадку їхньої відсутності відповідно до стандарту рекомендується

ся маслорозпилювачі заправляти мінеральним маслом в'язкістю не більше $35 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температурі 50°C , очищеному не грубіше 14 класу чистоти за стандартом.

Вибір гідроапаратури і способів її монтажу. Значне місце в будь-якому гідроприводі займає гідроапаратура, що керує напрямом і швидкістю виконавчих органів машин, регулює робочий тиск, установлює послідовність роботи виконавчих органів і здійснює функції керування й контролю в гідроприводі, тобто забезпечує виконання всього циклу роботи гідроприводу. Причому в більшості випадків гідроапаратура повинна забезпечувати автоматичне здійснення цього циклу.

Надійність і довговічність роботи гідравлічних приводів значною мірою визначаються надійністю і довговічністю застосовуваної гідроапаратури, кінцевих з'єднань і трубопроводів. Різні з'єднання трубопроводів є місцевими опорами для рідини, що протікає, джерелами зовнішніх витоків робочої рідини. Вібрація трубопроводів збільшує шум, створюваний насосними агрегатами. Крім того, при великій кількості трубопроводів доступ до окремих апаратів приводу може бути настільки утруднений, що для їхнього регулювання або заміни буде потрібний демонтаж частини трубопроводів, що з'єднують інші апарати.

У зв'язку з цим при розробці гідроприводів машин слід віддавати перевагу гідроапаратурі стикового, модульного і вбудовуваного виконання.

В даний час близько 80 % всієї апаратури випускається зі стиковим приєднанням, в основному з міжнародними приєднувальними розмірами. Уніфікація приєднувальних і монтажних отворів стикових площин забезпечує безперешкодну заміну апаратів, спрощує умови експлуатації й ремонту встаткування, а також створює широкі можливості для експорту.

Однак стикова апаратура має й недоліки: гідропанелі, на яких установлюється апаратура, мають велику металоємність і технологічно складні; виявлення і усунення помилок, допущених при розробці або виготов-

ленні панелі, вельми утруднені; практично неможлива уніфікація гідропанелей.

Гідроапарати модульного виконання незалежно від функціонального призначення мають дві стикові площини з однаковими координатами приєднувальних отворів. Тому з апаратів модульного виконання можна збирати окремі частини й елементи гідросхем шляхом установа апаратів один на іншій у вигляді пакетів-модулів, замикаючими елементами яких є гідророзподільники або плити-заглушки. З'єднавши встановлені на монтажні плити пакети між собою, отримуємо гідропанель.

Недоліком модульної гідроапаратури є обмеженість пропускної здатності, обумовленої порівняно невеликим умовним проходом апаратів, що входять у її склад, $D_y = 6$ і 10 мм.

Для гідросистем високого і надвисокого тиску і великих витрат робочої рідини перспективною є гідроапаратура вбудовуваного виконання, створена на базі зворотного клапана, керованого гідравлічним або електрогідравлічним способом.

Подальшим розвитком безтрубних методів побудови і створення гідравлічних приводів є агрегування на базі уніфікованих функціональних блоків, що реалізують типові частини гідросхем, загальні для приводів різних машин незалежно від їх цільового призначення і виконані на базі гідроапаратури стикового, модульного і вбудовуваного виконання.

При виборі керуючої гідроапаратури (гідророзподільників з різними видами керування, клапанів зворотних, гідрозамків, дроселів, зливальних золотників і т. д.) необхідно враховувати, що максимальні значення величини витрати й тиску в них визначаються виходячи з можливості перемикання їхніх розподільних елементів з однієї позиції в іншу. Недотримання наведених у технічних характеристиках обмежень може привести до неприпустимого затягування часу спрацьовування апарата або до повної його відмови.

При виборі контрольно-регулюючої гідроапаратури (клапанів тиску, регуляторів потоку, напірних золотників й ін.) слід мати на увазі, що максимальні значення величини витрати й тиску в них лімітуються умовами стійкої роботи цієї апаратури. Перевищення максимально припустимих значень цих параметрів може привести до втрати функцій апаратів.

У всіх випадках, щоб уникнути втрат тиску в системі, виникнення тупикових і застійних зон, необхідно вибирати гідроапарати з однаковим умовним проходом.

Створені за останні роки гідравлічні апарати з дистанційним пропорційним керуванням істотно підвищують технічний рівень гідропроводів.

Вони дозволяють безступінчасто регулювати напрям і величину потоку робочої рідини, а також тиск у системі, забезпечують гнучке автоматичне керування й переналагодження циклу гідрофікованих машин.

Завдяки їхньому використанню, у гідросистемах машин усуваються гідроудари й піки тиску, що виникають при швидкому спрацьовуванні апаратів, стрибкоподібні зміни швидкостей руху виконавчих органів машин при розгонах і гальмуванні, зменшується металоємність приводу й збільшується надійність його роботи, а також зменшуються непродуктивні витрати енергії.

Гідравлічні апарати з дистанційним пропорційним керуванням забезпечують простий й ефективний зв'язок із системами програмного керування. Апарати поставляються в комплекті з електронними блоками, які є пристроями зв'язку електронної системи керування з гідропроводом.

Найважливішою умовою безвідмовної роботи, надійності й довговічності гідросистем є підтримка чистоти робочої рідини. Для звичайних циклових гідросистем потрібно забезпечити 12-й клас чистоти за стандартом. Проте для забезпечення підвищеної надійності роботи гідрообладнання, слідкуючих гідропроводів і гідропроводів з використанням гідрообладнання пропорційної дії слід добиватися тоншого очищення робочої рідини.

ГЛАВА 3. СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

3.1. Синтез рівнянь, що описують схеми

Таблиця станів є одним із способів завдання логічних функцій, і є хорошим інструментом при обчисленні функції, що реалізується на виході (виходах) розподільної гідропневмоапаратури. Розмірність таблиці станів

$$2^n (n + m),$$

де n – кількість входів аналізованого елемента, модуля або ланки схеми;
 m – кількість виходів.

На рисунку 3.1 показаний гідравлічний або пневматичний розподільник. У таблиці 3.1 наведені дані настроювання входів розподільника для реалізації логічних функцій. Канали розподільників позначені цифрами, що відповідають міжнародному маркуванню.

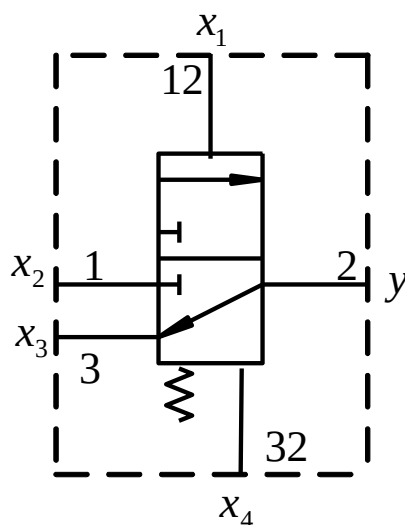


Рисунок 3.1– Розподільник

Для синтезу рівняння, що реалізується на виході розподільника, побудуємо таблицю станів (див. таблицю 3.1), спочатку (для простоти викладення) при $x_4 = 0$.

Виписуючи рівняння як суму множень, що складають (у диз'юнктивній нормальній формі) для рядків таблиці станів, де вихід $y = 1$, одержуємо рівняння $y = \bar{x}_1\bar{x}_2x_3 + \bar{x}_1x_2x_3 + x_1x_2\bar{x}_3 + x_1x_2x_3$.

Таблиця 3.1

	Входи			Вихід y
	x_1	x_2	x_3	
1	0	0	0	0
2	0	0	1	1
3	0	1	0	0
4	0	1	1	1
5	1	0	0	0
6	1	0	1	0
7	1	1	0	1
8	1	1	1	1

Провівши мінімізацію логічної функції й представивши її у вигляді карти Карно (рисунок 3.2), одержимо рівняння (3.1).

$$y = x_3\bar{x}_1 + x_1x_2 \quad (3.1)$$

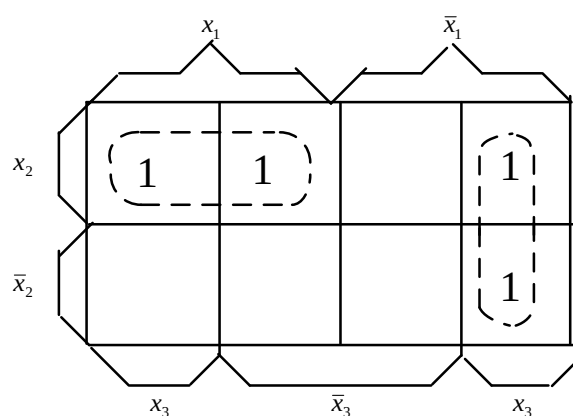


Рисунок 3.2 – Карта Карно для одержання функції (3.1)

Для синтезу загального рівняння, що реалізується на виході розподільника (див. рисунок 3.1), побудуємо таблицю станів (таблиця 3.2).

Виписуючи значення змінних для рядків, де функція дорівнює одиниці, і підсумовуючи отримані добутки, знаходимо

$$y = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 \bar{x}_4 + \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 x_4 + \bar{x}_1 x_2 x_3 \bar{x}_4 + \bar{x}_1 x_2 x_3 x_4 + x_1 \bar{x}_2 x_3 x_4 + x_1 x_2 \bar{x}_3 \bar{x}_4 + x_1 x_2 x_3 \bar{x}_4 + x_1 x_2 x_3 x_4.$$

Провівши мінімізацію логічної функції й представивши її у вигляді карти Карно (рисунк 3.3), одержимо рівняння (3.2).

$$y = x_3(\bar{x}_1 + x_4) + x_1 x_2 \bar{x}_4 \quad (3.2)$$

Покажемо побудову спрощеної таблиці станів за рахунок розгляду різних станів лише для управляючих входів розподільної апаратури. Розмірність таблиці в цьому випадку становить для одного управляючого

Таблиця 3.2

	Входи				Вихід у
	x_1	x_2	x_3	x_4	
1	0	0	0	0	0
2	0	0	0	1	0
3	0	0	1	0	1
4	0	0	1	1	1
5	0	1	0	0	0
6	0	1	0	1	0
7	0	1	1	0	1
8	0	1	1	1	1
9	1	0	0	0	0
10	1	0	0	1	0
11	1	0	1	0	0
12	1	0	1	1	1
13	1	1	0	0	1
14	1	1	0	1	0
15	1	1	1	0	1
16	1	1	1	1	1

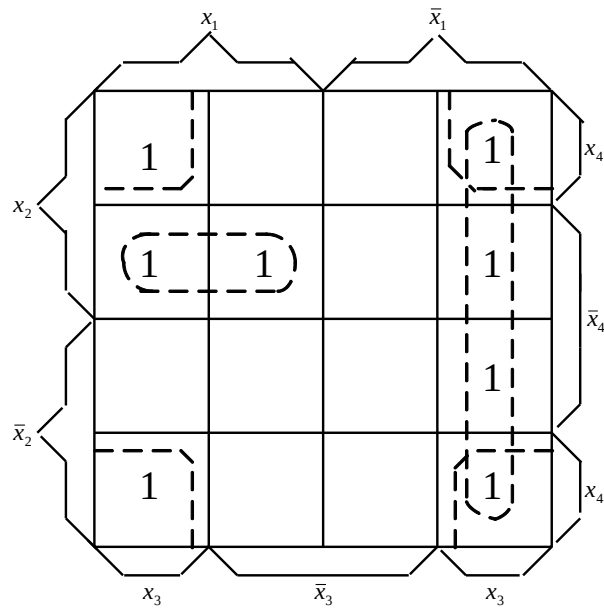


Рисунок 3.3 – Карта Карно для одержання функції (3.2)

входу $2m$, а для двох управляючих входів – $4m$, де m – число виходів. Це дозволяє одержати зручний апарат аналізу.

Таблиця 3.3

Для одного управляючого входу		Вихід
x_i	y	
$\bar{x}_i$	b	
x_i	a	
Для двох управляючих входів		Вихід
x_i / x_j	y	
$\bar{x}_i \bar{x}_j$	b	
$\bar{x}_i x_j$	b	
$x_i \bar{x}_j$	a	
$x_i x_j$	b	

Складемо таблицю станів для управляючих входів, а в стовпцях для виходів будемо записувати відповідні настроювальні входи, якщо сиг-

нал на розглянутому виході дорівнює 1, і 0 – в іншому випадку. Тут прийняті наступні позначення: x_i, x_j – x_1, x_4 відповідно – управляючі входи; a, b – x_2, x_3 відповідно – настроювальні входи.

Таким чином, складена таблиця 3.3 для двох управляючих входів має вигляд [1].

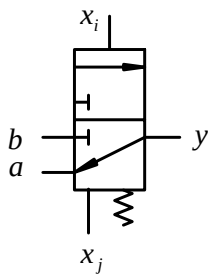
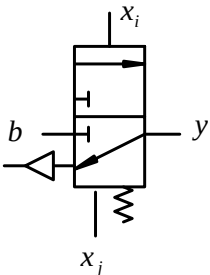
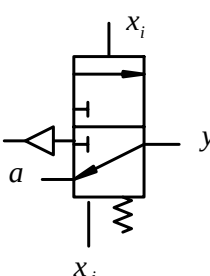
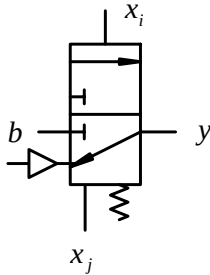
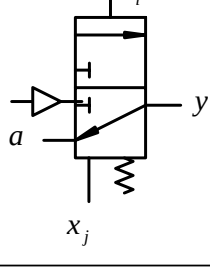
Так, знаходимо для одного управляючого входу $y = \bar{x}_i b + x_i a$, для двох управляючих входів $y = b(\bar{x}_i \bar{x}_j + \bar{x}_i x_j + x_i x_j) + a x_i \bar{x}_j = b(\bar{x}_i + x_j) + a x_i \bar{x}_j$, що підтверджує рівняння (3.2).

Множину функцій, що реалізуються на виході розподільника (див. рисунок 3.1), подано в таблиці 3.4.

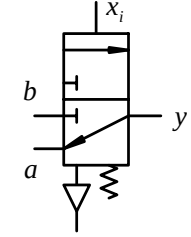
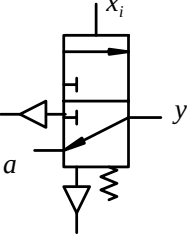
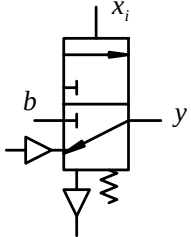
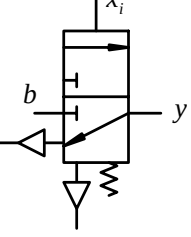
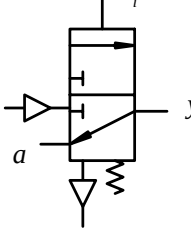
Таблиця 3.4

Функція входів	Настроювання входів				Функція на виході 2
	12	1	3	32	
$y = x_3 (\bar{x}_1 + x_4) + x_1 x_2 \bar{x}_4$	x_1	x_2	x_3	x_4	$y = x_3 (\bar{x}_1 + x_4) + x_1 x_2 \bar{x}_4$
	x_1	x_2	x_3	0	$y = \bar{x}_1 x_3 + x_1 x_2$
	x_1	x_2	0	x_4	$y = x_1 x_2 \bar{x}_4$
	x_1	0	x_3	x_4	$y = x_3 (\bar{x}_1 + x_4)$
	x_1	x_2	1	x_4	$y = \bar{x}_1 + x_4 + x_2$
	x_1	1	x_3	x_4	$y = x_3 + x_1 \bar{x}_4$
Функція входів	12	1	3	32	Функція на виході 2
$y = \bar{x}_1 x_3 + x_1 x_2$	x_1	x_2	x_3	0	$y = \bar{x}_1 x_3 + x_1 x_2$
	x_1	x_2	0	0	$y = x_1 x_2$
	x_1	0	x_3	0	$y = \bar{x}_1 x_3$
	x_1	x_2	1	0	$y = x_2 + \bar{x}_1$
	x_1	1	x_3	0	$y = x_1 + x_3$

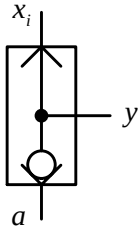
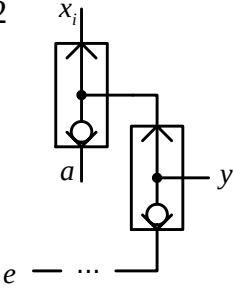
Таблиця 5

Схема реалізації функції	Функція входів	Настройка входів	Функція змінних
1 	$y = (\bar{x}_i + x_j)a + x_i\bar{x}_jb$	-	-
2 	$y = x_i\bar{x}_jb$	$a = 0;$ $x_i = A;$ $b = B;$ $x_j = x$	$y = \bar{x}AB$
3 	$y = (\bar{x}_i + x_j)a$	$b = 0;$ $x_j = A;$ $a = B;$ $x_i = x$	$y = (\bar{x} + A)B$
4 	$y = \bar{x}_i + x_j + b$	$a = 1;$ $x_j = A;$ $b = B;$ $x_i = x$	$y = \bar{x} + A + B$
5 	$y = x_i\bar{x}_j + a$	$b = 1;$ $x_i = A;$ $a = B;$ $x_j = x$	$y = A\bar{x} + B$

Таблиця 6

Схема реалізації функції	Функція входів	Настройка входів	Функція змінних
1 	$y = \bar{x}_i a + x_i b$	$x_i = x; a = A;$ $b = B$	1.1 $y = \bar{x}A + xB$
		$x_i = x_1; a = x_2;$ $b = \bar{x}_2$	1.2 $y = \bar{x}_1 x_2 + x_1 \bar{x}_2$
		$x_i = x_1; a = \bar{x}_2;$ $b = x_2$	1.3 $y = \bar{x}_1 \bar{x}_2 + x_1 x_2$
2 	$y = \bar{x}_i a$	$b = 0;$ $x_i = x;$ $a = A$	2.1 $y = \bar{x}A$
		$b = 0;$ $x_i = x_1;$ $a = \bar{x}_2$	2.2 $y = \bar{x}_1 \bar{x}_2$
3 	$y = \bar{x}_i + b$	$a = 1;$ $x_i = x;$ $b = A$	3.1 $y = \bar{x} + A$
		$a = 1;$ $x_i = x_1;$ $b = \bar{x}_2$	3.2 $y = \bar{x}_1 + \bar{x}_2$
4 	$y = x_i b$	$a = 0;$ $x_i = A;$ $b = B$	$y = AB$
5 	$y = x_i + a$	$b = 1;$ $x_i = A;$ $a = B$	$y = A + B$

Таблиця 7

Схема реалізації функції	Функція входів	Настройка входів	Функція змінних
1 	$y = x_i + a$	$a = A;$ $x_i = B$	$y = A + B$
2 	$y = x_i + a + \dots + e$	$a = A;$ $x_i = B;$ $e = E$	$y = A + B + \dots + E$

Приклади для самостійного розв'язання

Мінімізувати рівняння з використанням карти Карно:

Завдання 1. $z = x_1 x_2 \bar{x}_3 + x_1 x_2 x_3 + x_2$.

Завдання 2. $z = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 x_4 + \bar{x}_1 x_3 + x_3 x_4$.

Завдання 3. $z = x_1 + x_2 x_3 + \bar{x}_1 x_4 + x_2 \bar{x}_3$.

Завдання 4. $z = \bar{x}_1 x_2 x_3 + x_1 x_2 x_3 + \bar{x}_2$.

З використанням розподільної апаратури синтезувати схеми, що описуються рівняннями:

Завдання 1. $z = x_1 + \bar{x}_2 x_3 x_4 + x_5$.

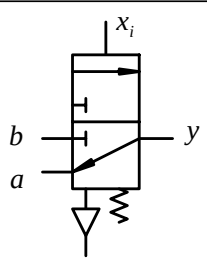
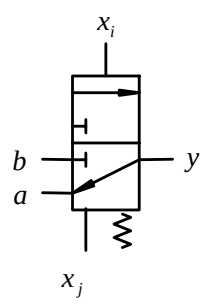
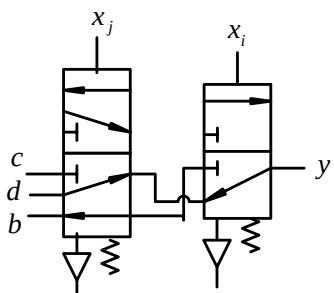
Завдання 2. Системою рівнянь $z_1 = \bar{x}_1 x_2$; $z_2 = x_1 x_2$.

Завдання 3. Системою рівнянь $z_1 = \bar{x}_1 x_3$; $z_2 = x_1 x_2$.

Завдання 4. Системою рівнянь $z_1 = x_1 x_2$; $z_2 = x_1 x_3$.

У таблицях 3.5 й 3.6 подані схеми реалізації функцій, показаних у таблиці 3.4. У таблиці 3.7 подані схеми підсумовування з використанням клапанів $\vee$.

Таблиця 8

Схема реалізації функції	Функція входів	Залишкові функції
1 	$y = \bar{x}_i a + x_i b$	$a = f_0(0);$ $b = f_1(1)$
2 	$y = (\bar{x}_i + x_j)a + x_i \bar{x}_j b$	$b = f_2(1,0);$ $a = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i f_3(1,1) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1)$
3 	$y = (\bar{x}_i \bar{x}_j + x_i x_j)d + \bar{x}_i x_j c + x_i \bar{x}_j b$	$b = f_2(1,0);$ $c = f_1(0,1);$ $d = \bar{x}_i f_0(0,0) + x_i f_3(1,1)$

3.2. Методи безроздільної декомпозиції рівнянь

Підставою для безроздільної декомпозиції є зіставлення рівнянь, що реалізуються на виходах пристроїв з формулою Шеннона розкладання логічної функції по одній і двох змінних.

Формула розкладання функції по двох змінних має вигляд

$$y = \bar{x}_i \bar{x}_j g + \bar{x}_i x_j c + x_i \bar{x}_j b + x_i x_j q. \quad (3.3)$$

Тут $g = f_0(0,0)$; $c = f_1(0,1)$; $b = f_2(1,0)$; $q = f_3(1,1)$ – залишкові функції від розкладання, менші вихідної на два порядки.

Схема 3 у таблиці 3.8 (а.с. СРСР №1015365) реалізує рівняння [1-4,7,8]

$$y = (\bar{x}_i \bar{x}_j + x_i x_j) d + \bar{x}_i x_j c + x_i \bar{x}_j b. \quad (3.4)$$

Якщо прийняти $d = \bar{x}_i g + x_i q = \bar{x}_i f_0(0,0) + x_i f_3(1,1)$; $c = f_1(0,1)$; $b = f_2(1,0)$ і підставити в рівняння (3.4) вираз для d, c і b , то одержуємо $y_2 = (\bar{x}_i \bar{x}_j + x_i x_j)(\bar{x}_i g + x_i q) + \bar{x}_i x_j c + x_i \bar{x}_j b$, і далі, розкриваючи дужки, маємо рівняння (3.5).

Схема 2 у таблиці 3.8 реалізує рівняння [1, 2]

$$y = (\bar{x}_i + x_j) a + x_i \bar{x}_j b. \quad (3.5)$$

Якщо прийняти $a = \bar{x}_j g + x_j q + \bar{x}_i x_j c = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_j f_3(1,1) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1)$; $b = f_2(1,0)$ і підставити в рівняння (3.5) вираз для a й b , то одержуємо $y = (\bar{x}_i + x_j)(\bar{x}_j g + x_j q + \bar{x}_i x_j c) + x_i \bar{x}_j b$, і далі, розкриваючи дужки, маємо рівняння (3). Схема 1 у таблиці 3.8 реалізує рівняння [1, 2]

$$y = \bar{x}_i a + x_i b. \quad (3.6)$$

Якщо прийняти $a = f_0(0)$; $b = f_1(1)$, то одержуємо формулу $y = \bar{x}_i f_0(0) + x_i f_1(1)$ розкладання логічної функції по одній змінній, що дозволяє понизити рівняння на один порядок.

Сформулюємо алгоритм реалізації схеми [8].

1. Представляємо логічне рівняння в мінімізованому виді в диз'юнктивній нормальній формі, переходимо до п. 2.

2. Представляємо рівняння в дужковій формі, виносячи за дужки найбільш повторювані загальні частини, переходимо до п. 3.

3. Даємо оцінку складності схеми з використанням роздільної декомпозиції вихідного рівняння, переходимо до п. 4.

4. Якщо рівняння безповторне, то проводимо реалізацію схеми по таблицях 3.5-3.7, і переходимо до п. 8, в іншому випадку переходимо до п. 5.

5. Якщо у всіх доданках повторюються дві змінні, то проводимо по них розкладання рівняння за схемою 2 або з таблиці 3.8, визначаємо залишкові функції і для кожної з них проводимо розгляд, переходячи до п. 1 алгоритму, в іншому випадку переходимо до п. 6.

6. Якщо у всіх доданках повторюється один змінна, то проводимо по ній розкладання рівняння, на схемі виділяємо фрагмент 1 з таблиці 3.6, визначаємо залишкові функції й для кожної з них проводимо розгляд, переходячи до п. 1 алгоритму, в іншому випадку переходимо до п. 7.

7. Якщо в рівнянні повторюються змінні, то найбільш повторювані з них вибираємо як змінні розкладання, вибираємо з таблиці 3.8 схему реалізації 2 або 3, знаходимо залишкові функції і для кожної з них проводимо розгляд, переходячи до п. 3 алгоритму. Якщо в результаті виявляється доцільним проведення реалізації по таблицях 3.5-3.7, то переходимо до п. 8.

8. Кінець роботи алгоритму.

Нехай задане рівняння в мінімальній диз'юнктивній нормальній формі у вигляді:

$$z = \bar{x}_1 x_4 + x_3 x_4 + x_1 x_2 \bar{x}_3.$$

Проведемо декомпозицію даного рівняння. Оскільки змінні $\tilde{x}_1$ й $\tilde{x}_3$ входять до складу усіх елементів (тут хвилястою лінією показане як пряме, так й інверсне значення змінної), то як змінні розкладання доцільно вибрати $x_i = x_1$ й $x_j = x_3$. Для двох змінних виберемо схему розкладання 2 з таблиці 3.8.

Визначимо залишкові функції від розкладання:

$$f_0(0,0) = x_4; \quad f_1(0,1) = x_4; \quad f_2(1,0) = x_2; \quad f_3(1,1) = x_4.$$

Визначимо залишкові функції b й a :

$$b = f_2(1,0) = x_2; \quad a = \bar{x}_3 x_4 + x_1 x_4 + \bar{x}_1 x_3 x_4 = x_4 (\bar{x}_3 + x_1 + \bar{x}_1 x_3) = x_4.$$

Схема реалізації функції подана на рисунку 3.4.

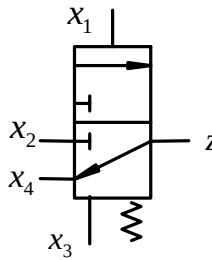


Рисунок 3.4 – Схема реалізації функції z

Приклади для самостійного розв'язання

Побудувати схему, описувану рівняннями:

Завдання 1. $z = \bar{x}_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3 + x_1 x_2 x_3 x_4 + \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_5.$

Завдання 2. $z = x_1 x_2 x_3 x_4 + x_1 x_3 \bar{x}_5 + \bar{x}_1 \bar{x}_3 x_6.$

Завдання 3. $z = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 x_4 \bar{x}_6 + \bar{x}_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3 x_5 + x_1 x_2 x_5 x_6.$

Завдання 4. $z = x_1 x_4 + \bar{x}_1 \bar{x}_4 + x_1 x_2 x_3 x_4.$

3.3. Синтез багатотактних схем

Існують два види суперечливих станів вихідних наборів системи керування.

1. Можливість несвоєчасного перемикання виконавчого пристрою.
2. «Силовa» боротьба на виконавчому пристрої, внаслідок можливості одночасної подачі сигналів у протилежні управляючі канали розподільника із двостороннім керуванням. Можливі протиріччя повинні бути усунуті шляхом подовження вхідних сигналів, що спричиняють переходи. У граничному випадку при наявності однакових вхідних наборів у різних пе-

реходах подовження неможливо. У такому випадку для усунення суперечливих переходів слід ввести елементи пам'яті (ЕП).

На рисунках 3.5, а-в подані схеми ЕП, які використовують у пневматичних УА високого тиску. ЕП з «механічною пам'яттю» (див. рисунок 3.5, а) працює в такий спосіб

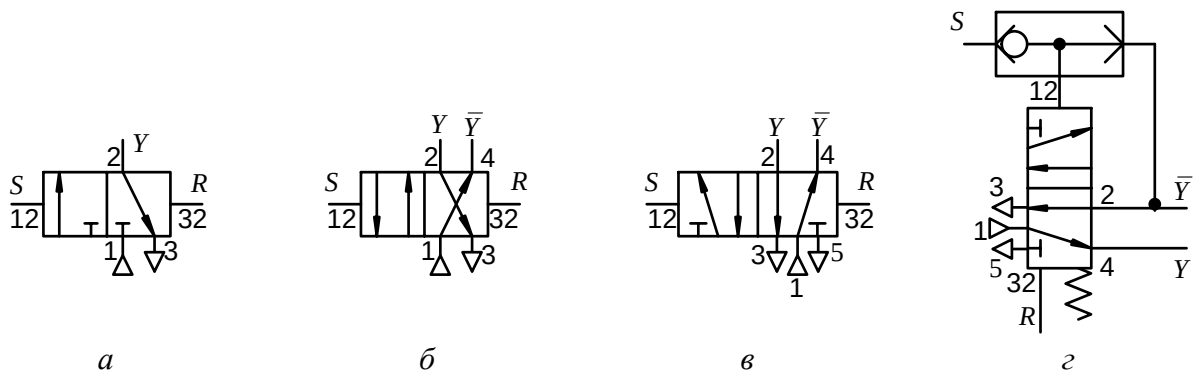


Рисунок 3.5 – Пристрої запам'ятовування сигналів з роздільними входами, побудовані на розподільниках і клапані

У канал 1 подається тиск живлення, а канал 3 з'єднується з атмосферою. При подачі сигналу $S = 1$ розподільник перемикається, і сигнал на виході 2 $y = 1$. При знятті сигналу ($S = 0$) запам'ятовується вихідний сигнал ($y = 1$) доти, поки не подається сигнал $R = 1$ на повернення розподільника у вихідну позицію. Аналогічно працюють ЕП (рисунки 3.5, б, в), що мають два виходи.

ЕП (рисунок 3.5, г) виконує функцію тригера з домінуючим нулем. При поданні вхідного сигналу $S = 1$ розподільник перемикається і на виходах 2 й 4 формуються сигнали $y = 1$; $\bar{y} = 0$. Одночасно сигнал y з виходу 4 через клапан $\vee$ запам'ятовує позицію розподільного елемента, і при скиданні вхідного сигналу $S = 0$ сигнали на виходах не змінюються доти, поки не буде поданий сигнал $R = 1$, що повертає розподільник у вихідну позицію. При дії сигналів $S = 1$ і $R = 1$ сигнал на виході 4 $y = 0$, а на виході 2 $\bar{y} = 1$.

Таблиця станів для ЕП, подана на рисунку 3.5, а, має вигляд (таблиця 3.9).

Таблиця 3.9

№ стану	Входи		Вихід
	S	R	Y
1	0	0	0
2	1	0	1
3	0	0	1
4	0	1	0
1	0	0	0

Таблиця станів для ЕП, представлених на рисунках 3.5, б-г, має вигляд (див. таблицю 3.10).

Число внутрішніх станів дорівнює числу ЕП блоку пам'яті. Для визначення мінімального числа ЕП проводиться розбивка π -послідовності вхідних наборів P системи на непересічні підмножини – блоки B такі, що $\cup B_{\alpha} = P$, а $B_{\alpha} \cap B_{\beta} = 0$. У випадку багатоконтурного графа операцій для будь-якого контуру розбивку проводять окремо. Однакові набори P_{γ} , які спричиняють появу різних вихідних наборів системи z_{ν} й z_{μ} , при розбивці повинні бути в різних блоках і не бути останніми елементами сусідніх блоків B_{α} й $B_{\alpha+1}$ (наступним блоком за останнім вважається перший). Крім того, будь-який набір P_{γ} наступного блоку не повинен бути тотожним останньому набору попереднього блоку B_{α} .

Таблиця 3.10

№ стану	Входи		Виходи	
	S	R	Y	$\bar{Y}$
1	0	0	0	1
2	1	0	1	0
3	0	0	1	0
4	0	1	0	1
1	0	0	0	1

Вкажемо різні випадки при визначенні числа ЕП шляхом розбивки вхідної послідовності на блоки для усунення протиріч:

1. Число блоків розбивки дорівнює 1. У цьому випадку введення внутрішньої «пам'яті» не потрібно, і число елементів пам'яті дорівнює 0.

2. Число блоків розбивки дорівнює 2. У цьому випадку вибирається один ЕП з використанням двох його інверсних виходів.

3. Число блоків розбивки дорівнює 3 і більше. У цьому випадку вибирається командоапарат (КА), число елементів якого дорівнює числу блоків розбивки.

Синтез розглянемо на прикладі графа операцій маніпулятора (див. рисунок 3.5), таблиця взаємодії вхідних і виконавчих пристроїв якого подана нижче (таблиця 3.11).

Примітка: x_1 – сигнал наявності деталі.

Одною з можливих мінімальних розбивок для цього графа буде

$$\pi = \{\{P_2, P_3, P_4\}, \{P_5, P_6, P_0, P_1\}\}.$$

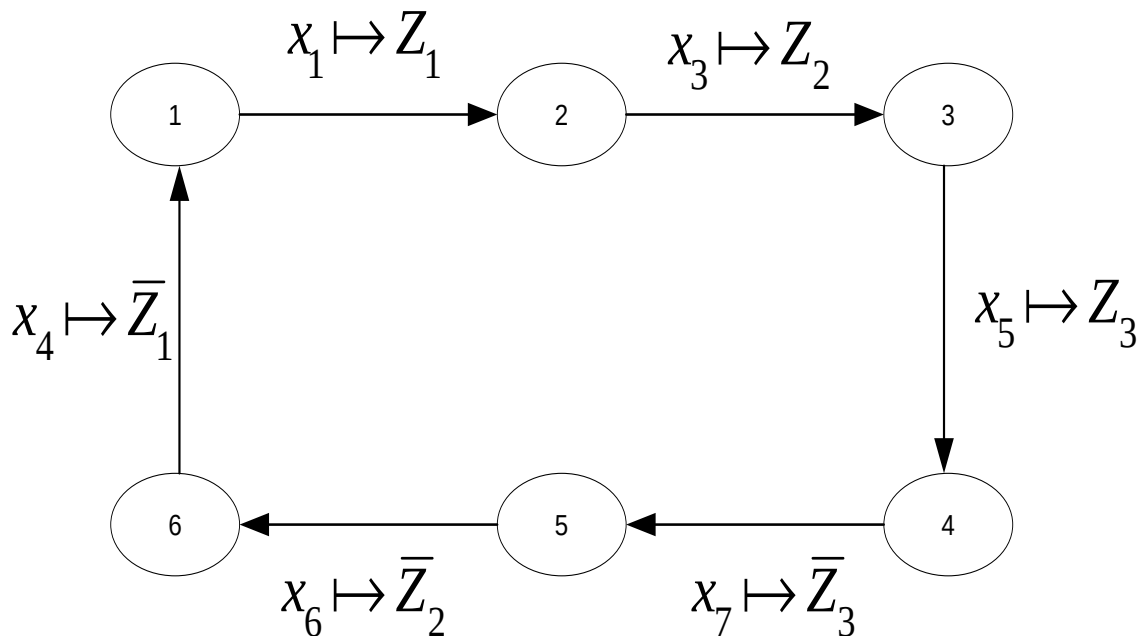


Рисунок 3.6 – Граф операцій маніпулятора

Таблиця 3.11

Вихідні сигнали системи керування		Вхідні сигнали СК	
Позначення	Найменування операції	Вихідне положення	Кінцеве положення
Z_1	Захоплення деталі	—	x_3
Z_2	Висунення руки	x_4	x_5
Z_3	Поворот руки	x_6	x_7

При цьому:

$$P_0 = x_4 x_6; P_1 = x_1, x_4 x_6; **P_2 = x_3, x_4 x_6; *P_3 = x_5, x_3 x_6;$$

$$P_4 = x_7, x_3 x_5; *P_5 = x_6, x_3 x_5; **P_6 = x_4, x_3 x_6;$$

де P_0 – набір, що відповідає початковій позиції приводів; ліворуч від коми записані піднабори Q , а праворуч – прямі значення сигналів, які залишають переходи без змін; індекс i набору P_i відповідає індексу набору Q_i графа G .

Однаковими наборами є $**P_2$ й $**P_6$; $*P_3$ й $*P_5$. Оскільки отримана розбивка містить два блоки, обмежених фігурними дужками, то вибираємо один ЕП з використанням двох виходів y_1 й y_2 .

Для одержання мінімізованих функцій перемикання ЕП і виходів побудуємо матрицю відповідностей МВ. Рядки МВ відповідають наборам P з урахуванням сигналів Y з виходів ЕП, а стовпці – сигналам, які спричиняють переходи системи.

На перетинанні i рядка й стовпця j елемент МВ $r_{ij} = 1$, якщо всі вхідні сигнали системи, що відповідають стовпцю j , входять у вхідний набір системи, що відповідає рядку i , $r_{ij} = 0$ – в інших випадках. Матриці відповідностей складають для будь-якого контуру графа операцій G окремо.

Таким чином, для одержання мінімальних наборів необхідно провести продовження піднаборів Q мінімальним числом сигналів з множини X_c для переходів, які вступають у протиріччя, спричинені несвоєчасним перемиканням приводів, прагнучи до використання в переходах лише сигналів з Q . Кожен рядок МВ відповідає набору D_α (де $\alpha=0,1,...,7$) і відповідний йому – вихідному набору системи, а стовпець – піднабору Q_α . На перетинанні рядка D_α й стовпця Q_β ставимо одиницю, якщо Q_β входить у D_α (β може рівнятися α , у цьому випадку $\beta=1,2,...,7$), і нуль, – якщо не входить.

МВ для нашого прикладу має вигляд

	x_1	$x_3 y$	$x_5 y$	x_7	$x_6 \bar{y}$	$x_4 \bar{y}$
$\emptyset, x_4 x_6 \mapsto \emptyset$	0	0	0	0	1	1
$x_1, x_4 x_6 \mapsto z_1 S$	1	0	0	0	1	<u>1</u>
$* x_3, x_4 x_6 \mapsto z_2$	0	1	0	0	0	0
$** x_5, x_3 x_6 \mapsto z_3$	0	1	1	0	0	0
$x_7, x_5 \mapsto \bar{z}_3 R$	0	1	<u>1</u>	1	0	0
$** x_6, x_3 x_5 \mapsto \bar{z}_2$	0	0	0	0	1	0
$* x_4, x_3 x_6 \mapsto \bar{z}_1$	0	0	0	0	1	1

Рівняння для функцій перемикання ЕП і виходів виписуються з продовжених наборів стовпців для переходів, що відповідають жирним одиницям. Підкреслені в МВ одиниці усунення не вимагають, тому що зникають при перемиканнях ЕП.

Для нашого прикладу рівняння мають такий вигляд:

$$S = z_1 = x_1; R = \bar{x}_3 = x_7; \bar{z}_1 = x_4 \bar{y}; z_2 = x_3 y; \bar{z}_2 = x_6 \bar{y}; z_3 = x_5 y.$$

Схема керування пневмоприводом маніпулятора подана на рисунку 3.7.

Розглянемо метод, що дозволяє мінімізувати число рівнянь при використанні розподільників з однобічним керуванням, що перемикають виконавчі пристрої.

Скорочення числа рівнянь досягається двома шляхами: зменшенням кількості рівнянь включень ЕП (мінімізація структури); зменшенням кількості рівнянь включень і вимикань приводів при невикористанні ЕП у відповідному блоці системи.

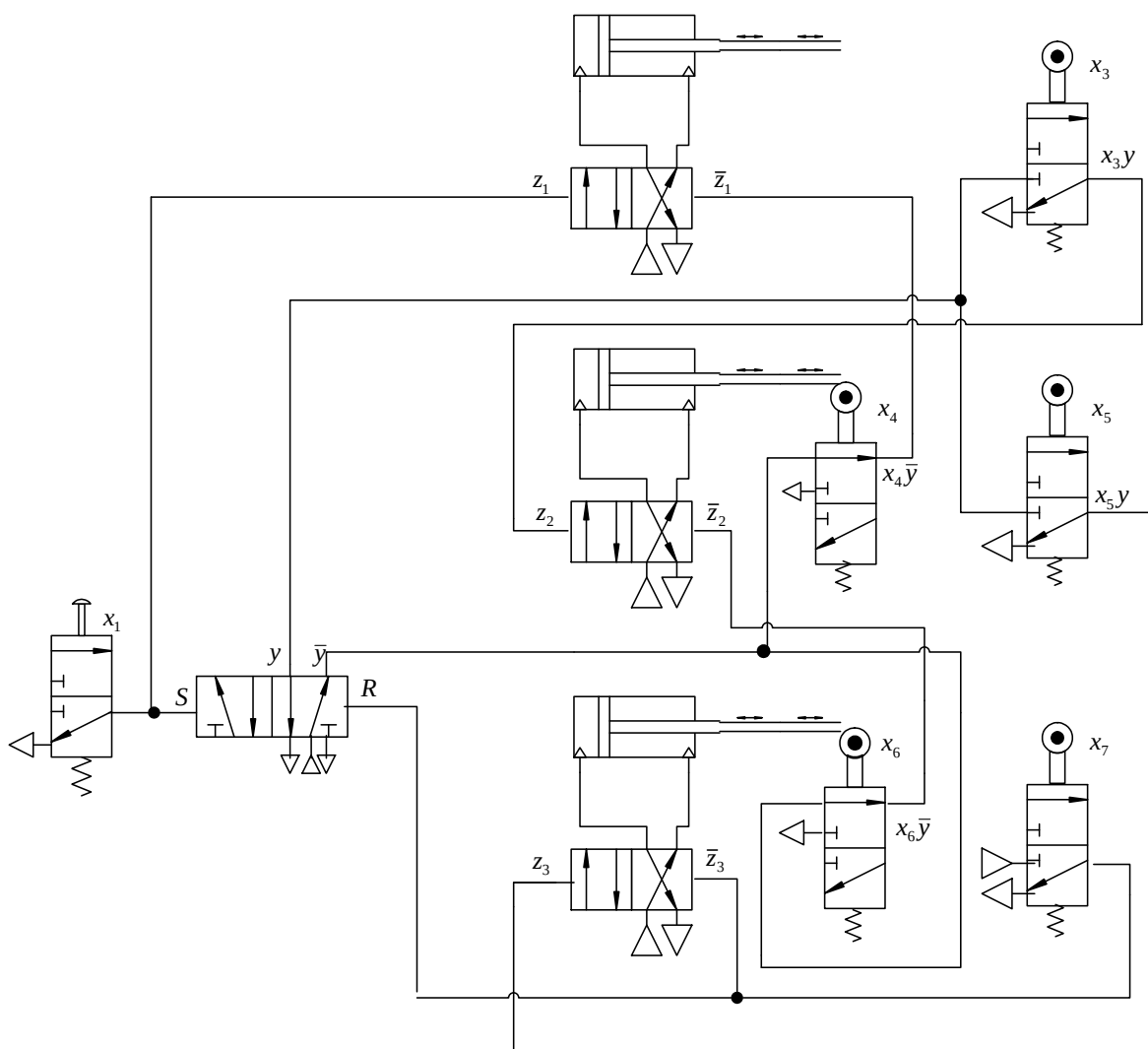


Рисунок 3.7 – Схема керування маніпулятором

Запропонований метод зменшує кількість рівнянь, синтезованих внаслідок подовження наборів Q . У зв'язку із цим мінімізується число стовпців МВ. Подовження знаходимо за наступним алгоритмом.

1. Проводимо розбивку послідовності вхідних наборів на блоки таким чином, щоб у кожному з них не було однакових вхідних наборів і щоб останні набори сусідніх блоків не були однаковими.

2. Складаємо матрицю відповідностей МВ.

3. Для однакових наборів проводимо подовження піднаборів відповідними сигналами.

4. Заповнюємо МВ одиницями, якщо піднабір стовпця входить у набір рядка, і нулями в іншому випадку.

5. Вибираємо функції для синтезу рівнянь.

6. Для обраного набору перевіряємо часовий інтервал його дії по стовпцю з метою усунення «0», провівши відповідні подовження піднаборів. Якщо усунення неможливе, використовуємо ЕП у вихідній ланці.

7. Будуємо мінімізовану МВ.

8. Виписуємо рівняння для функцій перемикання «пам'яті» і функцій виходів.

9. Будуємо схему.

Функцію $z_{\zeta}(\bar{z}_{\zeta})$ формуємо диз'юнкцією вхідних наборів для переходів тимчасового інтервалу їхньої дії. При подовженні слід враховувати можливості ЕП внутрішньої пам'яті.

Розглянемо вибір синтезованих функцій. Для скорочення числа рівнянь досить синтезувати z_{ζ} або $\bar{z}_{\zeta}$. Основним критерієм при виборі функції (z_{ζ} або $\bar{z}_{\zeta}$) є число мінімізованих стовпців МВ (невикористаних стовпців), а також тих, які мають найбільше число подовжень.

Наступний критерій, нерозривно пов'язаний з основним, – число переходів, які становлять часовий інтервал дії. Якщо тимчасові інтервали для обох інверсних функцій однакові, то доцільно виписати обидві функції і вибрати оптимальне рішення.

Скануючи стовпці, вибираємо функції виходів системи керування. Для цього на тимчасовому інтервалі дії z_{ζ} ($\bar{z}_{\zeta}$) знаходимо «0», які переривають інтервал, і проводимо їхнє усунення шляхом зміни піднаборів Q. Так для функції Z1 (перший стовпець) маємо «0» на перетинанні зі стовпцем з виходом $\bar{Z}_2$ при $\bar{y} = 1$. Це не дозволяє усунути передчасне спрацювання $\bar{Z}_1 = 1$.

Якщо включати «пам'ять» у переході між вершинами 1 і 2, то нулі, що знаходяться у тимчасовому інтервалі дії $y = 1$, не впливають на часовий інтервал дії Z_1 . Таким чином, для виконавчого пристрою Ц1 вибираємо функцію $\bar{Z}_1$. Тут у стовпці $x_4 \bar{y}$ на перетинанні з рядком для $Z_1 = 1$ «0» усувається при перемиканні «пам'яті». Для виконавчого пристрою Ц2 вибираємо «пам'ять», через те що усунення нулів неможливо. Для виконавчого пристрою Ц3 вибираємо Z_3 .

Мінімізована матриця МВ для функцій виходів має вигляд:

	$x_3 y$	$x_5 y$	$x_6 \bar{y}$	$x_4 \bar{y}$
$\emptyset, x_4 x_6 \mapsto \emptyset$	0	0	1	1
$x_1, x_4 x_6 \mapsto z_1 S$	0	0	1	<u>1</u>
$* x_3, x_4 x_6 \mapsto z_2$	1	0	0	0
$** x_5, x_3 x_6 \mapsto z_3$	1	1	0	0
$x_7, x_5 \mapsto \bar{z}_3 R$	1	<u>1</u>	0	0
$** x_6, x_3 x_5 \mapsto \bar{z}_2$	0	0	1	0
$* x_4, x_3 x_6 \mapsto \bar{z}_1$	0	0	1	1

Синтезуючи рівняння, одержуємо

$$S = x_1; R = x_7; \bar{z}_1 = \bar{y}x_4; z_2 = x_3y; \bar{z}_2 = x_6\bar{y}; z_3 = x_5y.$$

Логічні рівняння для цього випадку значно простіші, ніж для вихідного блоку, що містить ЕП. Це говорить про те, що використання запропонованого алгоритму приводить до спрощення логічних рівнянь. Пневмосхема керування промисловим роботом, синтезована з урахуванням типу пневморозподільників вихідного блоку, наведена на рисунку 3.8.

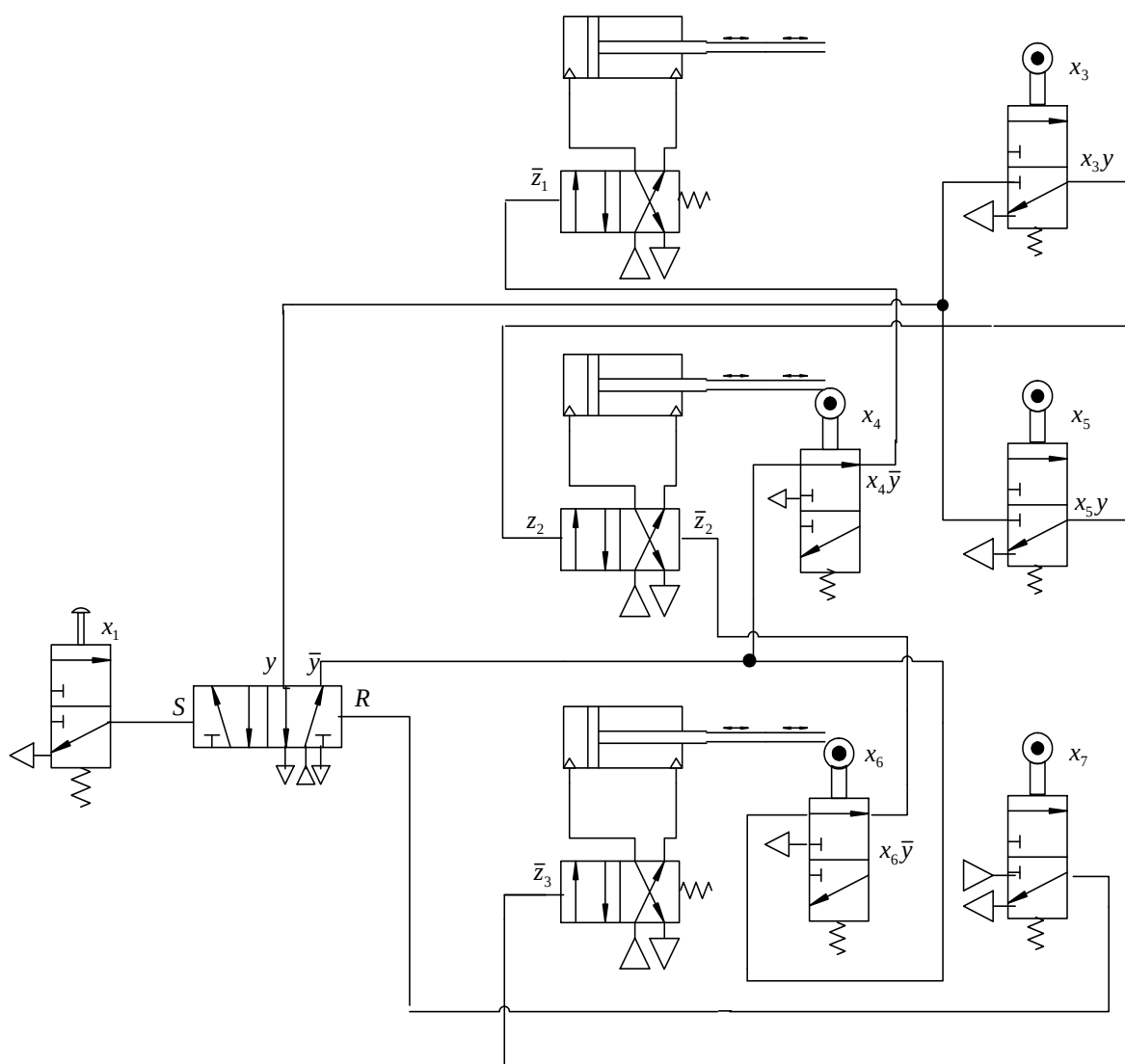


Рисунок 3.8 – Схема керування маніпулятором з урахуванням скорочення числа рівнянь

Приклади для самостійного рішення

Завдання 1. Синтезувати пневматичну схему керування установкою для гідромеханічного очищення заготовок від окалини. Таблиця взаємодії вхідних і виконавчих пристроїв подана нижче (таблиця 3.12).

Граф операцій умов роботи показаний на рисунку 3.9.

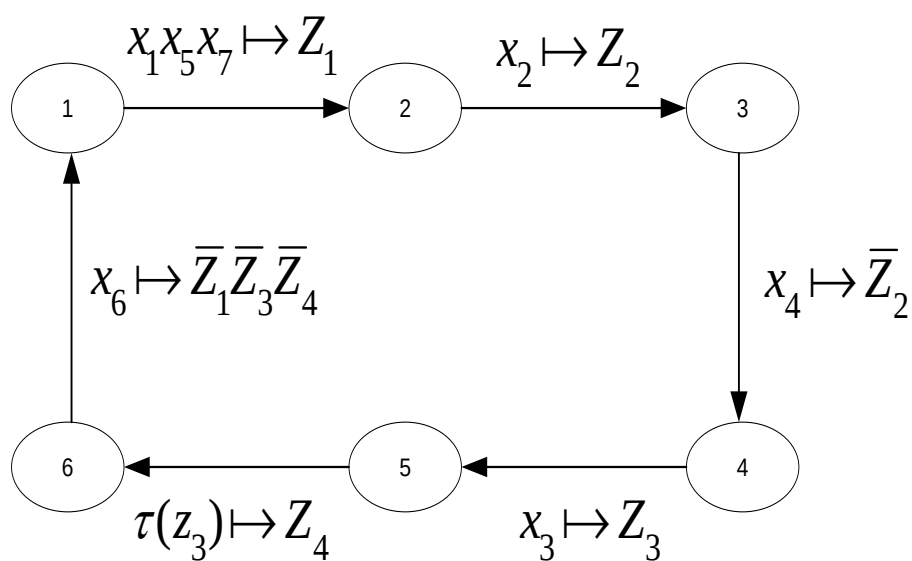


Рисунок 3.9 – Граф операцій установки для гідромеханічного очищення заготовок від окалини: x_7 – кнопка пуску; $\tau(Z_3)$ – реле часу

Таблиця 3.12

Вихідні сигнали СУ		Вхідні сигнали СУ	
Позначення	Найменування операції	Початкове положення	Кінцеве положення
Z_1	Переміщення упору	x_1	x_2
Z_2	Подача заготовки	x_3	x_4
Z_3	Притиск заготовки	x_5	$\tau(Z_3)$
Z_4	Притиск шарошок до заготовки	–	x'_6

Завдання 2. Синтезувати пневматичну схему керування модернізованого токарського верстата. Таблиця взаємодії вхідних і виконавчих пристроїв подана нижче (таблиця 3.13).

Граф операцій умов роботи показаний на рисунку 3.10.

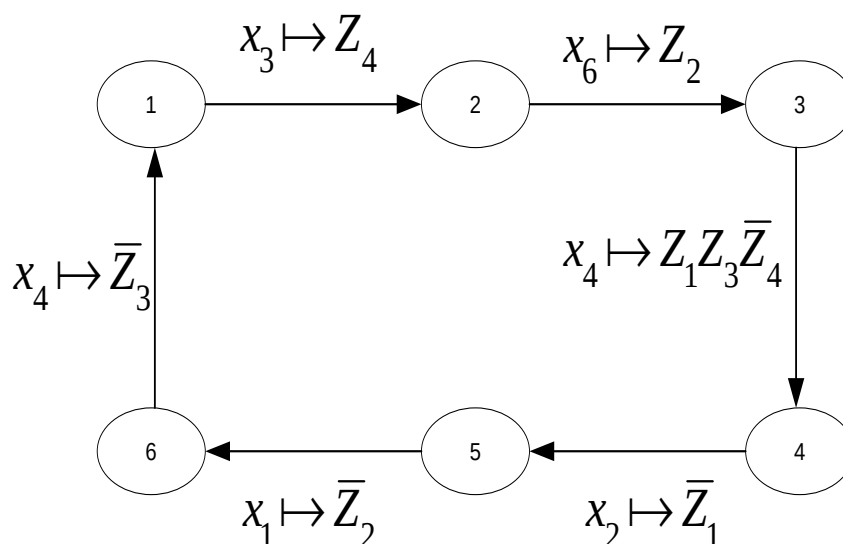


Рисунок 3.10 – Граф операцій модернізованого токарського верстата: x_3 – кнопка пуску

Таблиця 3.13

Вихідні сигнали СУ		Вхідні сигнали СУ	
Позначення	Найменування операції	Початкове Положення	Кінцеве положення
Z_1	Переміщення суппорта	x_1	x_2
Z_2	Виштовхування заготовки із затиску живильника в патрон	–	x_4
Z_3	Затиск заготовки	–	–
Z_4	Подача заготовки в зону обробки	–	x_5

3.4. Мікропроцесорні системи керування гідропневмоприводами. Програмовні контролери

У наш час в керуванні агрегатами, установками й технологічними процесами широко застосовуються різні сімейства програмовних контролерів і мікро-ЕОМ.

Основними частинами сімейства мікро-ЕОМ є мікропроцесорний комплект великих інтегральних схем, одно- і багатоплатні мікро-ЕОМ; однокристальні мікро-ЕОМ; набір мікропроцесорних функціональних модулів; програмне забезпечення й засоби налагодження програм.

До складу програмовних контролерів і мікро-ЕОМ у загальному випадку можуть входити мікропроцесор, генератор тактових імпульсів, запам'ятовуючий пристрій програм, запам'ятовуючий пристрій даних (ОЗП) і інтерфейс введення-виведення, через який мікропроцесор приймає інформацію від пристроїв введення й видає інформацію на пристрої виведення.

Для дискретних систем керування більш зручним виявилось застосування програмовних контролерів (ПК), що мають спеціальне програмне забезпечення. Основними їх перевагами є простота введення й зміна програм керування, надійність, компактність, універсальність щодо об'єктів керування, стійкість до зовнішніх впливів, економічність.

НВО (САУ) розробило ПК, які залежно від кількості входів-виходів поділяються на такі модифікації: МБ 57.01 (36 входів-виходів), МБ 57.02 (64 входів-виходів), МБ 57.03 (128 входів-виходів) і так до 2048 входів-виходів.

ПК є виробами, які компонують проектним шляхом, тобто без проведення дослідно-конструкторських робіт і технологічної підготовки виробництва із пристроїв, що входять у комплекс технічних засобів [3, 12, 15]. Споживач може встановлювати в ПК необхідне оснащення із природним охолодженням.

ПК містить мікропроцесорний контролер, модулі введення-виведення, модуль електроживлення, а також сервісне оснащення, в яке входить прилад програмування й налагодження, що дозволяє здійснювати запис програми споживача в ПЗП, а також стерати програму за допомогою ультрафіолетового опромінення; прилад введення програм, що дозволяє записувати програми на магнітну стрічку й вводити їх у ПК. Названі ПК дозволяють обробляти дискретні сигнали постійного струму напругою 24 В і змінного струму напругою 110 В і 220 В, а також аналогові сигнали.

Одним з відомих представників зарубіжних контролерів, які використовуються для керування гідро- і пневмоприводами, є вільнопрограмована електронна система керування Фесто-FPC. Ця система дозволяє здійснювати процес програмування незалежно від пристрою керування, встановлювати плати запам'ятовуючого пристрою в програмовний пристрій. Система діагностики помилок спрощує експлуатацію контролера. Збереження програм замовника здійснюється на вставних платах програмного запам'ятовуючого пристрою (ЗП). Програмуються плати електрично; під час збою живлення їх вміст зберігається. Плата ЗП має місткість 1 К по 16 біт, її можна розширити вставними модулями до 4 К.

Систему Фесто-FPC використовують в багатьох областях промисловості: у металообробці при керуванні багатопозиційними верстатами, верстатними лініями, шліфувальними верстатами; у пресах для виготовлення металокерамічних виробів; у зварювальному обладнанні; ливарному виробництві; для керування гідро- і пневмоприводами.

Оскільки програмовні контролери знаходять все більше поширення у зв'язку з низькою вартістю, розвиненою периферією, численними пристроями зв'язку з об'єктом, сервісним устаткуванням, розглянемо їх детальніше на прикладі мікроконтролерів типів МБ 57.0, МУ 58.0 МікроДат та інших, які випускаються серійно.

Програмне забезпечення програмовних контролерів включає мову символьного кодування, в основу якого покладено булеву алгебру і теорію релейно-контактних схем. Вся інформація, яка обробляється процесором, зосереджена в таблиці даних (ТД).

У процесі роботи ПК інструкції програми послідовно, починаючи з першої, зчитуються процесором з пам'яті робочої програми (РП) і виконуються, тобто змінюється стан ТД. Після виконання останньої інструкції відбувається обмін інформацією між визначеною областю ТД і модулями введення-виведення. Ці дві фази роботи ПК «рахунок» й «обмін» – безперервно циклічно повторюються. Перший цикл (після початкового пуску) процесор проходить із результатом, що дорівнює нулю. Це означає, що під час першого проходу, незалежно від результату обчислень функції, виходи, задіяні у всій програмі, обнуляються, і скидаються слова, на яких включатимуться таймери.

Процесор має покажчик адреси інструкції, зміст якої збільшується на одиницю при виконанні чергової інструкції. Під час виконання останньої інструкції програми покажчик адреси встановлюється в нуль – адреса першої інструкції програми.

Процесор має два акумулятори для накопичення даних: однорозрядний – для операцій з логічними інструкціями і шістнадцятирозрядний – для операцій з багаторозрядними інструкціями.

ПК може працювати в трьох режимах:

- 1) робота (РОБ) – виконання робочої програми (РП);
- 2) програмування/тестування (П/Т) – введення і редагування РП, зупинка виконання циклу РП, блокування обміну з модулями введення-виведення, знімання зупинки виконання циклу, блокування обміну з модулями введення-виведення;
- 3) у робочому.

Існують дві модифікації мікропроцесорного блока: МС 59.06 і МС 59.07.

Вся програмована пам'ять блока МС 59.06 має об'єм 2000 слів, а блока МС 59.07 – 4000 слів (рисунок 3.11). Програмована пам'ять складається із ТД ПРП, захищеної області, області завдання маски обміну, області завдання конфігурації, області завдання поточного стану, області діагностики відмов і збоїв.

Об'єм ТД і ПРП задається споживачем у процесі програмування й не може перевищувати в блоці МС 59.06 3717_8 слів, а в блоці МС 59.07 7717_8 слів. Програмована пам'ять у загальному випадку може складатися з 8 секторів (00, 01,..., 07) у блоці МС 59.06 і з 16 секторів (00, 01,..., 17) у МС 59.07. Об'єм одного сектора становить 400_8 слів. У межах одного сектора містяться адреси слів від 000 до 377_8 .

Процесор може читати інформацію із ТД із чотиризначною або тризначною адресою у восьмеричному форматі відповідно до списку інструкцій.



Рисунок 3.11 – Програмована пам'ять

Мінімальною інформаційною одиницею, що обробляється процесором, є біт. Біт приймає два можливих логічних значення – 0 або 1. Канал модуля введення або виведення дискретних сигналів відображений у ТД у вигляді біта. Упорядкована сукупність із 16 біт утворює слово. Біти в слові нумеруються двозначними восьмеричними числами 00, 01, ..., 17, молодші вісім біт слова утворюють нульовий, а старші – перший байт слова. Оброблювані програмою споживача дані (слово й біти) розміщаються в ТД, де перебуває інформація про стан модулів введення-виведення. У фазі обміну процесор виконує обмін інформацією між дискретними модулями введення-виведення і ТД. Схему обміну інформацією між ТД і модулями введення-виведення наведено на рисунку 3.12.



Рисунок 3.12 – Схема обміну інформацією

У словах ТД, вільних від обміну між модулями введення-виведення й ТД, можуть бути організовані таймери, лічильники. У вільні слова можна записувати біти проміжної інформації, різні константи. Приклади можливого розподілу пам'яті, таблиць для розподілу модулів введення-виведення, побітного розподілу ТД, розподілу за словами наведені на рисунку 3.13.

При роботі на програматорі слід ввести маску обміну (інформацію про наявність дискретного модуля в каркасі й дозволу обміну інформацією з цим модулем) і конфігурацію (початок захищеної області робочої програми і часу циклу). Частина пам'яті споживача, що називається захищеною пам'яттю, може зберігатися на вибір споживача в ОЗП із підживленням від резервного джерела живлення або в ПЗП з ультрафіолетовим стиранням. Вміст захищеної частини пам'яті може бути або виведений на магнітну стрічку, або введений з магнітної стрічки, або введений і виведений з комп'ютера. Мінімальна адреса, з якої може починатися захищена область, дорівнює 120_8 (номер слова в ТД). Із цієї ж адреси може починатися і ПРП.

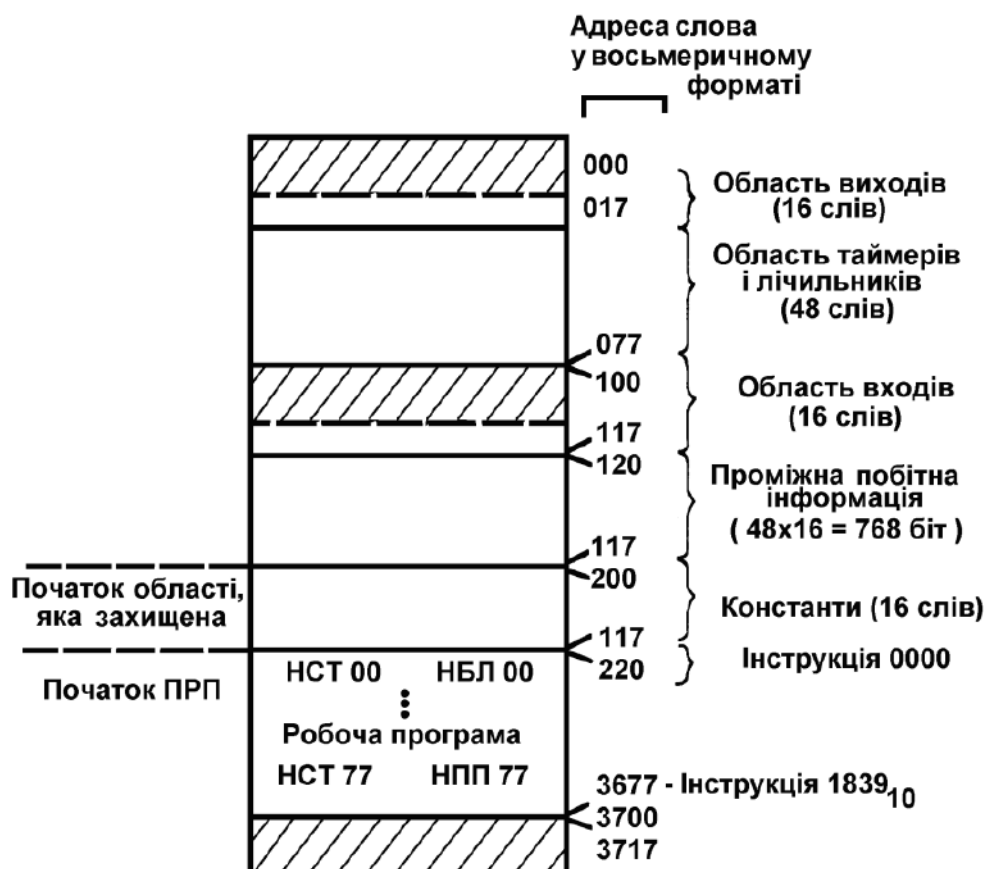


Рисунок 3.13 – Приклади можливого розподілу пам'яті

Максимально можлива ПРП у блоці МС 59.06 займає об'єм від 120_8 до 3677_8 слів або має від 0 до 1903_{10} інструкцій. Максимально можлива ПРП у блоці МС 59.07 займає об'єм від 120_8 до 7677_8 слів або має від 0 до 3952_{10} інструкцій. Максимальний час циклу становить 426 мс і відповідає коду 0377_8 . Перевищення часу циклу фіксується в системних відмовах.

Програма являє собою впорядковану послідовність інструкцій, тобто кожна інструкція має свій номер – чотирирядне десяткове число. Інструкція – це розпорядження, що виконується процесором. Процесор виконує не будь-які інструкції, а тільки ті, які входять у набір інструкцій, закладених у його пам'ять. Інструкція – найменша самостійна одиниця програми, яка у загальному випадку складається з оператора й операнда.

Програма повинна починатися інструкціями НСТ 00 – початок сегмента 0, НБЛ 00 – початок блока 0 і закінчуватися інструкціями НСТ 77 – кінець циклової програми, НПП 77 – кінець масиву підпрограм.

Програма поділяється на сегменти, початок кожного з яких відзначається інструкцією «початок сегмента». У свою чергу, сегмент програми складається із блоків, початок кожного з яких відзначається інструкцією «початок блока». Максимально можливе число різних блоків в одному сегменті дорівнює 76_8 . Максимально можливе число підпрограм дорівнює восьми.

Число сегментів у програмі, число блоків у сегменті, а також порядок наступності блоків у сегменті можуть бути довільними. В окремому випадку весь сегмент може бути одним блоком, а вся програма – одним сегментом. Програма може складатися з одного сегмента й одного блока.

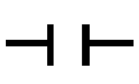
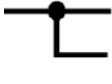
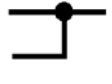
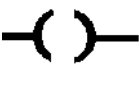
Кожен сегмент (за винятком нульового) може перебувати в одному із трьох станів:

- обчислення – програма активного блока виконується;
- ігнорування – програма сегмента не виконується;

• обнуління – процесор проходить інструкції сегмента з результатом, що дорівнює нулю.

При першому проході програми всі сегменти перебувають в обнулінні. Це означає, що процесор проходить програму з результатом, що дорівнює нулю, і тому всі виходи, що включені до програми, обнуляються, а слова, на яких запущені таймери на включення, скидаються. Після команди НСТ 77 всі сегменти встановлюються в режим ігнорування.

Таблиця 3.14 – Оператори адресних і безадресних інструкцій

Оператори інструкцій мовою релейно-контактних символів				Оператори інструкцій мовою Буля			
Адресних		Безадресних		Адресних		Безадресних	
Мнемо-код	Найменування	Мнемокод	Найменування	Мнемокод	Найменування	Мнемокод	Найменування
	Пряме опитування входу		Початок суми	•	Кон'юнкція	(	Дужка відкрита
	Інверсне опитування входу		Кінець суми	•/	Кон'юнкція з інверсією	)	Дужка закрита
	Включити вхід		Сума	=	Присвоїти	+	Диз'юнкція
	Включити вихід і зафіксувати			= S	Присвоїти 1 і зафіксувати		

У наступних проходах процесор при переході від сегмента до сегмента користується інформацією області позначок активних блоків. У цю область заноситься інформація після кожної команди структурування.

Інформація про поточний стан сегмента займає один байт. У шість молодших розрядів (0...5) записується номер активного блока, який починає працювати в наступній схемі. В шостий і сьомий розряди записуються біти інформації після виконання інструкцій структурування ОСТ, ЗСТ, ЕСТ (див. рисунок 3.13).

Кожен блок сегмента може перебувати в одному із двох станів – активному й пасивному. Протягом одного циклу сканування програми в кожному сегменті може бути тільки один активний блок. Під час включення живлення ПК у всіх сегментах програми стають активними нульові блоки.

Для опитування станів бітів ТД – входів або виходів, службових бітів, таймерів, лічильників, а також для керування станом бітів виходів використовуються логічні інструкції. Логічні інструкції розділяються на адресні й безадресні. Адреса біта повинна перебувати в границях 00000...37717₈. Оператори адресних і безадресних інструкцій мовою релейно-контактних символів і мовою Буля наведені в таблиці 3.14.

Якщо вхідний пристрій перебуває в замкненому стані, як, наприклад, включений кінцевий вимикач, то ініціюється включений стан. Цей стан передається у відповідний біт пам'яті. Коли в програмі зустрічається інструкція опитування на включення з цією адресою, процесор визначає, що вхідний пристрій включений, і вважає інструкцію дійсною. Якщо вхідний пристрій розмикається, то процесор вважає цю інструкцію помилкою.

Вихідна інструкція збуджується (біт включається), якщо вхідна інструкція дійсна. Якщо ж вхідна інструкція помилкова (вхід розімкнутий), то незафіксований вихід розмикається.

Якщо в ланцюзі містяться ще вхідні інструкції, то вихідна інструкція збуджується, якщо може бути знайдений принаймні один замкнений шлях з логічних дійсних інструкцій, що веде від шини живлення до вихідної інструкції. Якщо такого шляху не існує, то незафіксовані виходи вимикаються. Приклад двох ланцюгів показаний на рисунку 3.14, а. Вихід 00010 збу-

диться, якщо контакт 10100 замкнений. Вихід 00011 збудиться, якщо контакти 10101 й 10202 або контакти 10103 й 10102 замкнені.

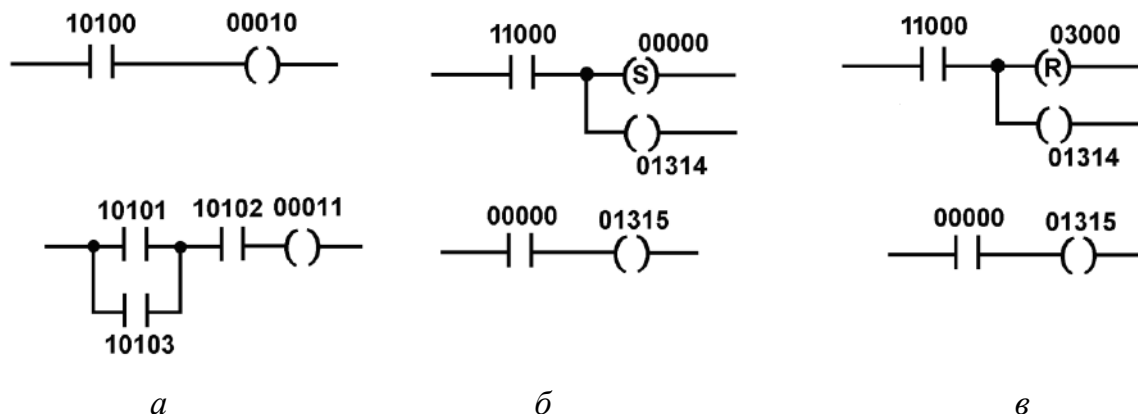


Рисунок 3.14 – Приклад реалізації функцій

Інструкції фіксації й розфіксації виходу є вихідними інструкціями, що зберігаються, і звичайно використовуються разом для керування бітом ТД. Якщо адреса інструкції фіксації відповідає адресі затискача вихідного модуля, то вихідний пристрій, сполучений з цим затискачем, включається під час включення біта, який визначається умовами його ланцюга.

Якщо в ланцюзі може бути знайдений замкнений шлях з логічних дійсних інструкцій, то інструкція фіксації виходу включає біт, який нею керує. Коли умови в ланцюзі перестають бути дійсними, то біт, який керує інструкцією фіксації, залишається включеним, якщо він перед цим був включений.

Інструкція розфіксації має ту ж адресу, що й інструкція фіксації. Використовується для вимикання біта пам'яті. Коли в ланцюзі встановлюється замкнений шлях з логічних дійсних інструкцій, інструкція розфіксації вимикає керований біт.

Коли ПК переходить з режиму РОБОТА в режим ПРОГРАМУВАННЯ або відбувається втрата живлення, остання із включених інструкцій фіксації або розфіксації зберігає стан біта, яким вона керує. Під час переходу в режим РОБОТА вихідний пристрій, що відповідає зафіксованому біту, відразу включається, навіть якщо умови в ланцюзі помилкові.

Програма споживача може опитувати біт, який керується інструкціями фіксації й розфіксації, довільне число раз. Приклад включення котушки з фіксацією показаний на рисунку 3.14, б, а приклад вимикання котушки з фіксацією – на рисунку 3.14, в.

Розглянемо приклад, у якому два гідроциліндри переміщаються по заданому циклу $C_1^+ C_2^+ C_2^- C_1^-$. Логічні рівняння в цьому випадку можуть бути отримані безпосередньо за графом, виходячи з того, що кожній вершині відповідає елемент пам'яті. При цьому кожний наступний елемент пам'яті включається кон'юнкцією сигналів з виходу попереднього й відповідного вхідного сигналу, а вимикається сигналом з виходу наступного елемента пам'яті.

У такий спосіб отримуємо наступну систему логічних рівнянь:

$$\begin{aligned} S_1 &= x_1 y_4; & R_1 &= y_2; & z_1 &= y_1; \\ S_2 &= x_3 y_1; & R_2 &= y_3; & z_2 &= y_2; \\ S_3 &= x_5 y_2; & R_3 &= y_4; & \bar{z}_2 &= y_3; \\ S_4 &= x_4 y_3; & R_4 &= y_1; & \bar{z}_1 &= y_4, \end{aligned}$$

де $S_1, \dots, S_4$ – включення ЕП; $R_1, \dots, R_4$ – вимикання ЕП; $y_1, \dots, y_4$ – вихід ЕП.

Відповідна до цієї системи логічних рівнянь програма для МікроДат, записана в символах релейно-контактних схем, має такий вигляд:

0	НСТ	00	19	— —	01000
1	НБЛ	00	20	—(S)—	01001
2	— —	10706	21	— —	01001
3	—(R)—	01000	22	—()—	00711
4	—(R)—	01001	23	—(R)—	01000
5	—(R)—	01002	24	— —	10704
6	—(R)—	01003	25	— —	01001
7			26	—(S)—	01002
8	— —	10700	27	— —	01002
9	— —	10701	28	—()—	00713
10			29	—(R)—	01001
11	— —	10701	30	— —	10703
12	— —	01003	31	— —	01002
13			32	—(S)—	01003
14	—(S)—	01000	33	— —	01003
15	— —	01000	34	—()—	00712
16	—()—	00710	35	—(R)—	01002
17	—(R)—	01003	36	НСТ	77
18	— —	10702	37	НПП	77

У цій програмі прийнята наступна відповідність входів і виходів: x_1 — 10700 (кнопка пуску); x_2 — 10701; x_3 — 10702; x_4 — 10703; x_5 — 10704; z_1 — 00710; $\bar{z}_1$ — 00712; z_2 — 00711; $\bar{z}_2$ — 00713; $S_1...S_4$ — включення ЕП; $R_1...R_4$ — вимикання ЕП.

Таким чином, програма містить 37 інструкцій. Розглянемо метод, що дозволяє мінімізувати число інструкцій. На цьому прикладі розглянемо синтез програми, що включає формування послідовності повних вхідних наборів P , що діють у переходах. Синтез наборів здійснюється, виходячи з графа операцій і взаємного розташування вхідних і виконавчих пристроїв. У вихідній позиції формується набір $P_0 = x_2 x_4$, у переході 1/2 — набір

$P_1 = x_1 x_2, x_4$, де ліворуч від коми записані сигнали Q_1 , а праворуч – інші сигнали, які дорівнюють одиниці й залишають перехід без змін.

Під час висування штока циліндра C_1 з'являється сигнал $x_3 = 1(x_2 = 0)$, при цьому формується набір $P_2 = x_3, x_4$ і т. д.

У такий спосіб знаходимо послідовність вхідних наборів, які діють у переходах між технологічними операціями:

$$\{P_0 = x_2 x_4; P_1 = x_1 x_2, x_4; P_2^* = x_3, x_4; P_3 = x_5, x_3; P_4^* = x_4, x_3\}.$$

Однакові набори помічені зірочками. Відзначимо, що дуга $x_2 \mapsto z_1$ відзначає автоматичний режим роботи виконавчого пристрою.

Для визначення необхідного числа ЕП, у якості яких вибирають тригери з роздільними входами, кожену послідовність вхідних наборів P слід розбити на мінімальне число непересічних блоків таким чином, щоб однакові набори P_γ , які спричинять появу різних вихідних наборів z_ν й z_μ , містилися в різних блоках і не були останніми елементами сусідніх блоків (наступним за останнім блоком вважається перший); крім того, будь-який набір P_γ наступного блока не повинен бути однаковим з останнім набором попереднього блока.

Для нашого прикладу розбивка має вигляд

$$\pi = \{\{P_2, P_3\}, \{P_4, P_0, P_1\}\}.$$

Число ЕП вибирають за максимальним числом блоків для однієї розбивки. У загальному випадку функції включення ЕП S_ρ відповідає логічна сума наборів (після мінімізації наборів на МВ, як буде показано далі) блоків B_ρ (де $\rho = 1, 2, \dots, k$) різних контурів. Вимикання попереднього ЕП R_ρ здійснюється сигналом y_σ з виходу наступного ЕП. Якщо число блоків для розбивок різне, то $R_\rho = V_{y_\sigma}$. Виняток становить випадок, якщо КА містить два блоки розбивки, тоді використовується один ЕП і два його інверсних виходи.

Формування системи логічних рівнянь проведемо шляхом подовження наборів Q , які викликають переходи, і побудови МВ, рядки якої відповідають наборам P (з урахуванням сигналів Y з виходів ЕП), а стовпці – сигналам, які викликають переходи КА.

На перетинанні рядка i й стовпця j елемент МВ r_{ij} дорівнює одиниці, якщо всі вхідні сигнали КА, які відповідають стовпцю j , входять у вхідний набір КА, що відповідає рядку i ; r_{ij} дорівнює нулю – в інших випадках. МВ складають для кожного контуру графа операцій окремо.

МВ для розглянутого випадку наведено нижче. Подовження наборів у цьому випадку не потрібне через те, що зображені курсивом одиниці усуваються під час перемикання тригерів:

	x_1x_2	x_3y_1	x_5	x_4y_2
$x_2x_4y_2 \mapsto \emptyset$	0	0	0	1
$x_1x_2x_4y_1y_2 \mapsto z_1$	1	0	0	1
$x_3x_4y_1 \mapsto z_2$	0	1	0	0
$x_3x_5y_1y_2 \mapsto \bar{z}_2$	0	1	1	0
$x_3x_4y_2 \mapsto \bar{z}_1$	0	0	0	1

Логічні рівняння включення тригерів ЕП і виконавчих пристроїв формуються в зборках кон'юнкцій, записаних зверху МВ для відповідної одиниці, зображеної жирним шрифтом у МВ. Функції перемикання пам'яті й виходів мають вигляд

$$S_1 = x_1; S_2 = x_5; z_1 = x_1x_2; \bar{z}_2 = x_5; z_2 = x_3y_1; \bar{z}_1 = x_4y_2.$$

Програма для МікроДат має вигляд, наведений на рисунку 3.15.

У програмі прийняті ті ж позначення, що й у попередньому випадку. Ця програма містить в 1,5 рази менше інструкцій. Побудова програми даним способом доцільна з використанням ЕОМ.

Програмовні контролери МВ 57.0, МУ 58.0 та інші дозволяють реалізувати часові функції таймера з затримкою на включення, таймера із затримкою на виключення, накопичувального таймера, лічильника на віднімання, лічильника на складання, лічильника циклів та ін.

0	НСТ	00	13	—(S)—	01001
1	НБЛ	00	14	—()—	00710
2	— —	10706	15	— —	10702
3	—(R)—	01000	16	— —	01001
4	—(R)—	01001	17	—()—	00711
5			18	— —	10704
6	— —	10700	19	—(R)—	01001
7	— —	10701	20	—()—	00713
8			21	— —	10703
9	— —	10701	22	— —	01001
10	— —	01000	23	—()—	00712
11			24	НСТ	77
12	—(S)—	01000	25	НПП	77

Рисунок 3.15 – Програма для МікроДат

3.5. Позиційні гідропневмоприводи

3.5.1. Позиційні гідроагрегати

Для регулювання гідропневмоагрегатів зазвичай використовуються дросельний і об'ємний методи регулювання швидкості руху виконавчих механізмів. Порівняльні показники даних способів регулювання загально-відомі: низький ККД у дросельного регулювання, найвищий – у об'ємного регулювання.

Гідравлічні виконавчі механізми дросельного керування відомі як силові пристрої, що вперше застосовувалися для переміщення органів керування в системах непрямого регулювання. У гідравлічних виконавчих механізмах з дросельним керуванням енергія рідини при відсутності зовнішнього навантаження витрачається на подолання гідравлічних опорів у вікнах золотника і, отже, перетворюється в тепло.

У зв'язку з цим даний тип механізмів має низький ККД. Подолання механізмами зовнішнього навантаження здійснюється за рахунок зменшення енергії гідравлічних втрат у вікнах золотника. При цьому витрата рідини через золотник, а разом з тим і швидкість виконавчого двигуна зменшуються.

Виконавчі механізми дросельного керування працюють від насосів постійної продуктивності і при постійному тиску живлення, підтримуваному переливними клапанами. Механізми, в яких витрата підтримується постійно, використовуються рідко, так як мають гірші характеристики. Застосування гідравлічних виконавчих механізмів дросельного керування доцільно в тих випадках, коли їх вихідна потужність не перевищує 5 кВт. Однак у стежачих системах, де використовують зворотні зв'язки по навантаженню або швидкості виконавчого двигуна, істотно збільшується їх ККД. Допустиме проектування виконавчих механізмів дросельного керу-

вання значно більшої вихідної потужності. У свою чергу, поряд з безперечною перевагою по ККД об'ємний спосіб регулювання має недолік по високому енергоспоживанню.

Швидкодія гідроагрегата з об'ємним регулюванням визначається часом, необхідним для зміни подачі насоса, який може становити до кількох десятих часток секунди. Крім того, регульовані машини дорожчі і менш довговічні в порівнянні з нерегульованими.

Гідроагрегати з апаратами пропорційного керування. Значним прогресом стало застосування у гідропневмоагрегатах апаратів з пропорційним керуванням. Подібні системи дозволили керувати за допомогою електроніки такими параметрами гідросистем, як тиск, витрата і напрям потоку робочої рідини. Подібні системи хоч і дозволяють регулювати витрату, змінюючи площу прохідного перерізу кромки розподільника пропорційно електричному сигналу на магніт, проте не можуть змінювати тиск в залежності від витрати, що проходить через них, тобто мають недоліки дросельного керування.

Усунути дані недоліки дросельного і об'ємного регулювання дозволяє «*Load Sensitive*» (LS) – чутливий до навантаження спосіб регулювання швидкості. Основна ідея LS-регулювання полягає в організації відбору тиску з лінії навантаження і формуванні за допомогою компенсатора – механізму регулювання продуктивності насоса, постійного перепаду тиску на дроселюючих кромках розподільника з одночасним регулюванням продуктивності насоса пропорційно перепаду тиску.

Основна перевага LS-керування перед об'ємним способом регулювання полягає в можливості реалізації взаємно незалежних швидкісних режимів одночасно декількома споживачами зі стабілізацією швидкості кожного споживача з однопоточними джерелами живлення (на основі одного насоса), а також більш високими динамічними характеристиками.

LS-керування застосовується для гідравлічних систем, в яких миттєвий тиск навантаження служить сигналом зворотного зв'язку для керуючого пристрою, який в свою чергу встановлює необхідний тиск насоса. Тиск насоса підтримується рівним тиску навантаження найбільш навантаженого споживача плюс постійно керуючий тиск. За допомогою компенсаторів тиску підтримується постійний перепад тиску на дроселях $A1$ і $A2$ (рис. 3.16, 3.17),

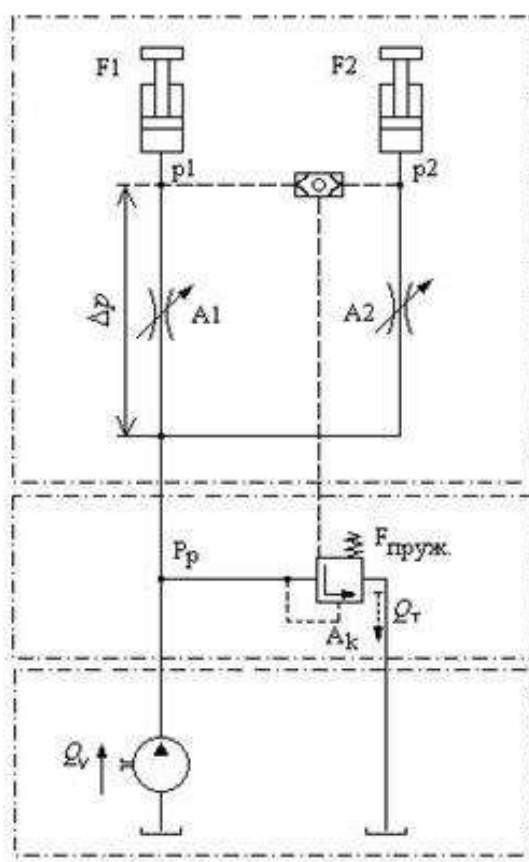


Рисунок 3.16 – Система LS-керування. Відкритий центр з нерегульованим насосом

що і визначає відсутність залежності швидкості споживача від його навантаження. Це і є основним принципом LS-керування. Система має витрату і тиск, що визначаються реальною потребою.

Підтримується постійний перепад тиску на дроселі А (рис. 3.16) що забезпечує постійну величину потоку на виконавчому органі.

Крива залежності керування витратою від положення золотника системи LS-керування (рис. 3.18) демонструє пропорційну залежність між ходом золотника і величиною потоку. У LS-керуючих системах падіння тиску через щілину завжди підтримується постійним. Таким чином, існує пропорційна залежність між поперечним перерізом відкриття клапана А (рис. 3.16, 3.17) і витратою.

Гідросистема з LS-керуванням може бути виконана в двох варіантах: з відкритим центром і нерегульованим насосом (рис. 3.16) і закритим центром і регульованим насосом (рис. 3.17).

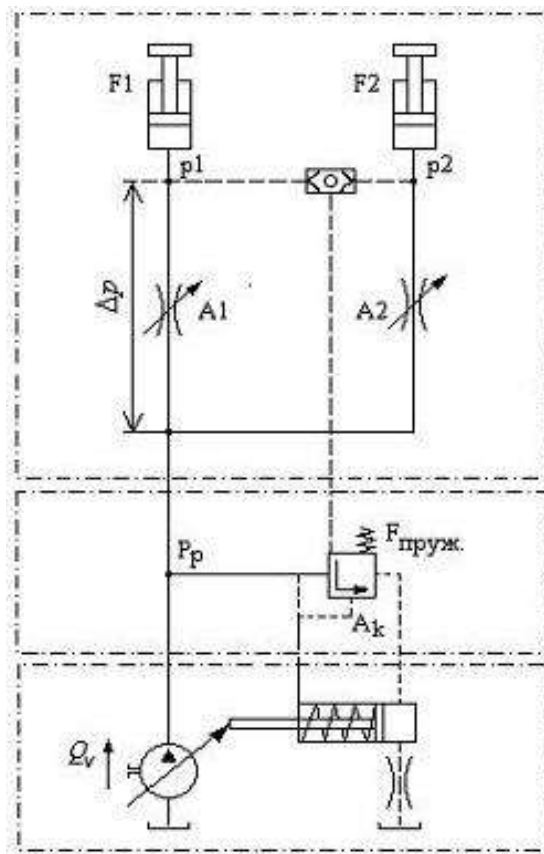


Рисунок 3.17 – Система LS – керування. Закритий центр з регульованим насосом

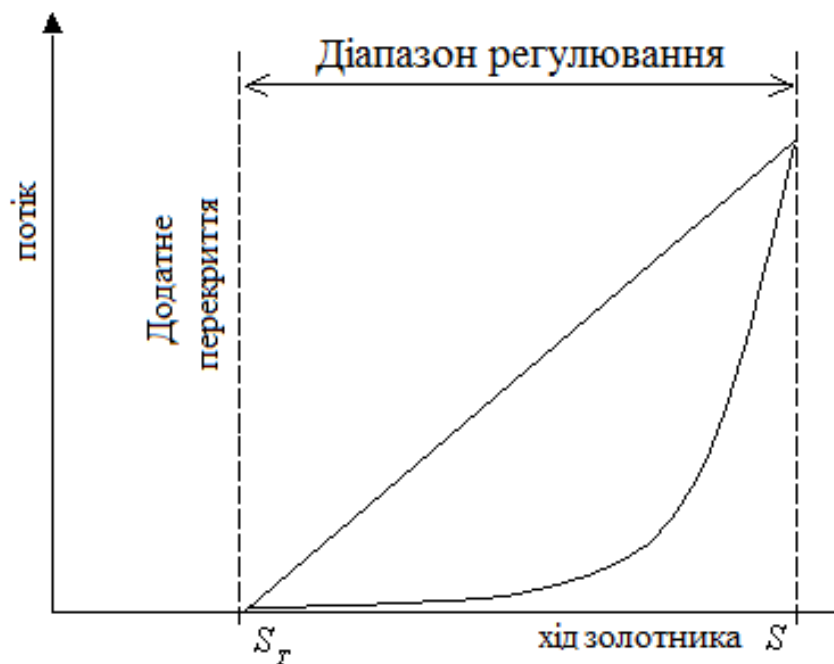


Рисунок 3.18 – Залежність витрати від положення золотника для систем з LS-керуванням

Машини, оснащені такою гідросхемою, споживають менше палива, найменше забруднюють навколишнє середовище, компоненти гідросистеми мають більший ресурс. Також потрібно відводити в атмосферу менше тепла, скорочуються витрати на охолоджувачі масла. Забезпечуються відмінна керованість в широкому діапазоні параметрів і розподіл потоку між споживачами, залежне тільки від положення їх золотників.

В основі принципу системи LS-керування лежить незалежність розподілу витрат між споживачами від тисків навантаження цих споживачів, реалізована за допомогою компенсаторів тиску, підключених перед змінними дроселями (щілинами золотників).

Крім того, застосування замість декількох шестеренних насосів одного регульованого аксіально-поршневого, а також відсутність необхідності мати постійно в гідросистемі максимальний робочий тиск дозволяють підвищити надійність, термін служби та ремонтпридатність встановленого гідрообладнання.

Переваги гідросистем з пропорційними клапанами, про які йшлося вище, представлені в таблиці 3.15.

Таблиця 3.15 – Переваги гідросистем з пропорційними клапанами

Параметри гідроагрегата	Переваги
Настроювання клапана	Безперервне настроювання витрати і тиску за допомогою електричних вхідних сигналів; автоматичне настроювання витрати і тиску в процесі роботи системи.
Вплив на гідроагрегат	Автоматичне, безперервне і точне настроювання наступних параметрів: зусилля або моменту; прискорення; швидкості переміщення або обертання; позиціонування по лінійній або кутовій координаті.
Витрата енергії	Витрата енергії може бути зменшена завдяки керуванню тиском і витратою відповідно до поточних вимог.
Спрощення системи	Один пропорційний клапан може замінити кілька звичайних, наприклад дросель і розподільник.

Очевидно, що в будь-якій техніці енергозберігаючі гідравлічні системи з LS-керуванням незабаром знайдуть широке застосування. Така система має максимальну жорсткість, що вигідно відрізняється від керування в маслостанціях, які працюють на основі серво- і пропорційної техніки. Через нелінійності серво- і пропорційної техніки гідравлічна система іноді не в змозі пристосуватися до впливу навколишнього середовища і, будучи

недостатньо жорсткою, має високу ступінь зносу обладнання, іноді зовсім не забезпечуючи задані режими роботи маслостанції.

Основні конструкції і особливості апаратів з пропорційним керуванням. Автоматична зміна тиску і витрати в електрогідравлічних системах можливі тільки в обмеженій мірі, коли використовуються перемикаючі клапани. Прикладами можуть служити:

- підключення додаткових магістралей подачі рідини при спрацьовуванні розподільників;
- керування клапанами тиску і витрати за допомогою кулачків або копирів.

На рис. 3.19 показана схема гідроагрегата з клапанами пропорційного керування.

Пропорційний розподільник керується електричним сигналом. Цей сигнал змінює величину витрат і напрям потоку робочої рідини. Швидкість переміщення виконавчого органу змінюється за рахунок зміни витрати. Другий сигнал керування впливає на запобіжний клапан з пропорційним керуванням. Цим сигналом можна постійно налаштовувати потрібний тиск. Розподільник з пропорційним керуванням на рис. 3.19 виконує функцію регулювання витрати і регулювання напрямку руху робочої рідини.

Застосування пропорційної техніки дозволяє використовувати на один елемент менше, ніж при застосуванні окремих компонентів – дискретного розподільника і регулятора витрати.

Клапани з пропорційним керуванням управляються електричними сигналами, тому, не перериваючи роботу верстата, можна:

- за допомогою пропорційного запобіжного клапана використовувати більш низький рівень тиску в режимах зменшення навантаження (наприклад, зупинка подачі), що дозволяє економити енергію;

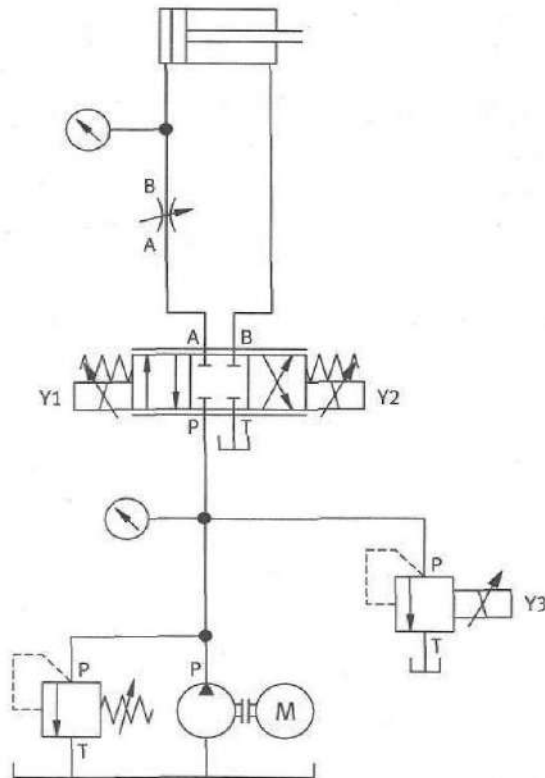


Рисунок 3.19 – Принципова схема гідроприводу подачі з пропорційними клапанами

– здійснювати плавний старт і гальмування каретки подачі за допомогою пропорційного розподільника.

Всі налаштування пропорційних клапанів здійснюються автоматично, тобто без втручання оператора.

На рис. 3.20 показаний напрям руху сигналів в системі з пропорційним керуванням. Сигнал у вигляді напруги (зазвичай в діапазоні від -10В до +10В) подається на електронний підсилювач. Підсилювач перетворює цю напругу (вхідний сигнал) в струм (вихідний сигнал). Струм впливає на пропорційний електромагніт. Пропорційний електромагніт переміщує клапан. Виконавчий елемент перетворює енергію рідини в кінетичну енергію.

Напруга може мати безліч значень, відповідно швидкість і зусилля виконавчого елемента можуть налаштовуватися у широких межах.

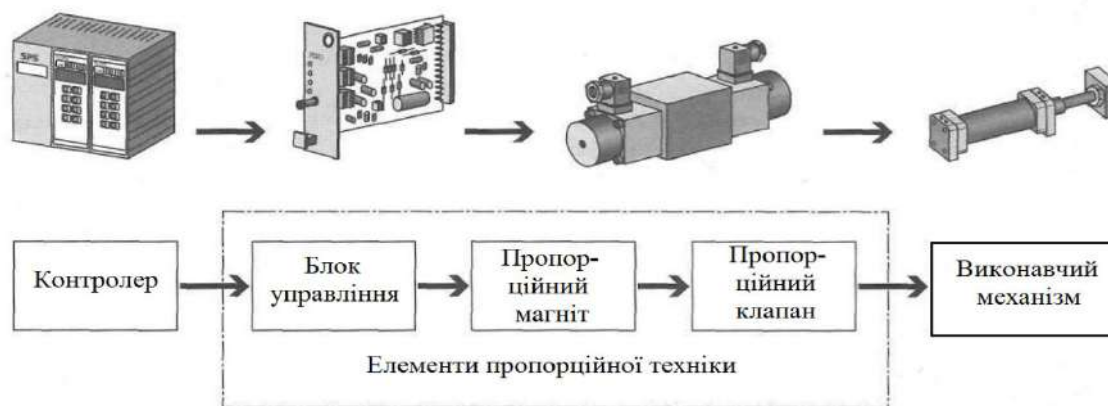


Рисунок 3.20 – Пропорційне керування апаратурою

На рис. 3.21 наведена схема, що забезпечує підтримку на розподільнику постійного перепаду тиску. Переливний клапан завжди пропускає на клапан-регулятор тиску в якості керуючого сигналу більший тиск. В клапанах з пілотним керуванням основний золотник переміщається під дією сил тиску рідини. Пропорційному електромагніту пілотного каскаду досить розвинути дуже незначне зусилля. Таким чином, можна керувати потужними потоками рідини, використовуючи невеликий електромагніт і споживаючи мінімум електричної енергії. Недоліком є додаткове споживання робочої рідини під тиском для пілотного керування.

Пропорційні розподільники прямої дії проектуються тільки на умовний прохід 10 мм і менше. При великих умовних проходах переважно використовується пілотне керування. Розподільники для великих витрат з великим умовним проходом можуть мати три або чотири каскади.

При використанні пропорційних регуляторів витрати і розподільників витрата (через них) залежить від двох чинників:

- площі отвору, що відкривається по керуючому сигналу;
- падіння тиску на самому апараті.

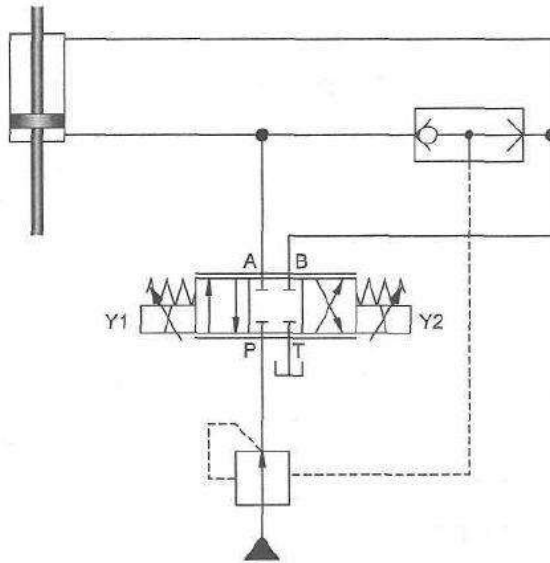


Рисунок 3.21 – Схема з постійним перепадом тиску на розподільнику

Щоб бути впевненим у тому, що витрата залежить тільки від значення керуючого сигналу, падіння тиску на управляючих кромках золотників слід підтримувати постійним. Це досягається застосуванням клапанів постійної різниці тиску і може бути реалізовано кількома шляхами:

- клапан постійної різниці тиску і керуючий золотник об'єднуються в єдиний клапан-регулятор витрати;
- обидва елементи сполучаються один з одним.

В клапанах з пілотним керуванням основний золотник переміщається під дією сил тиску рідини. Пропорційному електромагніту пілотного каскаду досить розвинути дуже незначне зусилля. Таким чином, можна керувати потужними потоками рідини, використовуючи невеликий електромагніт і споживаючи мінімум електричної енергії. Недоліком є додаткове споживання робочої рідини під тиском для пілотного керування.

3.5.2. Позиційні пневмоагрегати

Вимоги, що пред'являються до позиційних пневмоагрегатів. Відомі основні вимоги, що пред'являються до позиційних пневмоагрегатів:

- забезпечення заданих технічних характеристик, що визначаються технологічним процесом;
- простота виготовлення і економічність;
- висока надійність і безвідмовність роботи;
- можливість швидкого перепрограмування системи керування.

Проведені патентні дослідження, а також аналіз існуючих систем позиційних гідропневмоагрегатів, що застосовуються в технологічному обладнанні, показує, що обов'язковими структурними компонентами кожної такої системи є:

- виконавчий механізм, або пневмо- гідродвигун, який, в загальному випадку, може бути як поступального руху, так і обертальної дії;
- лінії керування, що включають розподільну апаратуру з комунікаційними каналами, при цьому, розподільні пристрої можуть бути як дискретними, так і аналоговими з пропорційним керуванням.

До особливостей систем позиційних пневмоагрегатів відносяться:

- по-перше, зниження сил тертя в робочих механізмах. Відомо, що однією з умов отримання задовільних динамічних і точностних характеристик є низьке тертя в рухомих елементах механізму;
- по-друге, підвищення швидкодії розподільних пристроїв, яка також суттєво впливає на точність і динамічні характеристики пневмоагрегатів. Крім того, слід зазначити, що відсутність в номенклатурі вітчизняних заводів пневморозподільної апаратури з пропорційним електричним керуванням, призводить до того, що зараз все більшого поширення набуває тенденція використання розподільної апаратури дискретної дії;
- по-третє, зниження схильності пневмоагрегата до коливань, обумовлених високою стисливістю робочого середовища.

Моделювання раціональних схемних рішень позиційних пневмоагрегатів. При розробці схем позиційних пневмоагрегатів проектувальники

стикаються з проблемою обмеженого вибору в номенклатурі вітчизняних заводів пневморозподільників з пропорційним електричним керуванням.

Тому в даний час найбільш перспективними виявилися системи пневмоагрегата з дискретно-аналоговим регулюванням, тобто такі, в яких необхідний аналоговий закон руху вихідної ланки забезпечується за допомогою дискретних розподільних пристроїв. Очевидна перевага таких систем в можливості їх відносно простої практичної реалізації.

Наприклад, може бути запропоноване наступне схемне рішення, засноване на використанні дискретних розподільних пристроїв (див. рис. 3.22).

Пневмоагрегат, відповідно до даної схеми, працює наступним чином. У вихідному положенні керуючі сигнали на виходах керуючого пристрою відсутні, всі розподільники відключені, і порожнини двигуна 101 і 102 замкнені, поршень 2 і шток 3 нерухомі.

По закладеній в керуючий пристрій 12 програмі керування на його виходах з'являються сигнали. Наприклад, при русі поршня 2 з висуненням штока 3, керуючі сигнали надходять в камеру керування 61, перемикаючи розподільник 51, а також в ті з камер керування 141, ..., 14_n, номери яких визначені керуючим пристроєм 12 за програмою для забезпечення заданого закону руху. При цьому канал живлення 71 розподільника 51 сполучається з його вихідним каналом 91, робоче середовище надходить в порожнину 101, тиск в ній зростає і поршень 2 зі штоком 3 починає рухатися. Робоче середовище з порожнини 102 надходить у вихідний канал 92 розподільника 52, канал скидання тиску 82 через ті з дроселів 181, ..., 18_{n-1} і пов'язаних з ними додаткових розподільників 131, ..., 13_n, які переключилися по сигналу, що надійшов в їх камери керування від керуючого пристрою 12.

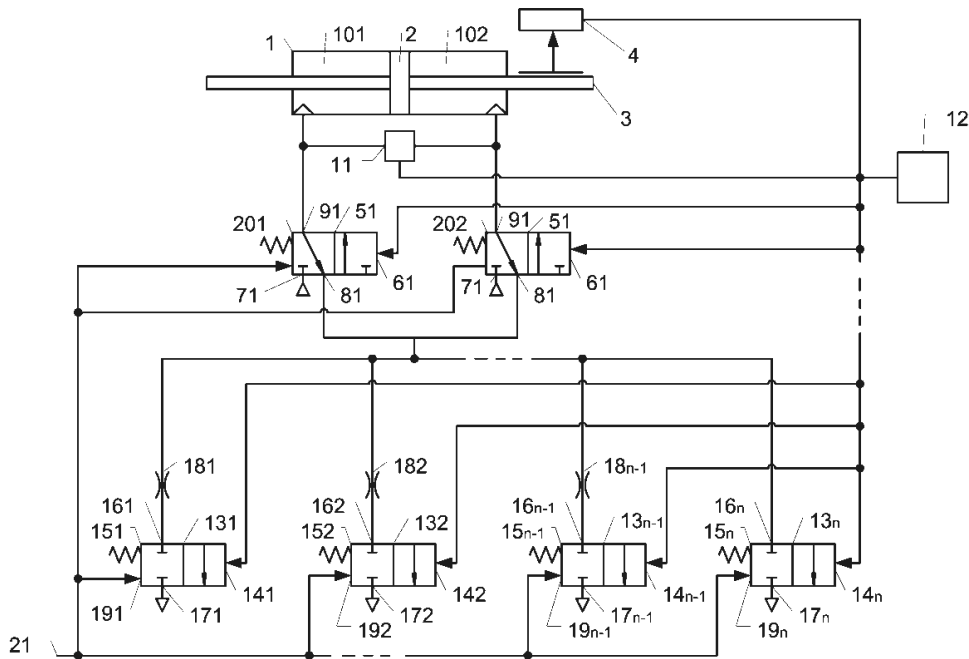


Рисунок 3.22 – Схема позиційного пневмоагрегата

В процесі переміщення штока 3 основні параметри руху (переміщення, швидкість) контролюються датчиком зворотного зв'язку 4, а перепад тисків між порожнинами 101 і 102 – датчиком тиску 11, інформація від датчиків надходить на входи керуючого пристрою 12. По закладеному в нього алгоритму керування рухом керуючий пристрій обробляє інформацію, що надходить і видає керуючі сигнали, переключаючи відповідні розподільники 141, ..., 14_n, при цьому відбувається зміна конфігурації лінії відведення робочого середовища з порожнини 102, а, отже, змінюється також і ефективна площа її прохідного перерізу. Тобто в розглянутому агрегаті керування параметрами руху здійснюється шляхом регулювання ефективної площі лінії відведення робочого середовища, а ефективна площа лінії підведення залишається постійною. Регулюючи таким чином кількість робочого середовища, що знаходиться в камері 102, можна регулювати і величину тиску, а, отже, і зусилля на поршні 2, тобто в підсумку керувати параметрами руху пневмоагрегата.

Для забезпечення зручності регулювання ефективної площі від пристрою керування, ефективні площі дроселів 181, ..., 18_{n-1} повинні бути об-

рані таким чином, щоб для різних комбінацій керуючих сигналів і відповідних їм перемикачів розподільників 131, ..., 13_n можна було б отримати найбільш рівнодискретну зміну ефективної площі лінії відведення, що дозволить забезпечити раціональне регулювання її ефективної площі. Для розглянутого пневмоагрегата число можливих сполучень, а, отже, і дискретних значень ефективної площі буде 2ⁿ. З теорії течії робочого середовища через складні опори відомо, що для паралельних ділянок витрати складаються. Лінія відведення може бути представлена як n паралельних гілок, при цьому найкраща дискретність регулювання витрати може бути забезпечена при виконанні співвідношень:

$$Q_1 : Q_2 : \dots : Q_n = 1 : 2 : \dots : 2^n, \quad (3.7)$$

де $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ – витрати через відповідні гілки. Якщо прийняти величину дискретності витрати, що дорівнює q , то тоді

$$Q_1 = q; \quad Q_2 = 2q; \quad \dots; \quad Q_n = q2^{n-1}.$$

Мінімальне значення витрати буде при відсутності керуючих сигналів – $Q_{\min} = 0$, максимальне – при всіх керуючих сигналах і включених розподільниках 131, 132, ..., 13_n:

$$Q_{\max} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n = q(2^n - 1).$$

Для отримання будь-якого проміжного значення витрати досить підібрати відповідне сполучення керуючих сигналів, що надходять від керуючого пристрою 12 до камер управління 141, ..., 14_n додаткових розподільників. При цьому, якщо має місце (3.7), то необхідне сполучення керуючих сигналів може бути отримане шляхом подання відповідної необхідної витрати у вигляді двійкового числа, причому, якщо значення розряду цього числа «1», то відповідний йому додатковий розподільник переключений, а якщо «0», то вимкнений; молодшому розряду двійкового числа відповідає стан розподільника 131, а старшому – 13_n.

Наприклад, припустимо, що $n = 4$, тоді $Q_{\max} = q(2^4 - 1) = 15q$. Припустимо, що керуючий пристрій 12 відповідно до закладених в нього алгоритму і програми керування, а також інформації, що надійшла від датчиків зворотних зв'язків, визначив, що в обраний момент часу величина витрат робочого середовища повинна складати $12q$. Уявімо це число в двійковій формі: 1100, що означає включення розподільників 134 і 133 і відключення 132 і 131.

Вибір числа n – кількості додаткових розподільників 131, ..., 13_{*n*} визначається вимогами до точностних характеристик агрегата. Чим більше n , тим більш плавно може регулюватися величина витрат і вище точність агрегата. Двійкове кодування сигналів демонструє велику зручність при використанні цифрової обчислювальної техніки в якості керуючого пристрою 12, тому що спрощує її стикування з керованими пристроями, включаючи необхідність установки цифроаналогових перетворювачів. Кожна з j -ї паралельних гілок може бути представлена у вигляді 3-х послідовно з'єднаних опорів, що мають ефективні площі f_p – розподільника 51 і 52, f_j – дроселя ($j = 1, \dots, n-1$), f_d – додаткового розподільника. Остання n -а гілка представлена 2-ма опорами f_p і f_d . Використовуючи формулу складання послідовних опорів, можна отримати, що ефективна площа j -ї гілки буде дорівнювати:

$$f_j^b = \frac{f_j \cdot f_p \cdot f_d}{\sqrt{f_j^2 \cdot f_d^2 + f_j^2 \cdot f_p^2 + f_p^2 \cdot f_d^2}}. \quad (3.8)$$

Витрата і ефективна площа гілки прямо пропорційно пов'язані між собою, враховуючи це, а також (3.7) можна записати:

$$f_j^b = \frac{f_n}{2^{n-j}}, \quad (3.9)$$

де f_n – ефективна площа n -ї гілки:

$$f_n = \frac{f_p \cdot f_d}{\sqrt{f_p^2 + f_d^2}}. \quad (3.10)$$

Підстановкою (3.10) в (3.9) і в (3.8), після нескладних перетворень одержуємо, що для забезпечення (3.7) значення ефективної площі j -го дроселя має бути вибрано по формулі:

$$f_j = \frac{f_p \cdot f_o}{\sqrt{(f_p^2 + f_o^2) \cdot [2^{2(n-j)} - 1]}}. \quad (3.11)$$

З метою підвищення надійності агрегата, наприклад, при виникненні аварійної ситуації, в пневмоагрегаті передбачений канал аварійної зупинки 21. При подачі сигналу по цьому каналу, він надходить в камери керування 151, ..., 15_n додаткових розподільників і – 201, 202 розподільників 51, 52. Завдяки наявності в цих камерах керування пружин, незалежно від наявності сигналів в протилежних їм камерах керування, відбувається перемикання всіх розподільників, і порожнини 101 і 102 замикаються, здійснюється гальмування поршня 2 зі штоком 3.

Установка в лініях відведення робочого середовища n додаткових розподільників 131, ..., 13_n з послідовно з'єднаними з ними дроселями 181, ..., 18_{n-1}, ефективні площі яких обрані спеціальним чином за формулою (3.11), дозволяє здійснити широкодіапазонне цифрове регулювання ефективних площ ліній скидання тиску.

До недоліку розглянутого схемного рішення можна віднести те, що при наявності витоків, які часто бувають на практиці, можливе виникнення «сповзання» вихідної ланки пневмоагрегата із заданої позиції, крім того, для циліндрів з одностороннім штоком або при наявності зовнішнього навантаження на шток виникають певні труднощі, пов'язані із забезпеченням збалансованого нерухомого положення поршня в циліндрі. Зазначених недоліків позбавлене схемне рішення (див. рис. 3.23), в якому також, як і в розглянутому вище, реалізується дискретно-аналоговий алгоритм керування, обидві схеми мають багато спільного.

Розглянутий пневмоагрегат містить напірну і зливну лінії, циліндр 1, встановлений в ньому з утворенням робочих порожнин 10₁ і 10₂ поршень 2

зі штоком 3, два керованих трилінійних двопозиційних розподільника 5_1 і 5_2 з пружинним поверненням, підключених до напірної й зливної ліній, дроселі $18_1, 18_2, \dots, 18_{n-1}$ і систему програмного керування, що включає керуючий пристрій 12, датчик перепаду тисків 11 в робочих порожнинах і датчик положення штока 4, при цьому керуючий пристрій 12 підключений до керуючих входів розподільників 6_1 і 6_2 .

Пневмоагрегат також оснащений пружними клапанами $13_1, 13_2, \dots, 13_n$, паралельно підключеними до зливної лінії кожного розподільника, їх керуючі входи $14_1, 14_2, \dots, 14_n$ пов'язані з керуючим пристроєм 12, кожен з клапанів з боку пружини оснащений керуючим входом аварійної зупинки $15_1, 15_2, \dots, 15_n$, а дроселі встановлені в лініях входу $16_1, 16_2, \dots, 16_{n-1}$ клапанів, при цьому число дроселів на один менше числа клапанів, а ефективні площі дроселів визначаються залежністю (3.11).

У вихідному положенні канали живлення розподільників 7_1 і 7_2 сполучені з їх вихідними каналами 9_1 і 9_2 , а канали скидання тиску 8_1 і 8_2 замкнені, причому пневмоагрегат також містить два гальмівних розподільника 20_1 і 20_2 з одностороннім керуванням і пружинним поверненням, виходи яких 21_1 і 21_2 з'єднані з каналами скидання тиску 8_1 і 8_2 розподільників 5_1 і 5_2 , а входи через зворотні клапани 22_1 і 22_2 – з магістраллю 7_3 і 7_4 , в кожній з 2-х ліній керування 23_1 і 23_2 гальмівних розподільників 20_1 і 20_2 встановлені послідовно елементи $\vee$ – 24_1 й 24_2 і $\vee$ – 25_1 й 25_2 так, що виходи елементів $\vee$ пов'язані з камерою керування гальмівного розподільника по лінії 23_1 і 23_2 , причому одні їх входи 26_1 і 26_2 з'єднані з виходами керуючого пристрою 12, а інші входи 27_1 і 27_2 – з виходами елементів $\wedge$ – 28_1 і 28_2 , при цьому перші входи елементів $\wedge$ – 29_1 і 29_2 з'єднані з каналом аварійної зупинки 19, а другі – 30_1 і 30_2 – з виходами керуючого пристрою 12 – 31_1 і 31_2 , з'єднаними з камерами керування розподільників 6_1 і 6_2 . У каналах живлення 7_1 і 7_2 встановлені зворотні клапани 22_3 і 22_4 .

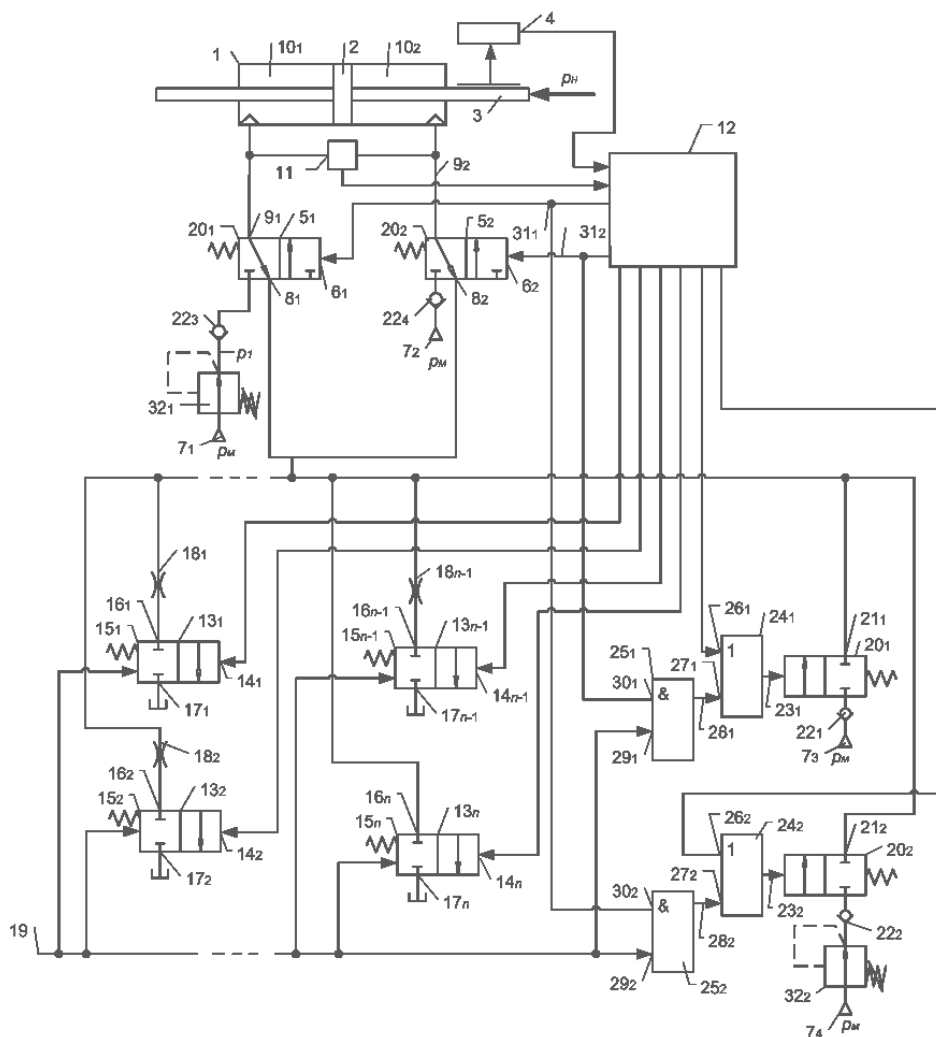


Рисунок 3.23 – Схема позиційного пневмоагрегата

Пневмоагрегат також може містити в каналі живлення 7₁ розподільника 5₁, вихід якого 9₁ з'єднаний з безштоковою порожниною циліндра 10₁, і в каналі живлення 7₄ гальмівного розподільника 20₂, вхід 30₂ елемента $\wedge - 25_2$ якого з'єднаний з камерою керування 6₁ розподільника 5₁, вихід якого 9₁ з'єднаний з безштоковою порожниною 10₁ циліндра 1, редукційні клапани 32₁ і 32₂, тиск настройки р₁ яких визначається за формулою:

$$p_1 = \frac{[p_H + p_a \cdot (F_1 - F_2) + p_M \cdot F_2]}{F_1},$$

де p_M і p_a – відповідно магістральний і атмосферний тиски, F_1 і F_2 – площі поршня в штоковій і безштоковій порожнинах, p_H – зусилля навантаження на штоку.

Пневмоагрегат працює наступним чином. У вихідному положенні керуючі сигнали на виходах керуючого пристрою 12 відсутні, всі розподільники відключені (див. рис. 2.6), і порожнини циліндра 10_1 і 10_2 сполучені через зворотні клапани 22_3 і 22_4 з магістраллю 7_1 і 7_2 . При цьому, якщо поршень 2 виконаний з двостороннім штоком 3 і навантаження на шток p_H відсутнє, то тиски робочого середовища в порожнинах 10_1 і 10_2 рівні між собою і дорівнюють магістральному тиску p_M . Наявність зворотних клапанів 22_3 і 22_4 підвищує жорсткість пневмоагрегата, оскільки перешкоджає перетіканню робочого середовища з порожнини циліндра в магістраль при підвищенні тиску в останній вище магістрального. При виникненні витоків робочого середовища з порожнин циліндра і падінні внаслідок цього тиску в порожнинах нижче магістрального відбувається автоматичне відновлення тиску за рахунок обраної схеми включення. Якщо поршень 2 виконаний з одностороннім штоком або на поршень 2 діє навантаження p_H , то для забезпечення збалансованого положення поршня в циліндрі двигуна 1 тиск робочого середовища у безштоковій порожнині 10_1 має бути менше тиску в штоковій порожнині 10_2 . У зв'язку з цим в каналі живлення 7_1 розподільника 5_1 встановлено редуційний клапан 32_1 , тиск настроювання якого p_1 може бути визначено з умови рівності зусиль, що діють з протилежних сторін на поршень 2:

$$p_1 \cdot F_1 = p_M \cdot F_2 + p_a \cdot (F_1 - F_2) + p_H,$$

де F_1 і F_2 – площі поршня в штоковій і безштоковій порожнинах, p_M і p_a – відповідно магістральний і атмосферний тиски, p_H – зусилля навантаження на шток. Звідки випливає:

$$p_1 = \frac{[p_H + p_a \cdot (F_1 - F_2) + p_M \cdot F_2]}{F_1}.$$

За закладеною в керуючий пристрій 12 програмою керування на його виходах з'являються сигнали. Наприклад, при русі поршня 2 з висуненням штока 3 керуючі сигнали надходять в камеру керування 6_2 , перемикаючи

розподільник 5_2 , а також в ті з камер керування $14_1, \dots, 14_n$, номери яких визначені керуючим пристроєм 12 за програмою для забезпечення заданого закону руху. При цьому розподільник 5_1 свого положення не змінює, а розподільник 5_2 перемикається під дією керуючого сигналу, що надходить по лінії керування 31_2 .

Вихідний канал 9_2 сполучається з каналом скидання тиску 8_2 , а також зі входами $16_1, 16_2, \dots, 16_n$, а потім і з вихідними каналами $17_1, 17_2, \dots, 17_n$ включених клапанів. Дроселювання робочого середовища, що надходить з порожнини 10_2 , здійснюється, таким чином, через обрану керуючим пристроєм 12 комбінацію паралельно включених дроселів $18_1, \dots, 18_{n-1}$.

Вибір керуючої комбінації здійснюється відповідно до керуючої програми з урахуванням інформації, що надходить від датчиків 4 і 11. Для зручності цифрового кодування ефективні площі дроселів обрані таким чином, щоб забезпечити співвідношення витрат в паралельних гілках $1:2: \dots :2^{n-1}$, за формулою:

$$f_j = \frac{f_p \cdot f_k}{\sqrt{(f_p^2 + f_k^2) \cdot [2^{2(n-j)} - 1]}},$$

де f_p, f_k – відповідно ефективні площі розподільників і клапанів; $j = 1, 2, \dots, n - 1$ – порядкові номери клапанів $13_1, 13_2, \dots, 13_n$.

З метою розширення діапазону регулювання значень витрати робочого середовища, зокрема, – в область негативних значень, тобто зміни напрямку витрати і таким чином, збільшення гальмівного зусилля, в пневмоагрегат встановлені два гальмівних розподільника 20_1 и 20_2 , канали живлення яких з'єднані з магістраллю 7_3 та 7_4 через зворотні клапани 22_1 та 22_2 . Схема керування гальмівними розподільниками зібрана таким чином, що розподільник 20_1 здійснює подачу робочого середовища в порожнину 10_2 , а розподільник 20_2 – в порожнину 10_1 . Це досягається за рахунок встановлених в лініях керування 23_1 та 23_2 елементів $\vee$ – 24_1 та 24_2 та $\wedge$ – 25_1 та 25_2 , необхідних для керування аварійною зупинкою за сигналом, що на-

дходить з каналу 19, а також за рахунок сигналів, що надходять від керуючого пристрою 12. Таке розподілення необхідне для випадку наявності навантаження на штоку двигуна, а також для виконання двигуна з одностороннім штоком. Сигнал від керуючого пристрою 12 вільно проходить на вхід одного з елементів $\vee$ – 24₁ або 24₂ і в лінію керування – 23₁ або 23₂. Сигнал аварійної зупинки пройде через той елемент $\wedge$ (а потім і через елемент $\vee$), на вході якого 30₁ або 30₂ буде сигнал. Так як вхід 30₁ з'єднаний з виходом 31₂, то сигнал аварійної зупинки включить гальмівний розподільник 20₁ в тому випадку, коли буде переключений розподільник 5₂ і аналогічно сигнал аварійної зупинки перемкне гальмівний розподільник 20₂ в тому випадку, коли буде переключений розподільник 5₁.

Встановлені в магістралях 7₁ і 7₂ зворотні клапани 22₃ і 22₄ виконують ту ж роль, що і клапани 22₂ і 24₁, тобто служать для підвищення жорсткості двигуна.

У тих випадках, коли на штоку двигуна є навантаження або двигун виконаний з одностороннім штоком, в магістралі живлення 7₄ встановлюється редукційний клапан 32₂, за своїми функціями аналогічний редукційному клапану 32₁. При цьому тиск настройки редукційного клапана 32₂ дорівнює тиску настройки редукційного клапана 32₁ і визначається за тією ж самою формулою. Гальмівні розподільники 20₁ і 20₂ мають такі ж умовні проходи, як і клапани, отже, вони одного типорозміру і такої ж швидкодії. Розподільники 5₁ і 5₂ мають істотно більші умовні проходи і, отже, менш високу швидкодію. Тому розподільники 5₁ і 5₂ служать для зміни напрямку руху поршня, а також для фіксації його в заданій позиції при відключенні керуючого пристрою 12. Клапани 13₁, 13₂, ..., 13_n і гальмівні розподільники 20₁ і 20₂ служать для регулювання параметрів робочого середовища в порожнині вихлопу в процесі руху за командами від керуючого пристрою 12. Висока швидкодія цих розподільників необхідна для забезпечення заданих за технологічним процесом параметрів руху вихідної ланки пневмоагрега-

та.

Наявність зв'язків робочих порожнин двигуна 10_1 і 10_2 з магістралями 7_1 і 7_2 в початковому положенні агрегата, реалізованих схемним шляхом, або з 7_3 і 7_4 – шляхом установки гальмівних 20_1 і 20_2 розподільників має істотне значення для підвищення надійності пневмоагрегата.

По-перше, це забезпечує початок процесу руху при одних і тих же тисках в порожнинах двигуна (або p_M і p_M , або p_1 і p_M), що важливо для повторюваності законів зміни параметрів руху.

По-друге, це дозволяє компенсувати витоки робочого середовища з порожнин двигуна, які часто можуть мати місце на практиці, тобто ліквідувати можливість «сповзання» вихідної ланки агрегата з заданої позиції.

Установка зворотних клапанів 22_1 , 22_2 , 22_3 і 22_4 підвищує жорсткість циліндра, тобто опірність до зміни зовнішнього навантаження і, отже, теж підвищує надійність пневмоагрегата. Встановлення у магістралях 7_1 і 7_4 редукційних клапанів 32_1 і 32_2 дозволяє розширити сферу застосування і зменшити габарити пневмоагрегата, оскільки забезпечує регулювання тиску робочого середовища в порожнинах циліндра з урахуванням навантаження на штоку і різниці площ поршня у штоковій і безштоковій порожнинах при односторонньому штоку, необхідну для збалансованого положення поршня 2 в циліндрі 1. Це особливо важливо, тому що на практиці часто застосовуються циліндри з одностороннім штоком, а також можлива наявність навантаження p_H .

Розглянуте схемне рішення, незважаючи на ряд своїх переваг, має і недоліки, обумовлені неможливістю з достатньою швидкістю компенсувати вплив зміни навантаження на поршні, в тому числі врахувати скачки тиску в живильній магістралі, в лінії скидання тиску, а також і зміни зовнішнього силового навантаження, яке додається до штоку агрегата.

3.6. Системи регулювання гідротурбін

Система управління частотою обертання ротора гідротурбіни (СУЧОР) включає позиціонування лопаток напрямного апарата і позиціонування лопатей робочого колеса в залежності від позиціонування лопаток напрямного апарата. Призначена для виконання таких основних функцій: пуск гідроагрегата (гідротурбіни і електрогенератора), при якому механізми приводяться в дію в потрібній послідовності: розворот лопатей робочого колеса, початок обертання гідроагрегата, синхронізація і підключення до мережі; робота на енергосистему великої потужності; робота на ізольоване (виділене) навантаження; усталена робота на холостому ході; робота при скидах навантаження з відключенням генератора від енергосистеми й ін. Значне місце в СУЧОР займають гідравлічні приводи, що представляють собою сукупність гідравлічних пристроїв, які забезпечують узгоджене виконання функцій з регулювання напрямного апарата і робочого колеса в поворотно-лопатевій гідротурбіні.

Аналітичний огляд і аналіз існуючих конструкцій. До 1961 р ВО ЛМЗ випускало тільки гідромеханічні регулятори двох типів: для радіально-осьових гідротурбін – РМ 100 (150) 2 і для поворотно-лопатевих гідротурбін – РКМ 100 (150). В гідромеханічних СУЧОР (рисунок 3.24) гідроприводи напрямного апарата і робочого колеса включають цілий ряд об'ємних гідравлічних пристроїв, що містять механічні та гідравлічні зворотні зв'язки, які в сукупності перетворюють вхідний керуючий сигнал у відповідне положення лопатки напрямного апарата і лопаті робочого колеса. У гідроприводі напрямного апарата золотник ($СЗ_1$) через важільні передачі пов'язаний зі штоком допоміжного сервомотора ($ДС_1$). Плунжери $СЗ_1$ і $ДС_1$ утворюють внутрішній контур гідроприводу напрямного апарата, в якому хід поршня $ДС_1$ пропорційний величині відхилення частоти

обертання ротора від заданої. Поршень ДС₁ виконаний диференціальним, і в його верхню порожнину підводиться робоча рідина (РР) під постійним тиском, а нижня порожнина управляється СЗ₁ (СЗ₁ пов'язаний з маятником основної системи). Коефіцієнт передачі від маятника до ДС₁ може регулюватися за рахунок зміни ЗЗ₁ (жорсткий зворотний негативний зв'язок за рахунок зміни плечей важеля, тобто механічний).

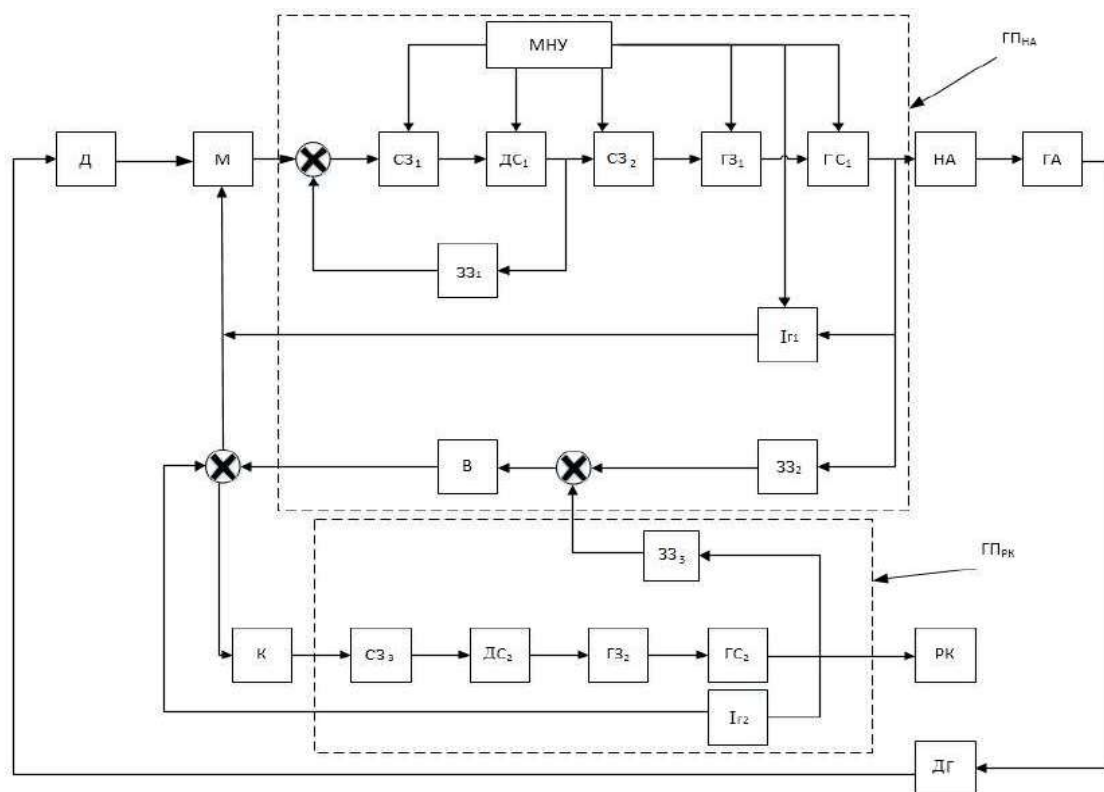


Рисунок 3.24 – Функціональна схема гідромеханічної СУЧОР поворотно-лопатевої гідротурбіни: МНУ – маслонапірна установка; СЗ₁, СЗ₂, СЗ₃ – спонукальні золотники; ДС₁, ДС₂ – допоміжні сервомотори; ГЗ₁, ГЗ₂ – головні золотники; ГС₁, ГС₂ – головні сервомотори; ІГ₁, ІГ₂ – ізодромні гідравлічні пристрої; ЗЗ₁-ЗЗ₃ – жорсткі зворотні зв'язки; К – комбінаторний пристрій; М – відцентровий маятник; Д – електродвигун; В – вимикач; ДГ – допоміжний генератор, що знаходиться на валу гідроагрегата (ГА); НА – напрямний апарат; РК – робоче колесо; ГПРК – гідропривід повороту лопатей робочого колеса; ГПНА – гідропривід повороту лопаток напрямного апарата.

Шток ДС₁ управляє другою внутрішньою підсистемою, що складається з головного золотника ГЗ₁, виконаного за одне ціле з головним сервомотором ГС₁, важеля і золотника СЗ₂. Діаметр верхнього пояска (тарілки) ГЗ₁ більше, ніж нижнього. У порожнину між цими поясками подається РР під тиском з маслонапірної установки МНУ, а верхня порожнина управляється СЗ₂. Величина зміщення золотника ГЗ₁ пропорційна ходу поршня ДС₁. ГЗ₁ управляє ГС₁ прямого апарата, від якого через тросову передачу здійснюється зворотний зв'язок ЗЗ₂ до валу вимикача. Кут повороту вимикача (В) пропорційний ходу поршня ГС₁ і НА. Для забезпечення стійкості системи регулювання і необхідної якості перехідних процесів встановлено ізодромний пристрій (ІГ₁), яке здійснює гнучкий зворотний зв'язок по положенню штока сервомотора ГС₁. Ізодромний пристрій виконаний у вигляді гідравлічного катаракта, який конструктивно поєднаний з маятником. Поршень катаракта через важільні передачі жорстко пов'язаний з валом вимикача.

Максимальна величина зміщення поршня катаракта, яка визначає коефіцієнт посилення катаракта (ізодромного зворотного зв'язку), може регулюватися за рахунок зміни плечей важеля.

Вимірювачем швидкості служить стрічковий ромбічний маятник, (конструктивно поєднаний з СЗ₁ і ІГ₁), що приводиться в рух електричним двигуном. Частота обертання двигуна пропорційна частоті обертання допоміжного електромотора, пов'язаного з ротором агрегата. Для створення жорстких зворотних зв'язків, що визначають постійну нерівномірність, або статизм, передбачена важільна передача, яка здійснює механічний зв'язок між кутом повороту вала вимикача і зміщенням голки маятника.

Розглянемо гідропривід робочого колеса (РК), керуючий лопатями РК. Зв'язок між кутом розвороту лопатей і відкриттям прямого апарата здійснюється за допомогою кулачка комбінатора (К) який за допомогою зубчастої передачі і тяги пов'язаний з валом. Кулачок через важільні

передачі управляє спонукальним $СЗ_3$ допоміжним $ДС_2$ і головним $ГЗ_2$ золотниками, а отже, головним сервомотором $ГС_2$ робочого колеса. Зворотний зв'язок з $ГС_2$ здійснюється за допомогою троса. Кулачок виконаний просторовим. Його профіль відповідає так званій комбінаторній залежності, що визначає оптимальний з точки зору ККД кут розвороту лопатей робочого колеса в залежності від величин відкриття напрямного апарата і напору робочої рідини. Для зміни швидкості та здійснення синхронізації генератора з енергосистемою служить механізм зміни швидкості (МЗШ). При опусканні $ГЗ_1$ поршень $ГС_1$ переміщається на закриття і прикриває напрямний апарат, зменшуючи потужність турбіни. Рух поршня $ГС_1$ триватиме до тих пір, поки $ГЗ_1$ не займе своє вихідне середнє положення. При зниженні швидкості процес відбувається в зворотному порядку.

В електрогідравлічному регуляторі швидкості, який почав випускатися ЛМЗ з 1970 року, цілий ряд функцій гідроприводу електрифіковано. Від спеціального тахогенератора (ТГ) (рисунок 3.25), що знаходиться на валу гідроагрегата, змінний струм частотою 50 Гц поступає на електричний вимірювальний елемент (ВЕ). Останній формує електричний сигнал, пропорційний відхиленню частоти струму електрогенератора від 50 Гц з відповідним знаком, який підсумовується з сигналом механізму зміни частоти (МЗЧ). Сумарний сигнал через фазочутливий випрямляч (ФЧВ) поступає на вхід електричного підсилювача (П). Сюди ж подається сигнал від електричного ізодрома (ІЕ).

Електричний сигнал постійного струму з виходу П поступає на вхід електрогідравлічного підсилювача типу сопло-заслінка. Будь-яке переміщення поршня ЕГП через систему важеля передається на спонукальний золотник ($СЗ_1$), який управляє допоміжним сервомотором (ДС).

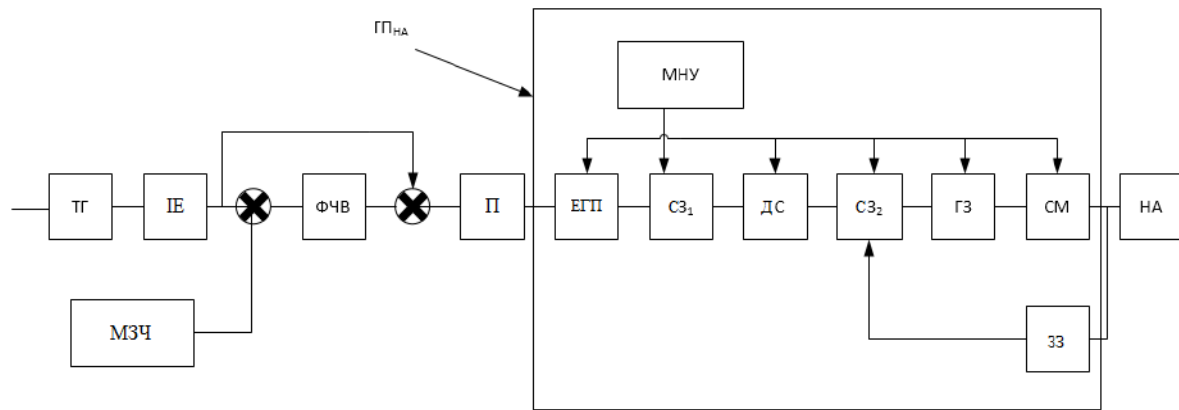


Рисунок 3.25 – Функціональна схема електрогідравлічної СУЧОР поворотно-лопатевої гідротурбіни: МНУ – маслонапірна установка; ТГ – тахометр; ІЕ – вимірювальний елемент; ФЧВ – фазочутливий випрямляч; П – підсилювач; Іе – електричний ізодром; ЕГП – електрогідравлічний підсилювач; ДС – допоміжний сервомотор; СЗ₁, СЗ₂ – спонукальні золотники; ГЗ – головний золотник; СМ – сервомотор; МЗЧ – механізм зміни частоти; ЗЗ – зворотний зв’язок; НА – напрямний апарат; ГП_{НА} – гідропривід повороту лопаток напрямного апарата.

Шток ДС через важелі обертає сельсини, які виробляють сигнали – один для створення ізодромного і жорсткого зворотного зв’язку, а інший для створення жорсткого зворотного зв’язку системи групового регулювання. Проміжний вал через важільні передачі пов’язаний зі спонукальним золотником СЗ₂, який управляє ГЗ сервомотора СМ напрямного апарата. Переміщення штока СМ за допомогою тросового зворотного зв’язку і важелів повертає плунжер ПЗ₂ у вихідне положення. Таким чином, СЗ₂ і ГЗ разом з СМ НА утворюють замкнену підсистему, і її положення в точності відповідає положенню поршня ДС.

Функціональна схема гідроприводу робочого колеса (на рисунку 3.25 не показана) така ж, як і на рисунку 3.24. Відмінність полягає в тому, що в даному випадку управління кулачком комбінатора К здійснюється від поршня ДС.

Таке рішення забезпечує більш високу чутливість регулятора. Слід зазначити, що в електрогідравлічному регуляторі, на відміну від гідромеханічних з відцентровим маятником, всі функції, пов'язані зі зміною частоти обертання валу гідроприводу повороту лопатей РК, зі створенням ізодромного зворотного зв'язку, з дією механізму зміни частоти і підсумовуванням сигналів регулювання, виконуються електричними пристроями. Сумарний електричний сигнал діє на вхідний каскад гідроприводу, а саме на ЕГП. Тут він спочатку перетворюється в пропорційне механічне переміщення його плунжера, а потім за допомогою декількох рівнів гідравлічного посилення (золотник-сервомотор) посилюється до величини, необхідної для управління РК.

Модифікація електрогідравлічної СУЧОР ВО «ЛМЗ» типу ЕДР-2П відрізняється від попередніх більш широким використанням засобів, пристроїв та апаратури, що випускається електротехнічною, електронною та приладобудівною промисловістю. На рисунку 3.26 зображена функціональна схема системи і механізмів формування керуючого сигналу цієї модифікації. На вхід подається задане значення регульованої частоти, за допомогою якого здійснюються необхідні зміни частоти обертання валу турбіни, що працює на холостому ході або на ізольоване навантаження.

Цей вхідний сигнал порівнюється з фактичною частотою на вихідному ланцюгу електрогенератора f_{Φ} (для цього використовуються вимірювальні трансформатори напруги і струму). Сигнал неузгодженості поступає на підсилювач Π_1 , інтегратор I_{Γ} , які пов'язані зворотним зв'язком з електричним ізодромом I_z . На виході I_{Γ} формується сигнал завдання на зміну положення лопаток напрямного апарата. На суматорі (С) цей сигнал завдання порівнюється з сигналом фактичного положення штока СМ напрямного апарата.

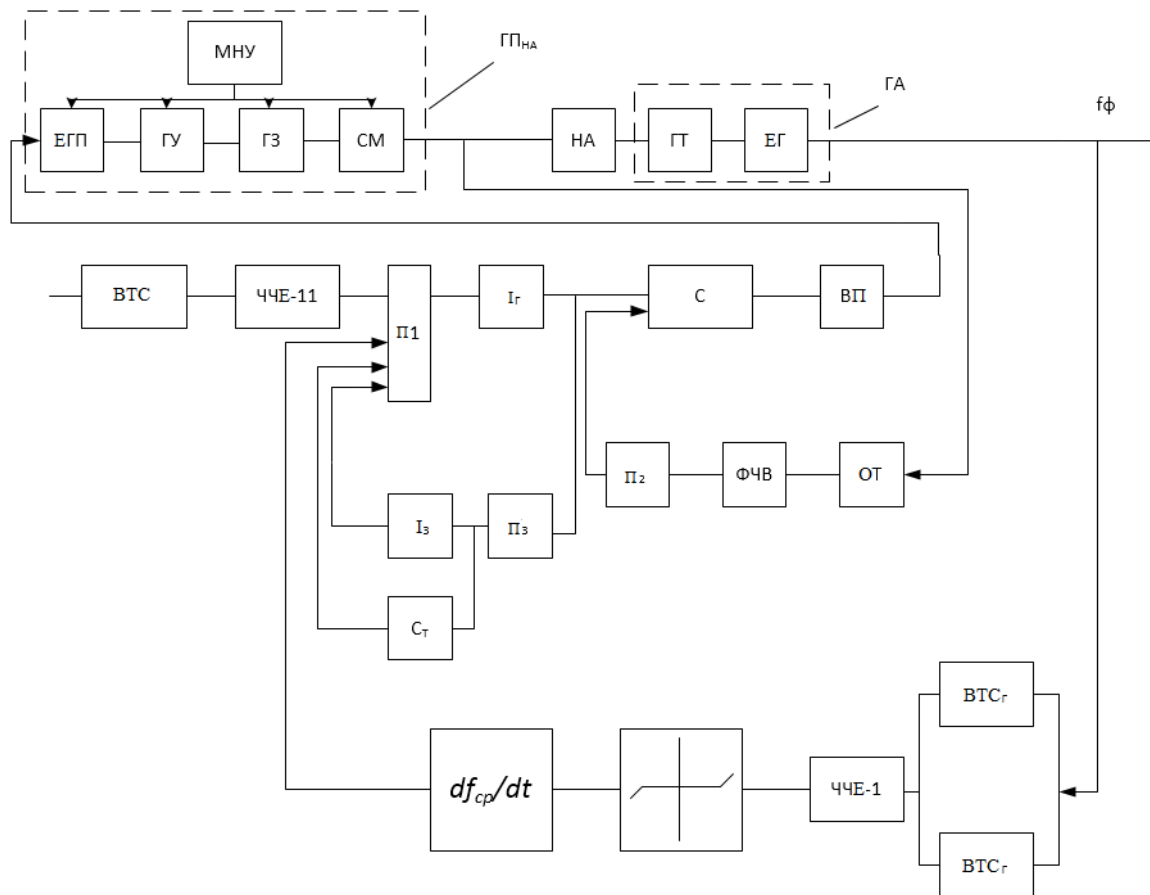


Рисунок 3.26 – Функціональна схема електрогидравлічної СУЧОР нової модифікації: МНУ – маслонапірна установка; Іг – головний інтегратор; ВТСг, ВТНг – вимірювальні трансформатори струму і напруги; ЧЧЕ-1, ЧЧЕ-2 – частотно-чутливі елементи; П1, П2, П3 – підсилювачі; ВП – вихідний підсилювач; ЕГП – електрогидравлічний перетворювач; Із – ізодром; Ст – пристрій зміни статизму; ЕГ – електрогенератор; ОТ – обертовий трансформатор; ГТ – гідротурбіна; С – суматор; НА – напрямний апарат; ГПРК – гідропривід повороту лопатей робочого колеса; ГПНА – гідропривід повороту лопаток напрямного апарата; ГА – гідроагрегат.

Сигнал неузгодженості поступає на ЕГП, що спричиняє переміщення золотника ГЗ, отже, і СМ до тих пір, поки не буде відпрацьоване відхилення частоти, що з'явилося. Функціональна схема гідроприводу робочого колеса (на рисунку 3.26 не показана) така ж, як і на рисунку 3.24.

Порівнюючи рисунок 3.26 з рисунком 3.25 і рисунком 3.24, видно, що особливостями модифікації є: інший спосіб вимірювання фактичної частоти

обертання, інші пристрої перетворення керуючого сигналу на гідропривід і зменшення числа елементів, що входять до його складу. До недоліків наведених схем слід віднести громіздкість конструкції, неможливість автоматизації процесів системи управління.

Сучасний стан розвитку системи управління частотою обертання турбіни. Подальший розвиток обчислювальної техніки, засобів автоматики, елементної бази гідрообладнання і теорії автоматичного управління дозволило перейти до розробки і створення більш досконалих систем регулювання гідротурбінами і її складових: гідроприводу повороту лопатей робочого колеса і гідроприводу повороту лопаток напрямного апарата.

Теоретичні основи розрахунків, які використовуються в алгоритмах для регулювання гідротурбін наведені в літературі.

На рисунку 3.27 зображена функціональна система комп'ютерної СУЧОР гідротурбіни, розроблена консорціумом «Регулятор» (Україна, Харків) спільно з фірмою ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль). Подібні системи розроблені фірмами Wood word (США), Va Tech (Австрія), Voith Siemens (Німеччина).

Як зазначалося раніше сучасна тенденція розвитку систем управління гідротурбінами СУЧОР пов'язана з введенням в їх склад комп'ютерів. Це дозволяє значно скоротити кількість гідроапаратів, механічних елементів (тросів, важелів, кулачків й ін.) і передати їх функції електротехніці, керуючій електроніці, програмному математичному забезпеченню ЕОМ. Хоча ця глава присвячена аналізу гідроприводу повороту лопатей робочого колеса (однієї з двох головних складових СУЧОР), вона не може бути не пов'язана з чітким уявленням про функціонування системи в цілому. Тому принципова гідросхема буде розглядатися в цілому.

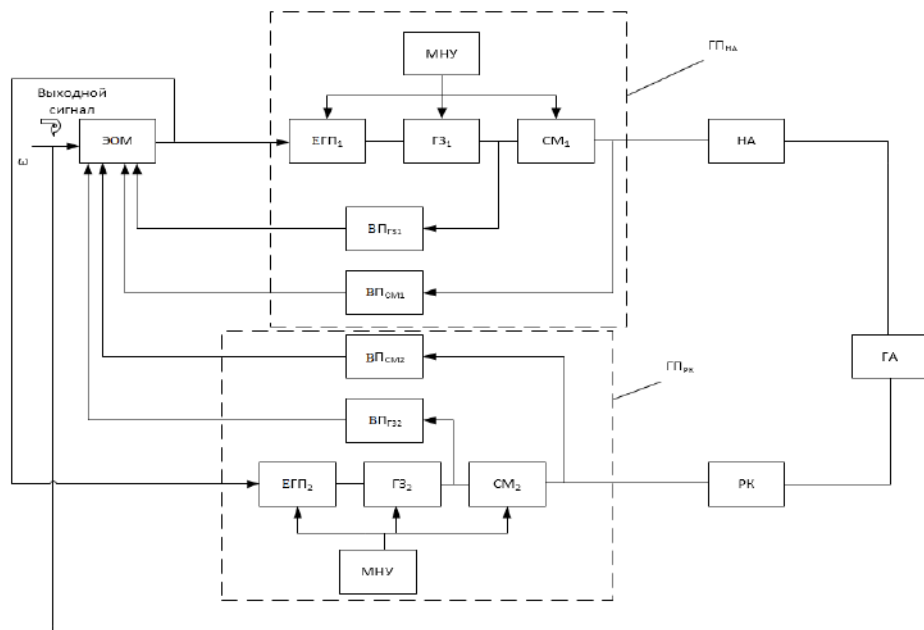


Рисунок 3.27 – Функціональна схема комп’ютерної СУЧОР: ВПГЗ1, ВПГЗ2, ВПСМ1, ВПСМ2 – вимірювальні перетворювачі положення відповідно головного золотника і сервомотора; МНУ – маслонапірна установка; ЭОМ – електронна обчислювальна машина; СМ1, СМ2 – сервомотори; ЕГП1, ЕГП2 – електрогідравлічні перетворювачі; ГЗ1, ГЗ2 – головні золотники; НА – напрямний апарат; РК – робоче колесо; ГА – гідроагрегат; ГПРК – гідропривід повороту лопатей робочого колеса; ГПНА – гідропривід повороту лопаток напрямного апарата.

Якщо на рисунку 3.27 дроселюючі розподільники, що входять до складу гідроприводів СУЧОР (ГПНА і ГПРК), позначені через ГЗ1 і ГЗ2, як на попередніх функціональних схемах, то на принциповій схемі комп’ютерної системи вони позначаються через РЗ1 і РЗ2. Винятком в принциповій схемі СУЧОР (рисунок 3.28) є термін сервомотор – це гідроциліндр з літерним позначенням Ц.

Будова і принцип роботи СУЧОР, її загальна характеристика.

Гідравлічна схема СУЧОР включає два дроселюючих гідророзподільника РЗ1 і РЗ2, що служать для приводу сервомоторів СМ1 напрямного апарата і СМ2 розвороту лопатей робочого колеса гідротурбіни відповідно.

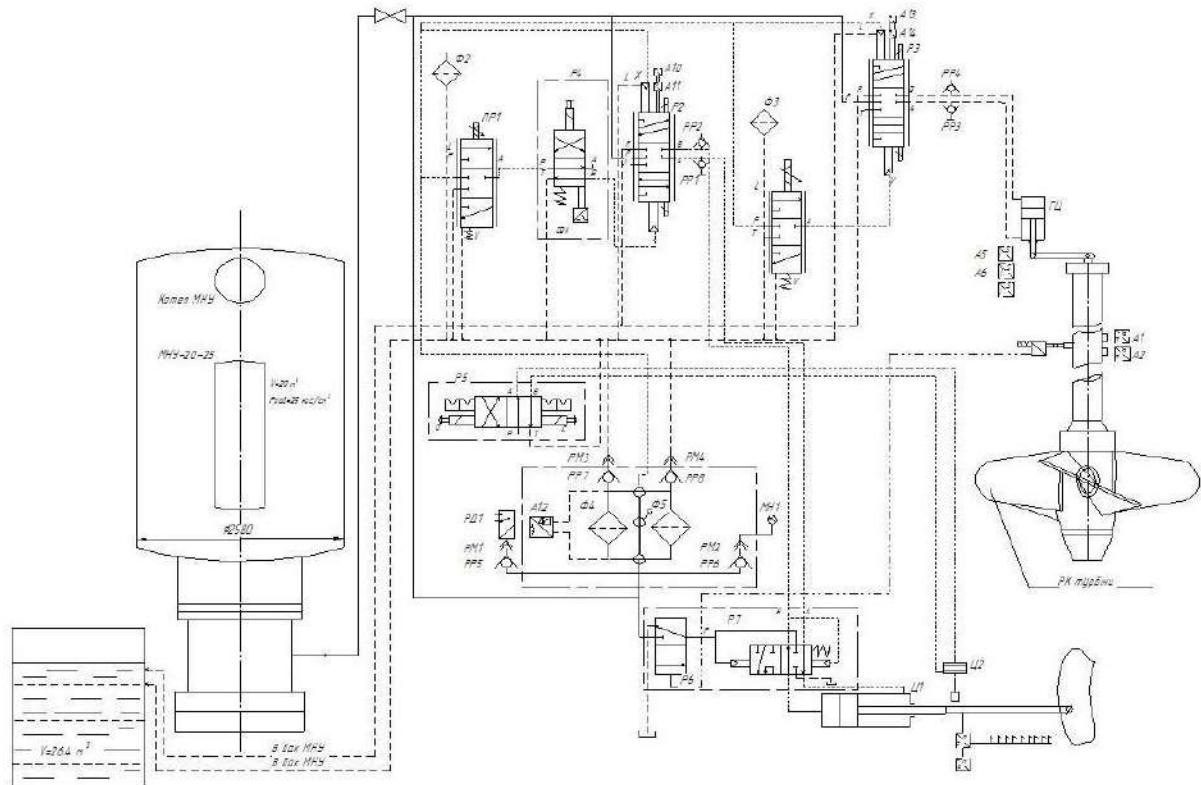


Рисунок 3.28 – Схема гідравлічна принципова

Електрогідроперетворювачі ЕГП₁ і ЕГП₂ (з пропорційним управлінням) служать для управління гідророзподільників РЗ₁ і РЗ₂ відповідно. Зазначені вище гідроапарати в комплексі з гідророзподільниками з електроуправлінням Р₃ і Р₄, здвоєним фільтром Ф1, реле тиску РТ1, манометром МН1, повітряним фільтром Ф2 і трубопроводами високого тиску, зливу і дренажу розміщені в гідравлічній шафі й забезпечують разом з гідромеханічним пристроєм аварійного захисту і комплектом вимірювальних перетворювачів (датчиків) частоти обертання валу турбіни, положення поршня сервомотора СМ1 напрямного апарата ВП₁ і ВП₂, сервомотора СМ2 робочого колеса ВП₃ і ВП₄ функціонування гідротурбіни.

Масло від напірної установки МНУ постійно подається через фільтр Ф1 до верхніх керуючих камер (х) гідророзподільників РЗ1 і РЗ2. Вихідний канал (А) ЕГП1 може сполучатися з нижньою керуючою камерою (у) гідророзподільника РЗ1 через гідророзподільник РЗ. Вихідний канал (А)

ЕГП2 постійно сполучений з нижньою камерою (у) гідророзподільника Р32. Всі дренажні лінії L , витоки R і зливу T з гідроапаратів зведені за допомогою трубопроводів в єдину дренажну магістраль, яка сполучається з атмосферою за допомогою повітряного фільтра Ф2. Основний потік робочої рідини подається гідророзподільникам Р31 і Р32 безпосередньо з МНУ (канали p). Трубопроводи (а) і (b) від Р31 приєднані до сервомотора СМ1 прямого апарата через золотник аварійного закриття, трубопроводи (а) і (b) від головного гідророзподільника Р32 приєднані до сервомотора СМ2 гідроприводу розвороту лопатей робочого колеса. Зливні канали (L) і (T) обох гідророзподільників з'єднані трубопроводом з баком МНУ. Для вимірювання тиску в напірних трубопроводах (а) і (b) встановлені контрольні точки тиску РР1 і РР2, РР3 і РР4.

Для забезпечення безперервного надходження до ЕГП1 і ЕГП2 очищеної від забруднення робочої рідини служить здвоєний фільтр Ф1. Фільтроелементи здвоєного Ф1 можуть по черзі замінюватися при надходженні сигналу про забрудненість, що спричиняється зростанням перепаду тисків між входом і виходом фільтра. Електросигналізатор РС спрацьовує при досягненні перепаду тисків порядку 0,16 МПа. На корпусі фільтру може встановлюватися також візуальний індикатор забрудненості. Для зміни одного з фільтроелементів служить золотник з поворотним руків'ям, розташований в корпусі фільтра. З метою випуску повітря з порожнини замінюваного фільтроелемента служать контрольні точки тиску, які за допомогою перехідних муфт, забезпечують сполучення порожнини фільтра з дренажною магістраллю.

Дискретно-аналогові системи управління. Гідропривід прямого апарата. Для забезпечення управління гідророзподільником Р31 постійно подається електроживлення:

– на магніт «0» гідророзподільника Р4. При цьому золотник останнього зміщується вправо і РР від каналу (p) подається через канал (b)

до гідроциліндра Ц стопора С2, забезпечуючи розфіксацію сервомотора СМ1 напрямного апарата;

– на магніт гідророзподільника Р3, внаслідок чого його золотник переміщається вправо. При цьому канал (а) ЕГП1 сполучається з керуючим каналом (у) гідророзподільника Р31. За допомогою ЕГП1 забезпечується подача управління в канал (у) або його сполучення з дренажем (Т).

При зміщенні золотника електрогідроперетворювача ЕГП1 вниз відбувається сполучення каналів (р), (а) і (у), завдяки чому золотник Р31 піднімається вгору, і РР по трубопроводу (а) поступає через золотник аварійного закриття (ЗАЗ, на схемі не показаний) до сервомотора СМ1 на відкриття напрямного апарата. Зміщення золотника ЕГП1 вгору призводить до сполучення його каналу (а) і, відповідно, каналу (у) з дренажем (Т). При цьому золотник Р31 опускається вниз, і РР по трубопроводу (b) поступає через ЗАЗ до сервомотора СМ1 напрямного апарата, забезпечуючи його закриття. Злив РР з СМ1 здійснюється по трубопроводах R і T в бак МНУ.

Екстрене і аварійне закриття напрямного апарата забезпечується при досягненні максимальної частоти обертання валу гідротурбіни.

При цьому відбувається зміщення ролика і відповідно ЗАЗ в ліве положення, його канал (а) і канал (у) гідророзподільника Р31 сполучаються з дренажем, золотник Р31 зміщується вниз і відбувається закриття напрямного апарата. Зміщення ЗАЗ дублюється замиканням і фіксацією відповідного електроконтакта, сигнал якого може бути використаний для виключення ЗАЗ.

Гідропривід повороту лопатей робочого колеса. МНУ як джерело гідравлічної енергії і фільтр Ф1 є загальними для обох гідроприводів. Управління розворотом лопатей робочого колеса забезпечується шляхом подачі керуючого дії на ЕГП2. Зміщення золотника останнього вниз призведе до подачі тиску до камери (у) Р32, зміщення його золотника вгору

і, завдяки цьому, надходження робочої рідини до порожнини А сервомотора СМ2 на розворот лопатей робочого колеса.

У таблиці 3.16 показані стани ЕГП1 і ЕГП2, РЗ1 і РЗ2, СМ1 і СМ2 при відкритті й закритті лопаток напрямного апарата і повороту лопатей робочого колеса при включенні електромагнітів РЗ, Р4 гідророзподільників РПЗ і РП4.

Таблиця 3.16 – Включення електромагнітів гідророзподільників РПЗ і РП4, положень золотників електрогідравлічних перетворювачів ЕГП1 і ЕГП2, положень золотників розподільників РЗ1 і РЗ2 при відкритті й закритті напрямного апарата і повороту лопатей робочого колеса

Увімкнення	Дія від увімкнення електромагніта «0» Р4			Увімкнення	Дія від увімкнення електромагніта Р3		Переміщення золотників ЕГП1, ЕГП2	Переміщення золотників РЗ1, РЗ2	Робота сервомоторів СМ1, СМ2
	1	2	3		1	2			
Електромагніт «0» Р4	Зміщення золотника Р4 вправо	Подача РР на Ц стопора С2	Розфіксація СМ1 НА	Електромагніт Р3	Зміщення золотника Р3 вниз	Сполучення каналу А з керуючою камерою у РЗ1	Вниз ЕГП1	Вгору РП1	СМ1 на відкриття НА
							Вгору ЕГП1	Вниз РП1	СМ1 на закриття НА
-/-	-/-	-/-	-/-	-/-	-/-	-/-	Вниз ЕГП2	Вгору РЗ2	СМ2 розвернення лопатей РК
							Вгору ЕГП2	Вниз РЗ2	СМ згорання лопатей РК

При зміщенні вгору золотника ЕГП2 нижня камера (у) РЗ2 буде сполучена з дренажем і золотник опуститься вниз, що забезпечить надходження РР до порожнини В СМ2 на закриття лопатей робочого колеса.

У комп'ютерній СУЧОР в порівнянні з попередніми її системами значно зменшене число гідропрстроїв, майже виключені важелі і троси для формування місцевих і головних зворотних зв'язків, в тому числі й ізодромного. Золотникові розподільники і сервомотори представляють собою окремі гідравлічні пристрої, а не суміщені конструкції як в

гідромеханічних і електрогідравлічних регуляторах. Зворотні зв'язки виконані за допомогою електричних вимірювальних перетворювачів (датчиків). Керуюча дія на вхід системи, прийом і перетворення сигналів з датчиків $\Pi_{ГЗ}$ і $\Pi_{СМ}$, підсумовування, відповідне перетворення і формування зовнішніх і внутрішніх жорстких і гнучких зворотних зв'язків, формування і розрахунок оптимальної комбінаторної залежності, подача сигналів управління на входи ЕГП, виконуються відповідним програмним забезпеченням ЕОМ.

На рисунку 3.29 наведена структура програмного забезпечення СУЧОР, встановленого на поворотно-лопатевій гідротурбіні Кременчуцької ГЕС.

У програмному забезпеченні СУЧОР (див. рисунок 3.29) передбачено:

- розрахунок оптимальної комбінаторної залежності на основі значень потужності електрогенератора і напору. При цьому формуються сигнали неузгодженості $\Delta u_{РК}$ і $\Delta u_{НА}$ положення штоків СМ1 і СМ2;
- управління рівнем з підключенням ПП-регулятора, на виході якого формується задання витрати;
- управління витратою робочої рідини, при якому проводиться розрахунок витрати на основі положень штоків СМ1 і СМ2, напору H , частоти обертання ротора турбіни. Різниця задання витрати поступає на ПП-регулятор, вихідний сигнал якого впливає на вибір режиму роботи турбіни;
- управління відкриттям напрямного апарата і робочого колеса, і швидкістю їх руху засновані на заданні вибору режиму управління з урахуванням зони нечутливості, постійного статизму. Вибір режиму управління завершується з перетворенням сукупності всієї інформації за допомогою ПІД-регулятора;
- визначення обмеження на відкриття напрямного апарата і робочого колеса, закриття напрямного апарата, введення комбінаторної залежності і роз'єднання її;

– в завершенні виконання відпрацювання сигналів неузгодженостей Δu_{PK} і Δu_{HA} , тобто завершити процес позиціонування штоків СМ1 і СМ2, а отже, заданого відкриття напрямного апарата і робочого колеса.

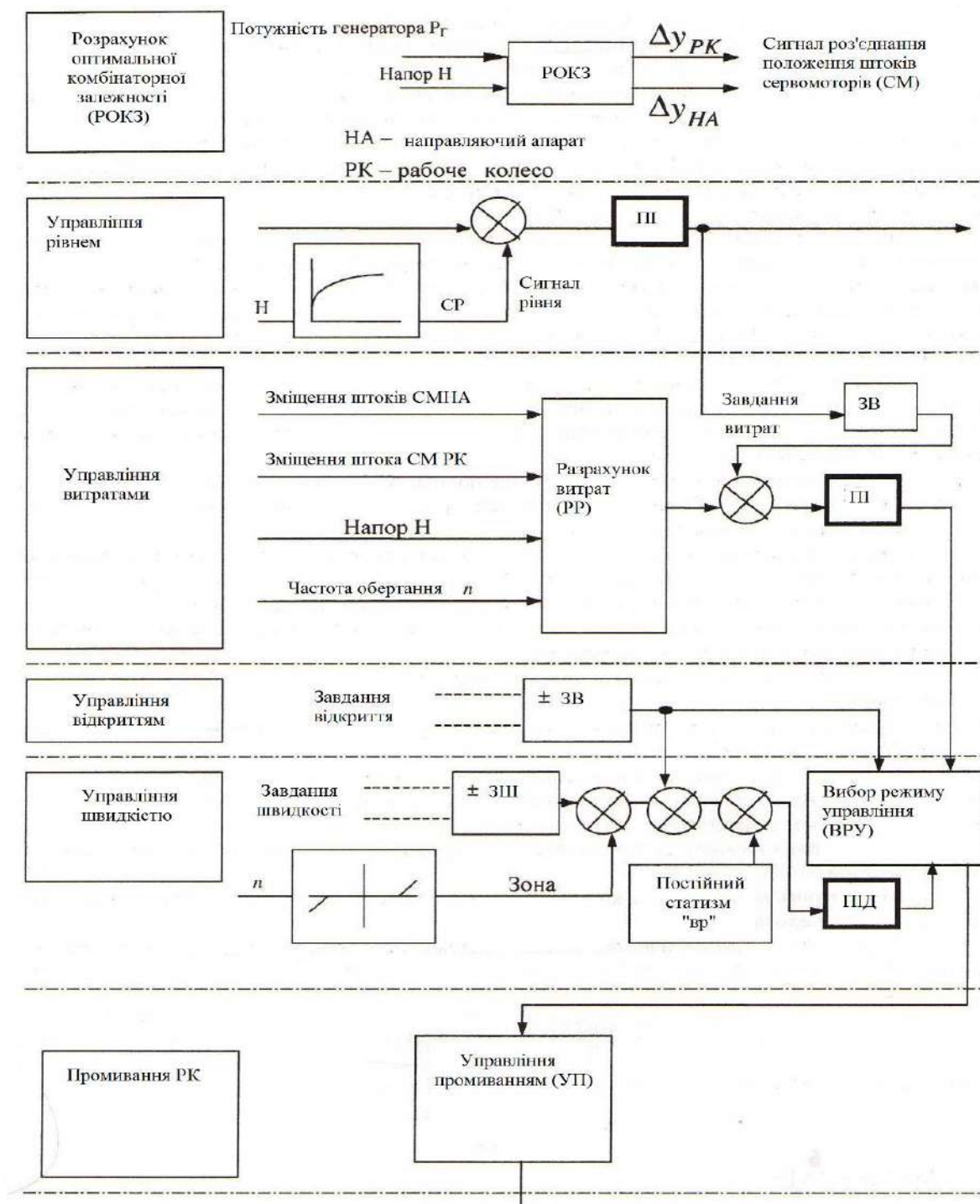


Рисунок 3.29 – Структура програмного забезпечення СУЧОР

Тут для покращення динаміки передбачені НД-регулятори і ГЗЗ, коефіцієнти каналів побудови ПД-регулятора, ГЗЗ і ЖЗЗ слід визначати або експериментально (досить важко), або математичним моделюванням на ЕОМ за допомогою сучасних пакетів VisSim, Simulink, SiAM.

Таким чином, з рисунку 3.30 видно, що програмне забезпечення взяло на себе практично більшість функцій, які на попередніх системах виконувалися механічними і гідравлічними пристроями, тобто апаратно. Необхідно враховувати, що розробці програмного забезпечення передуює широкий комплекс досліджень динамічних характеристик гідроприводів системи і аналіз накопичених результатів досліджень динамічних характеристик гідротурбіни з гідромеханічними і електромеханічними системами.

На рисунку 3.31 приведена принципова схема регулятора швидкості турбіни.

У схемі встановлені гідророзподільники з пропорційним управлінням необхідні для управління сервомоторами прямого апарата і розвороту лопатей робочого колеса.

Встановлені датчики положення штока сервомотора формують зворотний зв'язок, для побудови автоматичної системи управління.

Також у схемі встановлений гідророзподільник аварійної зупинки і захисний клапан для протирозгінного пристрою.

Система оснащена спареним блоком фільтрів для очищення робочої рідини і необхідною кількістю тестових точок для діагностики тиску в окремих елементах схеми.

Розглянемо принципову схему. Схема побудована аналогічно схемам розглянутим раніше, конструктивною особливістю є наявність гідропневмоакумуляторів для згладжувань пульсацій тиску в напірній магістралі і можливістю їх функціонування при виникненні аварійного режиму при експлуатації гідроагрегата.

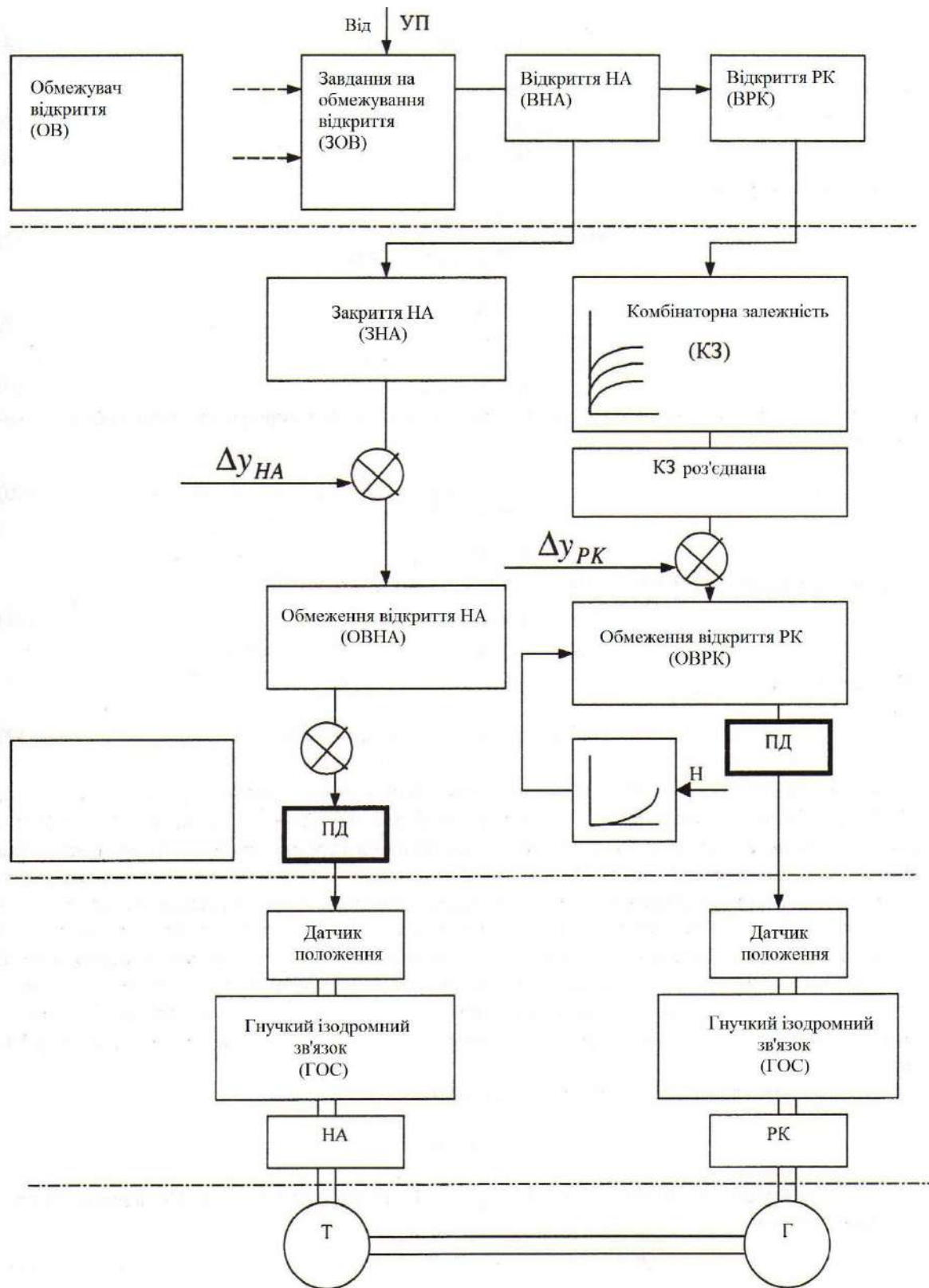


Рисунок 3.30 – Структура програмного забезпечення СУЧОР: ПІ – пропорційно-інтегральний закон, ПД – пропорційно-диференціальний закон; ПІД – пропорційно-інтегрально-диференціальний закон

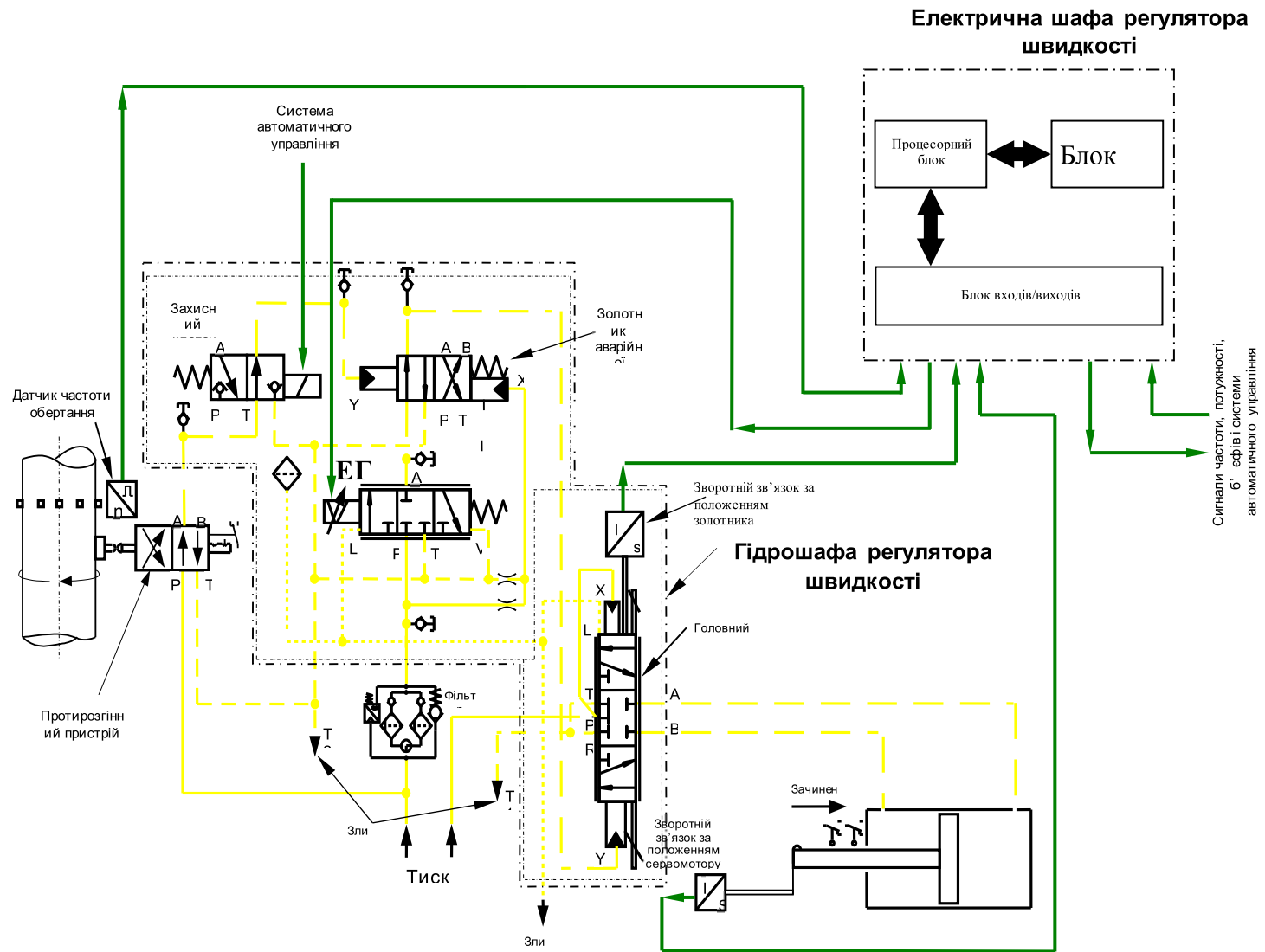


Рисунок 3.31 – Принципова схема регулятора швидкості турбіни

Дискретні системи управління. Представляє практичний інтерес реалізація принципової схеми приводу для управління частотою обертання гідротурбіни із застосуванням дискретного і дискретно-аналогового управління, яке дозволяє синтезувати гідропневмоприводи з високою точністю позиціонування, без застосування дорогих гідророзподільників з пропорційним управлінням.

На рисунку 3.32 представлена принципова схема пневмопривода (а.с. СРСР №1145175). Вона містить пневмоциліндр 1 з встановленим в ньому поршнем 2 зі штоком 3 з утворенням робочих порожнин 4 і 5. Порожнина 4 сполучена з джерелом 6 живлення через нормально відкриті лінії 7 і 8 дроселюючого двопозиційного пневморозподільника 9, а через нормально закриту лінію 10 – з атмосферою. Робоча порожнина 5 з'єднана з керуючою камерою 11 пневморозподільника 9 і виходом 12 переривача 13 потоку, виконаного у вигляді ряду дроселюючих двопозиційних трилінійних пневморозподільників 14-16, кожен з яких підпружинений і встановлений з можливістю взаємодії з кулачками 17-19, виконаними на штоку 3, через відповідні штовхачі 20-22. Пневморозподільники 14-16 виконані з нормально-закритими лініями 23-25 відповідно, підключеними до джерела 6 живлення, і нормально відкритими лініями 26-31 відповідно, з'єднаними послідовно між собою, причому лінія 26 підключена до входу 32 переривача потоку 13, а лінія 31 – до виходу останнього. Вхід 32, а також входи 33-35 переривача 13 потоку пов'язані з пневмолініями управління 36-39. Крім того, пневморозподільники 14-16 забезпечені керуючими камерами 40-42 відповідно і пружинами 43-45, встановленими з боку штовхачів 20-22, а пневморозподільник 9 забезпечений пружиною 46. Керуючі камери 40-42 підключені до пневмоліній 37-39 управління через відповідні входи 33-35 переривача 13 потоку. Проміжні позиції поршня 2 пневмоциліндра 1 позначені на рис. 3.32 відповідно I, II, III, IV, V.

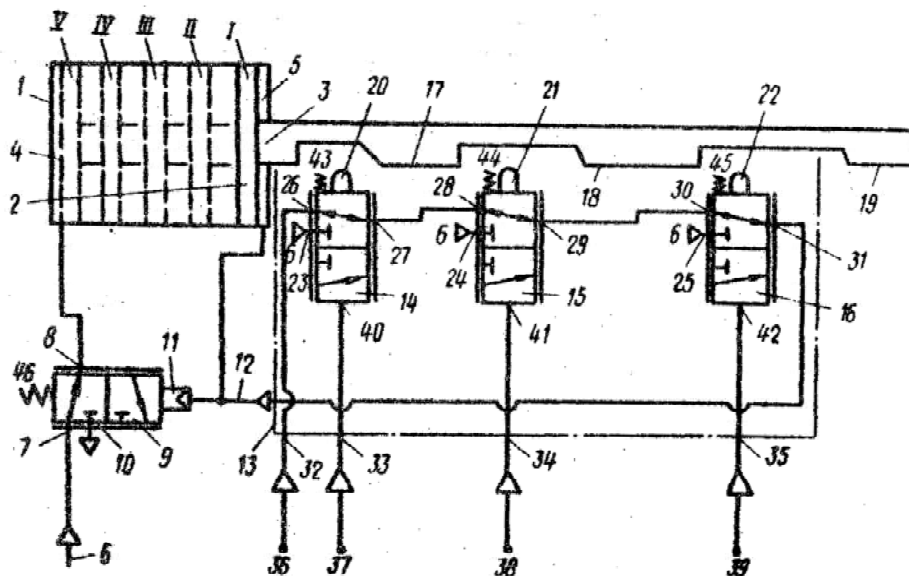


Рисунок 3.32 – Позиційний пневмопривід з упорами

Пневмопривід працює наступним чином.

При відсутності сигналів на входах 32-35 переривача потоку 13 пневморозподільники 14-16 під дією пружин 43-45 знаходяться в положенні, показаному на кресленні. При цьому робоча порожнина 5 з'єднує через вихід 12, пневморозподільники 16, 15, 14 і вхід 32 з атмосферою, оскільки сигнал в пневмолінії 36 управління відсутній. Поршень 2 пневмоциліндра 1 знаходиться в позиції І.

При надходженні командного сигналу на вхід 33 по пневмолінії 37 управління пневморозподільник 14 перемикається. При цьому його штовхач 20 починає взаємодіяти зі штоком 3 і далі з його кулачком 17. Робоче середовище від джерела живлення 6 по лініях 23, 27, 28, 29, 30 і 31 поступає на вихід 12 переривача потоку 13, а потім в керуючу камеру 11 пневморозподільника 9 і робочу порожнину 5 пневмоциліндра 1. Пневморозподільник 9 перемикається і з'єднує робочу порожнину 4 пневмоциліндра 1 з атмосферою. Поршень 2 під дією перепаду тиску в робочих порожнинах 4 і 5 переміщається до тих пір, поки на штовхач 20 діє кулачок 17 штока 3. В результаті вказаної дії зменшується рівень енергії, що

поступає в робочу порожнину 5 і керуючу камеру 11 пневморозподільника за рахунок дроселювання робочого середовища на пневморозподільнику 14. При цьому через падіння тиску в керуючій камері 11 під дією зусилля з боку пружини 46 пневморозподільник 9 повертається у вихідне положення, що призводить до зростання рівня енергії, що поступає в робочу порожнину 4. Перехідний процес не припиняється до тих пір, поки перепад тиску в робочих порожнинах 4 і 5 не забезпечить позиціонування поршня 2 зі штоком 3 в позиції II. Для переміщення поршня 2 в позицію III необхідно подати командний сигнал на вхід 34, а в позиції IV – на вхід 35 переривача 13 потоку. Переміщення поршня 2 в позицію V забезпечується подачею командного сигналу на вхід 32. При цьому пневморозподільники 14-16 знаходяться під дією пружин 43-45 в позиції, показаній на кресленні, і командний сигнал проходить через лінії 26-31 на вихід 12 переривача 13 потоку, а потім в камеру 11 і робочу порожнину 5. Пневморозподільник 9 перемикається в позицію, при якій робоча порожнина 4 сполучається з атмосферою, і поршень 2 під дією перепаду тиску в порожнинах 4 і 5 переміщається в позицію V. Техніко-економічна ефективність від використання пропонованого приводу полягає в зменшенні габаритів і металоємності приводу внаслідок зменшення кількості силових ліній і виключення логічної системи АБО.

Відома схема рис. 3.33 (а. с. СРСР № 1166064). У схемі з використанням блоку А (рис. 3.33), крім силового стежачого розподільника Р7 і стежачих розподільників Р4 і Р5, контролюючих позицію ІМ, є проміжний стежачий розподільник Р6. У багатьох випадках доцільна реалізація логічних рівнянь із застосуванням клапанів І і АБО (з використанням блоку В), але при цьому на схему накладається обмеження – клапани не повинні спрацьовувати в процесі стеження в області точки позиціонування.

Аналіз показує, що для схеми, представленої на рисунку 3.33, можлива заміна стежачого пневморозподільника Р6 блоку А на клапани І К1 і АБО К2 блоку В. При цьому необхідна інверсія вхідного сигналу x_2 , яка може бути

здійснена підключенням атмосферного і магістрального каналів розподільника Р2 блоку В.

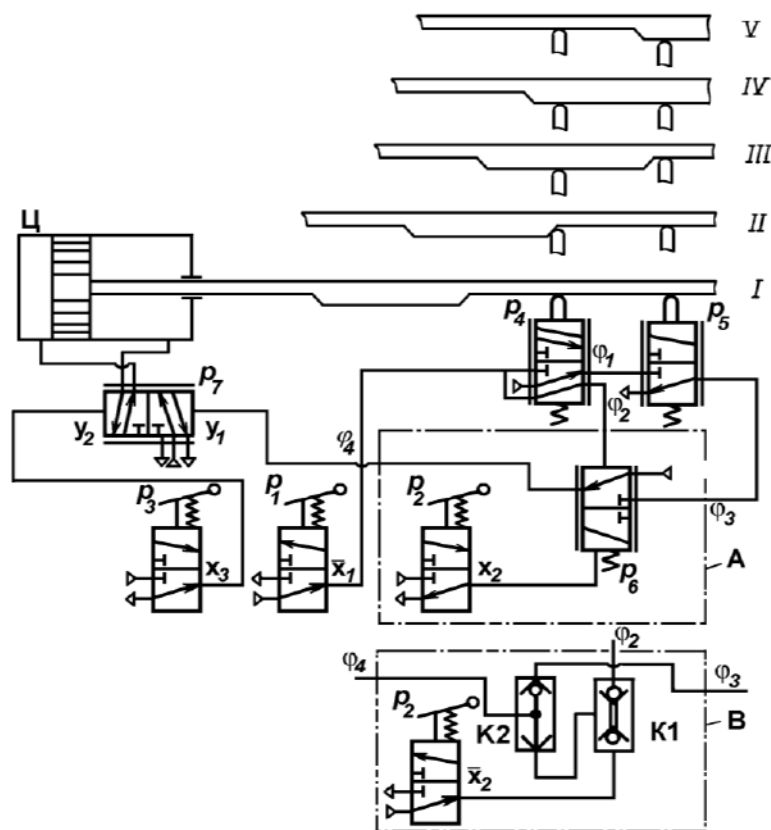


Рисунок 3.33 – Схема гідропневмоприводу

При порівнянні наведених схем перевага може бути віддана схемі з блоком В, оскільки наявність проміжного стежачого розподільника Р6 блоку А веде до зниження стійкості і статичної точності. Оскільки базис I, АБО, $\neg$ є функціонально повним і дозволяє реалізувати будь-яку комбінаційну схему, то синтез даного класу позиційних приводів з використанням клапанів I і АБО (функція $\neg$ може бути тривіально отримана від стежачого кінцевого вимикача) дозволяє дати мінімальну кількість стежачих розподільників, які задіяні в процесі позиціонування: не більше двох стежачих розподільників, один з яких – датчик положення, а другий – силовий розподільник.

Таким чином, рішення задачі даними способом дозволяє синтезувати позиційні гідро- і пневмоприводи з не силовими упорами, при цьому можливість вибору найкращої реалізації, включаючи малий перебір рішень,

дозволяє отримати конструкцію приводу, який має мінімальне число елементів. Ця перевага розглянутого приводу забезпечує отримання економічного ефекту від впровадження в порівнянні з приводами, побудованими інтуїтивно. Дана методика дозволяє спростити приводи і тим самим разом зі зниженням вартості підвищити динамічні характеристики і надійність.

Гідравлічний (пневматичний) привід (а. с. СРСР №1399533) (рисунок 3.34) містить напірну 1 і зливну 2 лінії, циліндр 3, встановлений в ньому з утворенням робочих порожнин 4 і 5 поршень 6, два керованих двопозиційних трилінійних розподільника 7 і 8, дроселі 9-11 і систему програмного управління, що включає керуючий пристрій 12, датчик 13 перепаду тисків в робочих порожнинах 5 і 4, датчик 14 положення штока 15. При цьому керуючий пристрій 12 підключений до керуючих входів 16, 17 розподільників 7, 8. Крім того, привід забезпечений підпружиненими клапанами 18-21, паралельно підключеними до зливної лінії 2 кожного розподільника 7 і 8, їх керуючі входи 22-25 пов'язані з керуючим пристроєм 12. Кожен з розподільників 7, 8 і клапанів 18-21 з боку відповідної пружини 26, 27 і 28-31 забезпечені керуючим входом відповідно 32, 33 і 34-37 аварійної зупинки, які підключені до каналу 38. Дроселі 9-11 встановлені в лініях 39-41 входу клапанів 18-20, при цьому число дроселів 9-11 на один менше числа клапанів 18-21, а ефективні площі дроселів 9-11 вибираються за формулою

$$f_j = \frac{f_p f_k}{\sqrt{(f_p^2 + f_k^2)(2^{2(n-j)} - 1)}}, \quad (3.12)$$

де f_p і f_k – відповідно ефективні площі розподільників і клапанів; n – число клапанів; j – порядковий номер клапана і з'єднаного з його входом дроселя.

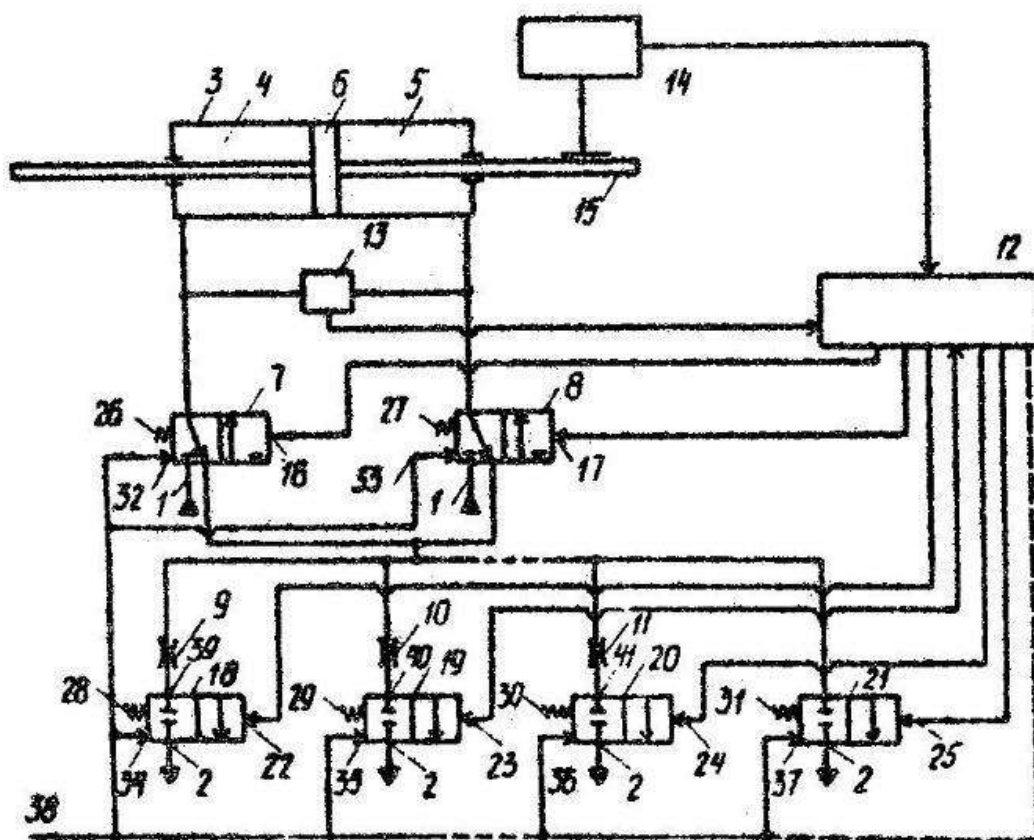


Рисунок 3.34 – Позиційний пневмогідропривід

Привід працює наступним чином. У вихідному положенні керуючі сигнали на входах 16, 17 і 22-25 відсутні, робочі порожнини 4, 5 перекриті і поршень 6 з штоком 15 нерухомі. За закладеною в керуючий пристрій 12 програмою управління на входах 16, 17 і 22-25 з'являються сигнали. При русі поршня 6, наприклад, вправо (по кресленню), керуючий сигнал поступає на вхід 16 розподільника 7, який, перемикаючись, сполучає робочу порожнину 4 з напірної лінією 1, а також на ті керуючі входи 22-25 клапанів 18-21, камери яких визначені керуючим пристроєм 12 за програмою для забезпечення заданого закону руху. Робоче середовище з порожнини 5 поступає через розподільник 8 в ті з дроселів 9-11, клапани 18-20 яких переключилися по сигналу, що надійшов на їхні управляючі входи 22-24. У процесі переміщення штока 15 основні параметри контролюються датчиками 13, 14, інформація від яких поступає на керуючий пристрій 12.

За закладеним алгоритмом і програмою управління рухом пристрій 12 обробляє інформацію, що надійшла і видає керуючі сигнали, що переключають відповідні клапани 18-21. При цьому відбувається зміна конфігурації зливної лінії 2, а, отже, змінюється також і провідність лінії 2.

Регулюючи таким чином кількість робочого середовища, що знаходиться в порожнині 5, в кінцевому рахунку можна управляти параметрами руху приводу. Для забезпечення зручності регулювання ефективні площі дроселів 9-11 повинні бути вибрані таким чином, щоб для різних комбінацій керуючих сигналів і відповідних їм перемикачів клапанів 18-21 можна було б отримати найбільш рівнодискретну зміну провідності лінії 2. Вибір числа клапанів 18-21 визначається вимогами до точнісних характеристик приводу. Чим більше число клапанів 18-21, тим більш плавно може регулюватися величина витрат і вище точність приводу. Двійкове кодування сигналів представляє велику зручність при використанні цифрової обчислювальної техніки в якості керуючого пристрою 12, оскільки спрощує її стикування з керованими об'єктами, виключаючи необхідність установки цифроаналогових перетворювачів. При виникненні аварійної ситуації по команді оператора або пристрою 12 керуючий сигнал поступає на керуючі входи 32, 33 і 34-37. Під дією зусилля пружин 26, 27 і 28-31 незалежно від наявності сигналів в протилежних їм входах 16, 17 або 22-25, відбувається установка розподільників 7, 8 і клапанів 18-21 у вихідне положення. При цьому здійснюється гальмування і наступна зупинка поршня 6 з штоком 15. Аналогічним чином працює привід при русі поршня 6 вліво див. рис. 3.34. Однак при цьому переключається розподільник 8, а розподільник 7 залишається у вихідному положенні. Таким чином, пропоноване конструктивне виконання приводу дозволяє здійснювати цифрове регулювання провідності зливної лінії в її широкому діапазоні і тим самим покращити динамічні характеристики приводу.

Висновки

Аналіз існуючих систем управління показує чітку тенденцію наявності в сучасних системах керуючих програмовних контролерів і програмно-технічних комплексів.

Це забезпечує: контроль параметрів в реальному часі роботи гідротурбіни і отримання потрібної точності позиціонування виконавчих пристроїв регулюючих положення лопаток напрямного апарата і лопатей робочого колеса. На об'єкті встановлюються сучасні вимірювальні датчики частоти обертання і переміщення виконавчих пристроїв.

Для вирішення даної проблеми існує два способи синтезу керуючих пристроїв гідросистем:

- дискретно-аналоговий спосіб регулювання;
- дискретне регулювання.

Перший підхід найбільш часто використовується на практиці, до недоліків слід віднести великі матеріальні витрати на елементи системи управління. Другий підхід заснований на застосуванні дискретних розподільних пристроїв.

Розробка методів проектування з використанням обох підходів, математичних моделей і алгоритмів управління, спрямованих на підвищення точності позиціонування і надійності систем з можливим спрощенням схемних рішень є важливою задачею спрямованою на отримання величезного економічного ефекту при вирішенні цієї найважливішої проблеми.

Застосування позиційного гідропневмоприводу для побудови системи управління швидкістю гідротурбіни з дискретним і дискретно-аналоговим управлінням дозволяє синтезувати гідропневмопривід з високою точністю позиціонування, без застосування дорогих гідророзподільників з пропорційним управлінням.

ГЛАВА 4. ГІДРОПНЕВМОПРИВОДИ ТА ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ

4.1. Промислові гідроприводи

У машинобудуванні широко використовується гідропривід. Його застосування у верстатобудуванні дозволяє спростити кінематику верстатів, знизити металлоємність, підвищити точність, надійність і рівень автоматизації. Все це досягається завдяки ряду значних переваг перед іншими типами виробництв і, насамперед, можливістю отримання великих зусиль і потужностей при обмежених розмірах гідродвигунів. Гідроприводи забезпечують широкий діапазон безступінчастого регулювання швидкості, можливість роботи в динамічному режимі з необхідною якістю перехідних процесів, захист системи від перевантаження і точний контроль діючих зусиль. За допомогою гідроциліндрів вдається отримати прямолінійний рух без кінематичних перетворювачів, а також забезпечити визначене співвідношення швидкостей прямого і зворотного ходів. Гідропривід має досить високе значення ККД, підвищену жорсткість і довговічність.

Гідроприводи мають і недоліки, які обмежують їх використання у верстатобудуванні. Це втрати на тертя і витоки, що знижують ККД гідроприводу і спричиняють розігрів робочої рідини. Внутрішні витоки через зазори рухомих елементів в допустимих межах корисні, оскільки покращують умови змазування і тепловідведення, в той час як зовнішні витоки приводять до підвищеної витрати масла, забруднення гідросистеми і робочого місця. Необхідність застосування фільтрів тонкого очищення для забезпечення надійності гідроприводів підвищує вартість останніх і ускладнює технічне обслуговування. Працездатність гідросистем різко знижується при попаданні повітря і води в мінеральне масло. Зміна

в'язкості масла при його розігріві приводить до зміни швидкості руху робочих органів. Вузли гідроприводу трудомісткі у виготовленні. У зв'язку з наявністю внутрішніх витоків ускладнена координація руху гідродвигунів.

Найбільш ефективним є застосування гідроприводу у верстатах із зворотно-поступальним рухом робочого органу, у високоавтоматизованих багатоцільових верстатах, агрегатних верстатах та автоматичних лініях, гнучких виробничих системах. Гідроприводи використовуються в механізмах подач, зміни інструментів, затиску, копіювальних супортах, пристроях для транспортування і т. д.

4.1.1. Розробка принципової гідравлічної схеми

Принципову гідравлічну схему доцільно складати за принципом «від двигунів»: вибрати тип гідродвигунів; нанести ці двигуни на схему; на робочих гідролініях зобразити регулюючі та розподільні апарати у відповідності з вимогами до роботи кожного двигуна; визначити місця установки редукційних клапанів, клапанів зусилля затиску, клапанів послідовності і апаратів, що погоджують роботу ділянок схеми між собою; розробити схему насосної установки, розміщення фільтрів, манометрів і т. п.

При необхідності в схему потрібно ввести блокуючі пристрої, сигнальні гідрозамки й інші елементи, що виключають можливість виникнення аварійних ситуацій.

Необхідно пам'ятати, що швидкість вихідної ланки об'ємного гідроприводу може змінюватися регульованими гідромашинами (насос, мотор) в гідроприводах з об'ємним регулюванням або за допомогою апаратів, що регулюють витрату масла, в гідроприводах з дросельним регулюванням. Перший спосіб економічніший, але в цьому випадку

потрібне застосування регульованих гідромашин, які складніші й дорожчі. Швидкодія гідроприводів з об'ємним регулюванням обмежується часом, необхідним для зміни подачі насоса або робочого об'єму гідромотора. При дросельному способі регулювання в гідросистемі встановлюється регульований гідравлічний опір (дросель або регулятор витрати), який обмежує витрату масла, що поступає до гідродвигуна. В цьому випадку не потрібні регульовані насоси і можна значно підвищити швидкодію приводу. Скорочення втрат енергії і одночасно високу швидкодію можна отримати в гідроприводах з об'ємно-дросельним регулюванням, в яких регульовані гідромашини (найчастіше насоси) застосовуються разом з апаратами, що регулюють витрату масла.

Найбільше застосування у верстатобудуванні отримали приводи з розімкненою циркуляцією, в яких масло з бака всмоктується насосом і з гідросистеми знову зливається в бак.

По методу управління і контролю слід розрізняти приводи циклового управління (з контролем по шляху, тиску або часу), а також приводи зі стежним, адаптивним або програмним управліннями. При найбільш простому і надійному цикловому управлінні з контролем по шляху команда на виконання чергового переходу циклу роботи гідроприводу поступає від засобів шляхового контролю реалізації попереднього переходу (за допомогою шляхових розподільників, розподільників з електроуправлінням від кінцевих вимикачів або датчиків положення робочих органів). При контролі по тиску режими руху перемикаються за допомогою гідроклапанів тиску або команд, що поступають від реле тиску. Цей метод часто застосовується при роботі по жорстких упорах, в затискних механізмах, системах контролю перевантажень і т. п. Надійність цього методу обмежена у зв'язку з можливістю помилкових спрацьовувань реле тиску при наявності гідроударів і піків тиску в гідросистемі. Контроль по часу застосовується порівняно рідко.

Для розробки принципової гідравлічної схеми також необхідно знати структуру гідроприводу.

4.1.2. Структура гідроприводу головного руху

У загальному випадку повинна містити наступне:

а) гідродвигун. В основному, це гідроциліндр, причому одноштоковий. Робоча порожнина – поршнева, штокова – для холостих ходів. Іноді робочою порожниною є штокова (протяжні верстати) і для холостих ходів у такому випадку робоча рідина поступає в обидві порожнини одночасно (диференціальне підключення);

б) гідророзподільники. Реверсують великі потоки робочої рідини, тому робочий золотниковий розподільник управляється гідравлічним шляхом керуючим гідророзподільником (пілотом), який, в свою чергу, перемикається за рахунок механічного зв'язку з робочим органом верстата (при обробці в «упор» – в стругальних верстатах, наприклад) і за рахунок електро- або гідроуправління при обробці «на прохід» (як в протяжних верстатах). У перших верстатах застосовують двопозиційні розподільники, у других – трипозиційні;

в) пристрої для регулювання швидкості руху. Застосовують дросельне і об'ємне регулювання швидкості руху. Потрібне застосування регуляторів витрати для підтримки постійної швидкості руху при змінному навантаженні. Слід віддавати перевагу об'ємному способу регулювання як більш економічному;

г) пристрої для розгону на початку руху гідроциліндра і гальмування в кінці. Застосовують шляхове дроселювання, конструктивно об'єднане з гідромеханічним управлінням розподільниками та шляхове управління регульованим насосом;

д) апаратуру для управління пуском і зупинкою гідродвигуна.

Застосовують зазвичай для цієї мети гідророзподільники з різними видами управління;

е) апаратуру для запобігання мимовільному опусканню штока з робочим органом при його вертикальному русі;

ж) пристрої для демпфування коливань, що виникають при деяких видах обробки: струганні широким різцем, протягуванні і т. д.

Часто перераховані вище пристрої і гідроапаратуру об'єднують в єдиному корпусі і називають гідропанеллю. Гідропривід існуючих стругальних (довбальних) верстатів реалізується на основі гідропанелі типу Г31-26, протяжних – на основі застосування аксіально-поршневого насоса типу Г13-3М.

Гідропанель типу Г31-26 застосовується у стругальних верстатах і може використовуватися в верстатах інших типів, що мають схожий з довбальним або стругальним верстатами цикл рухів.

Об'ємне регулювання швидкості руху для протяжного верстата можна виконувати на базі аксіально-поршневого насоса типу Г13-3М.

4.1.3. Структура гідроприводу подачі

Багато в чому повторює структуру гідроприводу головного руху і включає в себе зазвичай наступне:

а) гідродвигун. Застосовують всі види гідродвигунів і їх вибір залежить від виду руху подачі. Часто застосовують гідродвигуни в сукупності з перетворюючим механізмом. Наприклад, гідроциліндр з храповим механізмом для реалізації періодичних рухів;

б) блокування. Використовують при підключенні робочого органу до двох приводів, одним з яких є гідропривід. Почергове підключення приводів зазвичай виконують за рахунок переміщуваного гідроциліндром зубчастого колеса.

Далі йдуть елементи, які докладніше ми вже відзначали в структурі гідроприводу головного руху:

в) гідророзподільники;

г) пристрої для регулювання швидкості руху гідродвигунів.

Часто для цієї мети застосовують шляхове управління;

д) пристрої для розгону і гальмування. Застосовують, наприклад, при швидкості руху поршнів $V > 18$ м/хв в гідроприводах верстатів нормальної точності і при $V > 8$ м/хв у верстатах підвищеної точності;

е) гідроапаратура для запобігання мимовільному опусканню штока з робочим органом при його вертикальному переміщенні;

ж) гідроапаратура для демпфування коливань, що виникають при різкій зміні зусилля різання, наприклад, при фрезеруванні;

з) гідроапаратура для пуску і зупинки гідроприводу.

Гідропривід кругло- і внутрішньошліфувальних, а також інших верстатів, що вимагають точності реверсу подачі і мають подібний цикл рухів, розробляється на основі гідропанелей типу Г34-2 і ВШПГ-35 з шляховим гідромеханічним управлінням. Названі гідропанелі включають в себе багато вищеперелічених гідроапаратів і пристроїв.

У плоскошліфувальних й інших верстатах, які не потребують точності реверсу подачі, гідропривід може проектуватися на основі гідропанелей ГС-3Е711В, а також із застосуванням стандартної гідроапаратури з шляховим електроуправлінням.

Гідропривід подачі з постійним зусиллям (сюди відносяться і шліфувальні верстати) розробляється на основі використання керуючого дроселя, при змінному зусиллі – регулятора витрати.

Для виконання циклу руху робочого органу: швидке підведення (ШП) – робоча подача (РП) з регульованою швидкістю, незалежною від навантаження, – швидке відведення (ШВ) знаходить застосування регулятор витрати ПГ55-62 зі зворотним клапаном і розподільником.

Модифікація ПГ55-72 дозволяє додатково регулювати швидкість ШВ. Причому перехід від ШП і РП реалізується кулачком, встановленим на робочому органі.

У гідросистемі (рисунок 4.1, а) з напірної лінії через розподільник 1 масло поступає в поршневу порожнину циліндра 4, а з штокової – через розподільник регулятора витрати 2 типу ПГ55-62 і розподільник 1 витісняється в бак, реалізуючи ШП. Після перемикання золотника кулачком 3 швидкість РП регулюється регулятором витрати, а після спрацювання розподільника 1 реалізується ШВ, оскільки масло вільно проходить в циліндр через зворотний клапан апарата 2. При застосуванні регулятора ПГ55-72 (рисунок 4.1, б) швидкість ШВ регулюється додатковим дроселем і лише після того, як кулачок звільнить розподільник, вона стає максимальною. Таке рішення дозволяє обмежити швидкість ШВ в той час, коли інструмент знаходиться поблизу від обробленої поверхні.

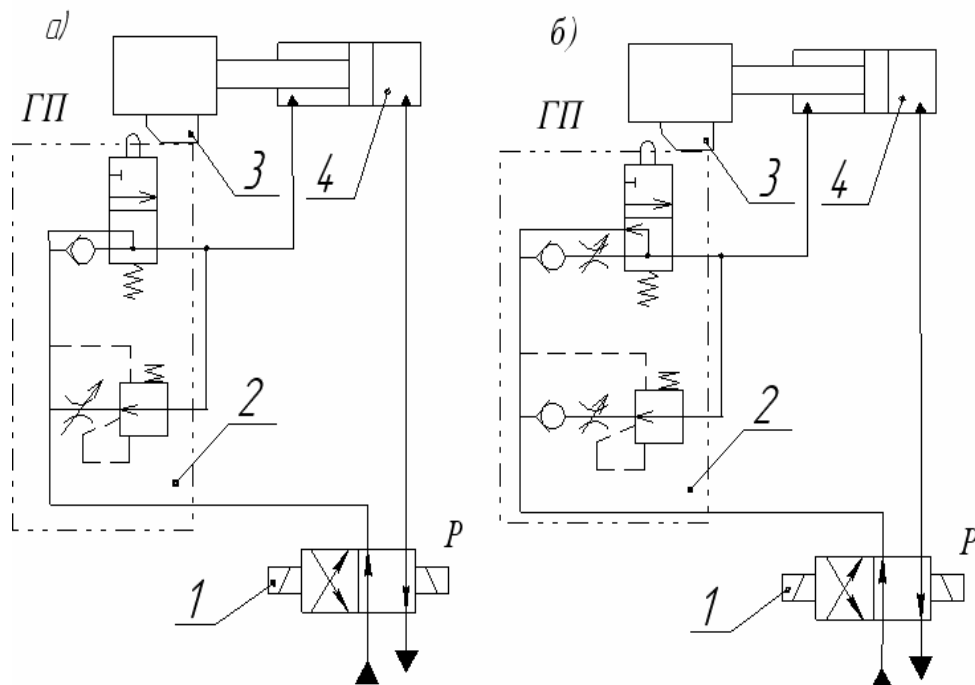


Рисунок 4.1 – Типові схеми застосування регулятора витрати ПГ 55-62 (а) та регулятора витрати ПГ 55-72 (б)

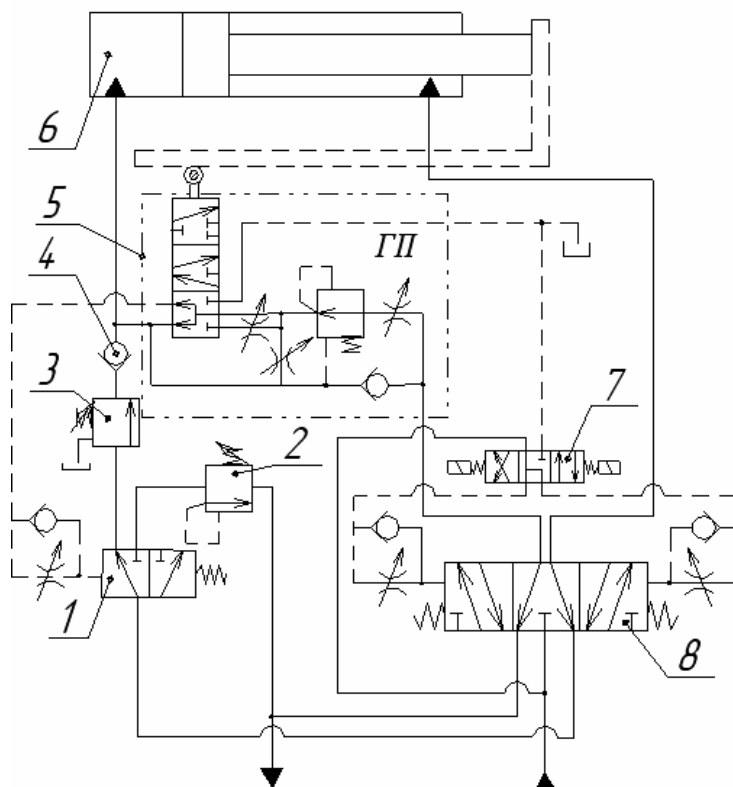
Для реалізації вказаного вище циклу ШП-РП-ШВ, але з двома робочими подачами РП, знаходять застосування гідропанелі типу ПГ36-1 (рисунок 4.2).

У режимі ШП увімкнений лівий електромагніт пілота 7 (рисунок 4.2, а). Масло з напірної лінії через розподільник 8 і гідропанель 5 поступає в поршневу порожнину циліндра 6, а з штокової – витісняється через розподільники 8, 1, гальмівний клапан 3 (повністю відкритий тиском масла) і зворотний клапан 4 в поршневу порожнину (диференціальне увімкнення циліндра). Після перемикавання золотника в положення першої робочої подачі (1РП) ліва торцева порожнина розподільника 1 з'єднується з дренажною лінією. Масло в поршневу порожнину циліндра поступає через увімкнені паралельно дроселі та підпірний клапан 2, що забезпечує стабільність малих подач. У положенні другої робочої подачі (2РП) масло проходить тільки через дросель тонкої подачі. При швидкому відведенні вмикається правий електромагніт пілота 7, і масло з напірної лінії поступає в штокову порожнину циліндра, а з поршневої – вільно зливається в бак через зворотний клапан гідропанелі 5.

У спрощеному варіанті гідроприводу (рисунок 4.2, б) чотирилінійний розподільник 1 з електрогідравлічним управлінням і гідроклапан тиску 7, змінюють схему вмикання циліндра. При ШП масло з напірної лінії через гідропанель 3 поступає в поршневу порожнину циліндра 4, а з його штокової порожнини витісняється через клапани 7 і 2 в поршневу порожнину. У положеннях, відповідних режимам 1РП і 2РП, лінія ДУ з'єднується з дренажною лінією, завдяки чому клапан 7 закривається пружиною, а клапан 6 пропускає потік масла з штокової порожнини в бак з деяким підпором, визначеним зусиллям його пружини. У режимі ШВ масло через розподільник 1 і клапан 5 поступає в штокову порожнину циліндра (клапан 7 замкнений тиском в його пружинній порожнині управління), а з поршневої – витісняється в бак через зворотний

клапан гідропанелі 3 і розподільник 1.

а)



б)

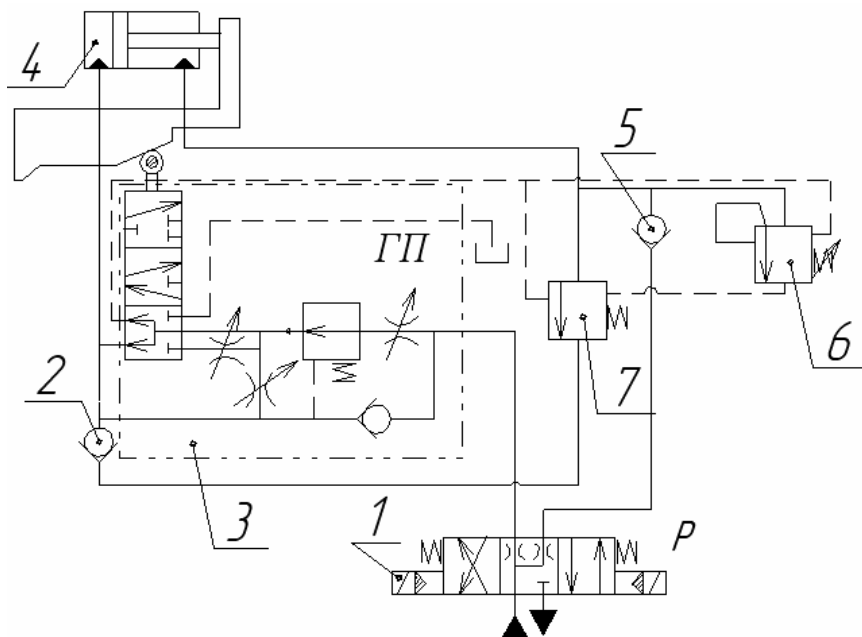


Рисунок 4.2 – Типові схеми застосування гідропанелей типу ПГ 36-1

У силових столах агрегатних верстатів і автоматичних ліній, а також в інших гідрофікованих механізмах потрібно реалізувати цикл руху робочого органу: ШП – РП (одна або дві) – ШВ – стоп. З цією метою може застосовуватися гідропривід на базі гідропанелі типу 2ПГ36-14 та гідроблока Г36-54, який встановлюється на задній кришці гідроциліндра подачі.

Для гідроприводів подач гонінгувальних й інших верстатів часто використовується вже згадувана раніше гідропанель Г34-2 в поєднанні з регулятором витрати.

Гідроприводи затискних механізмів. Використовуються в верстатах для затиску заготовок у пристосуванні, затиску рухомих вузлів після їх переміщення в задане положення, закріплення різального інструменту та ін.

Зазвичай включають в себе наступне:

а) гідродвигун. Знаходять застосування одноштокові гідроциліндри двосторонньої і односторонньої дії. Якщо затискний механізм містить самогальмуючі передачі, то гідропривід повинен забезпечувати зусилля розтиску більше, ніж зусилля затиску, оскільки коефіцієнт тертя спокою вище, ніж коефіцієнт тертя руху. Більше зусилля розтиску в порівнянні з зусиллям затиску може бути досягнуте в гідроприводі двома способами: підведенням при розтиску більш високого тиску, ніж при затиску, або використанням гідроциліндра з різними робочими площами в порожнинах затиску і розтиску. У деяких самогальмуючих механізмах розтиск доводиться робити з ударом для зрушення з місця передачі в початковий момент.

У несамогальмівних механізмах зусилля розтиску може бути менше зусилля затиску.

Знаходять також застосування гідроциліндри односторонньої дії, в яких часто затиск здійснюється пружиною, розтиск – гідроприводом;

б) гідророзподільник. Застосовують зазвичай золотниковий двопозиційний з електроуправлінням. Для установки затискного механізму у визначеному положенні при знеструмленому електромагніті на тривалий час застосовують розподільник з пружинним поверненням;

в) гідроапарат для регулювання тиску. При використанні гідроприводу для закріплення оброблюваних деталей потрібно регулювати зусилля в залежності від їх жорсткості і характеру обробки (чорнова, чистова) і контролювати тиск затиску з метою безпечної роботи.

У гідроприводах затиску заготовок краще застосовувати клапан зусилля затиску з електроконтролем типу ЕПГ57-72, в інших випадках – без електроконтролю ПГ57-72 або редуційний клапан. Якщо регулювання тиску затиску не потрібне, то контролюється тільки рівень тиску за допомогою реле тиску або не контролюється і не регулюється взагалі;

г) манометр. З його допомогою візуально контролюється тиск при відлагодженні і експлуатації гідроприводу;

д) замикаючий гідроапарат. Застосовують зворотний клапан або гідрозамок. Ними забезпечується гідропривід для виключення можливості розтиску при появі несправностей в роботі (падіння тиску, обрив трубопроводу та ін.) або різкого коливання тиску.

На рисунку 4.3, а зображена схема затискного механізму, виконаного з гідроапаратів стикового виконання. Затиск забезпечується надходженням робочої рідини через розподільник Р в поршневу порожнину гідроциліндра Ц, розтиск – при вмиканні електромагніта розподільника Р робоча рідина поступає в штокову порожнину. Установка необхідного тиску забезпечується застосуванням клапана зусилля затиску КЗ типу ЕПГ57-72 з електровиходом, збереження тиску затиску – використанням зворотного клапана ЗК.

На рисунку 4.3, б приведена одна з найбільш поширених схем затискного механізму, у якого затиск забезпечується пружинами, розтиск –

шляхом подання тиску в робочі порожнини гідроциліндрів розтиску Ц1-Ц4 при увімкненні електромагніта розподільника Р. Збереження тиску в гідроциліндрах виконується модульним клапаном КЗМ. Контроль за тиском розтиску при управлінні групою з декількох гідроциліндрів доцільно виконувати за допомогою реле тиску РТ, а при одному гідроциліндрі – кінцевим вимикачем.

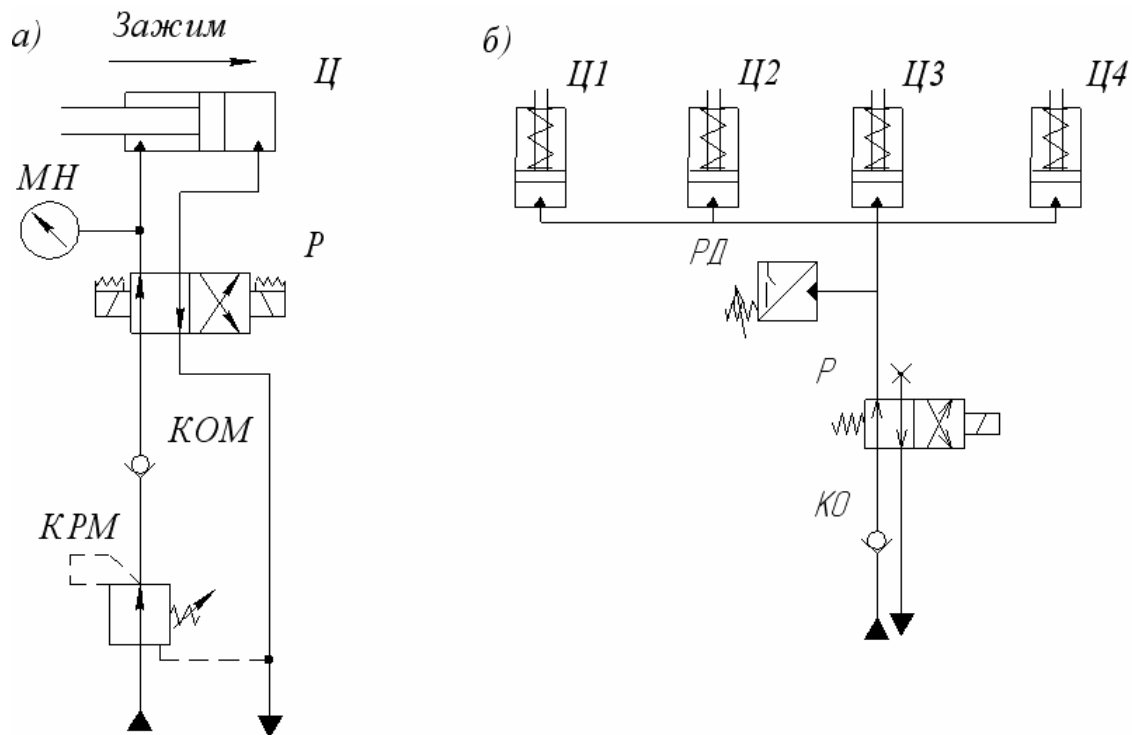


Рисунок 4.3 – Гідроприводи затискних механізмів

На рисунку 4.4, а представлена схема самогальмівного затискного механізму. Затиск здійснюється за рахунок подання рідини в ліву порожнину з меншою площею поршня, розтиск – за рахунок подання рідини в праву порожнину з великою робочою площею поршня. Сила затиску регулюється застосуванням модульного редукційного клапана КРМ, збереження тиску – застосуванням зворотного клапана КЗМ. Розподільник Р з фіксаторами управляється двома електромагнітами.

Контроль за величиною тиску в гідроприводі здійснюється за допомогою манометра МН.

На рисунку 4.4, б для збереження тиску використовується односторонній гідрозамок ГЗ, установка необхідного тиску реалізується застосуванням відомого клапана зусилля затиску ЕПМ 57-72. Рух затиску забезпечується поданням робочої рідини в поршневу камеру, розтиск – за рахунок зусилля пружини в штоковій камері гідроциліндра Ц.

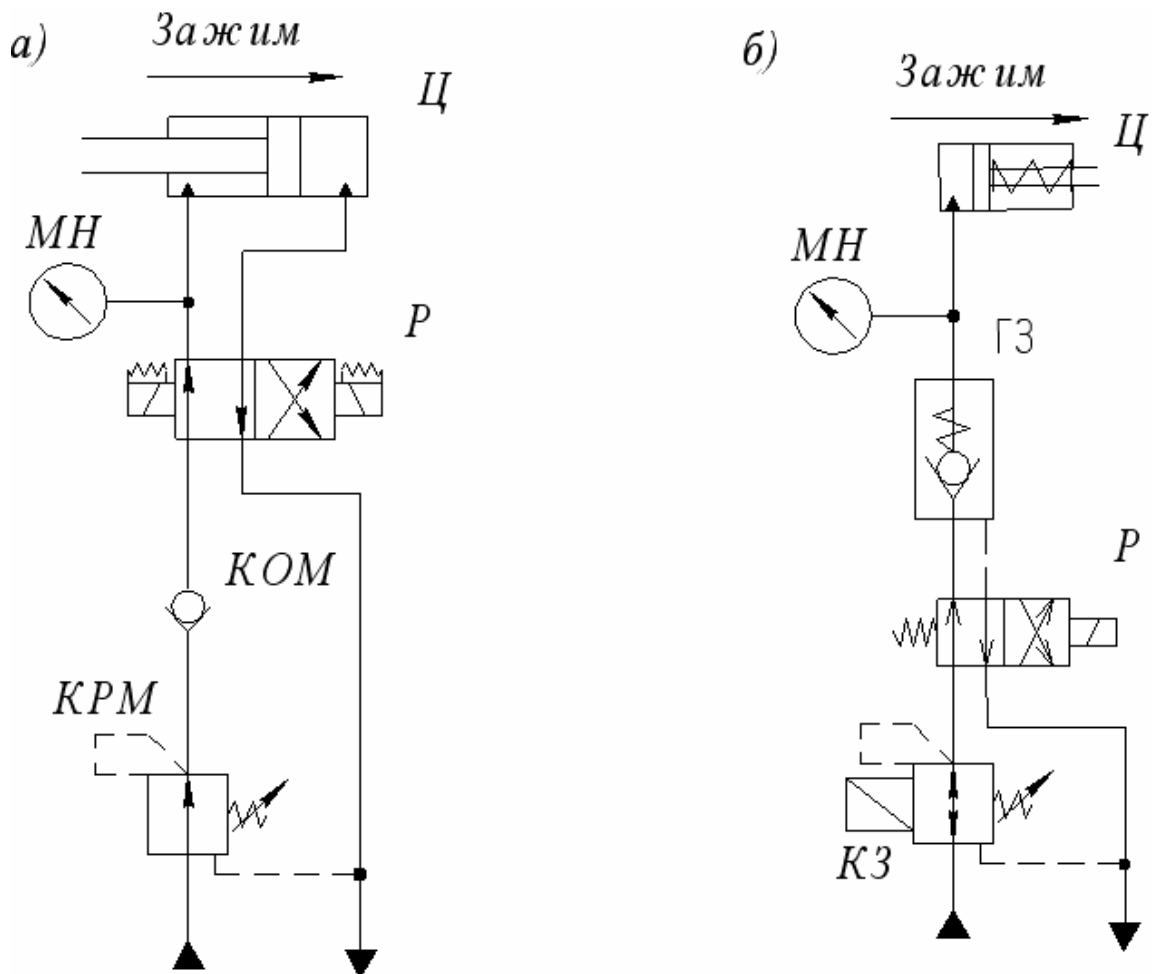


Рисунок 4.4 – Гідроприводи затискних механізмів

Для затиску деталей у обертовому патроні знаходить застосування гідропривід, зображений на рисунку 4.5, а. Заготівка 1 закріплюється в кулачковому патроні 2, встановленому на шпинделі 3. На протилежному

кінці шпинделя розміщується обертовий циліндр 4 з двостороннім штоком. Правий шток пов'язаний з механізмом переміщення кулачків патрона через тягу 5. У лівому штоку розміщений двосторонній гідрозамок 6 і канали для підведення масла в порожнини гідроциліндра.

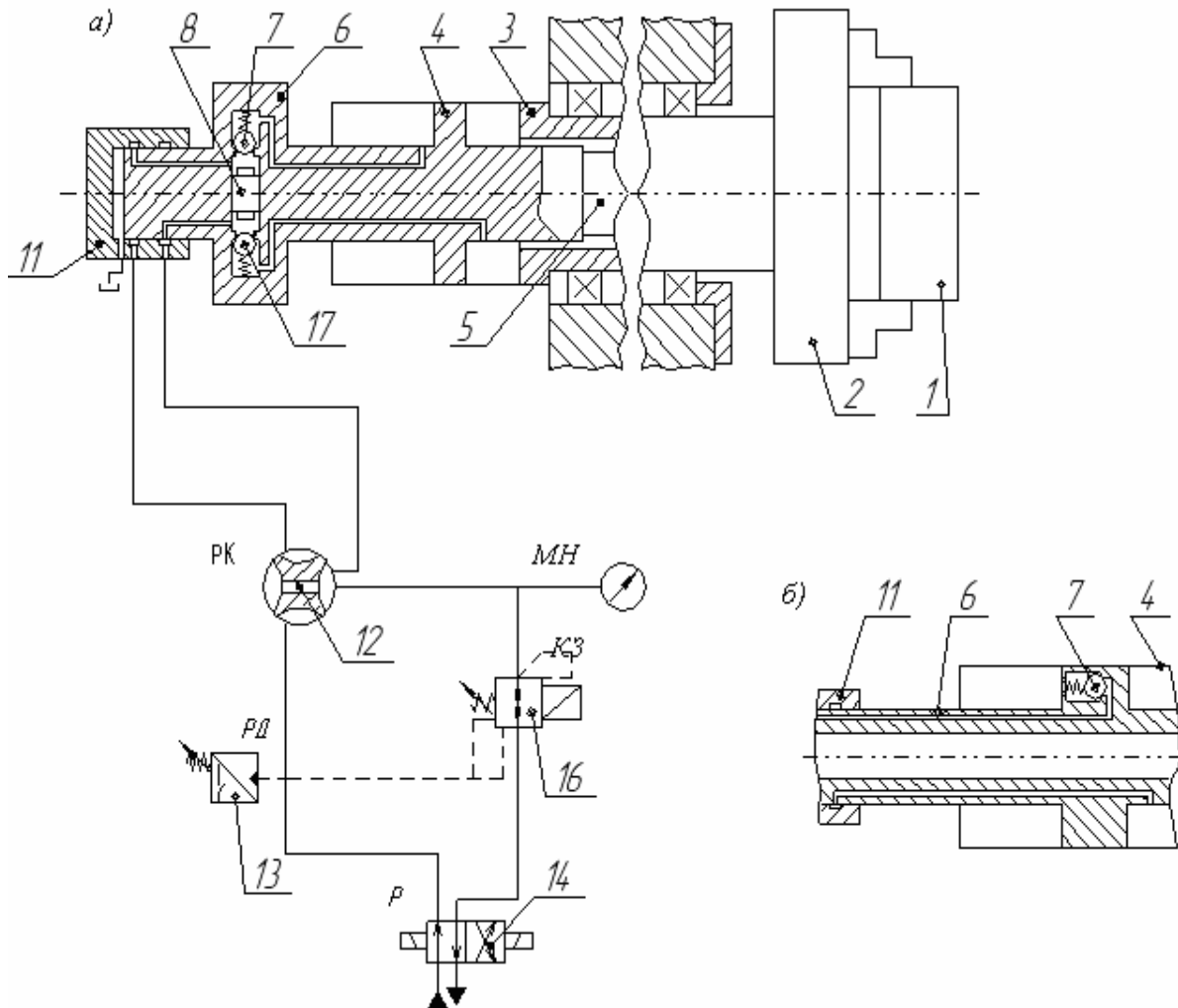


Рисунок 4.5 – Гідропривід для затиску в обертовому патроні

При затиску заготовки по зовнішній поверхні масло під тиском з напірної лінії через розподільник 14, клапан зусилля затиску 16, розподільник вибору напрямку затиску 12, маслопідвідний пристрій 11, зворотний клапан 17 підводиться в праву порожнину циліндра 4.

Тиском масла керуючий поршень 8 гідрозамка 6 переміщується і примусово відкриває зворотний клапан 7. Поршень і шток циліндра

переміщуються вліво. Масло з лівої порожнини циліндра 4 через зворотний клапан 7, маслопідвідний пристрій 11, розподільники 12 і 14 витісняється в лінію зливу. Відбувається зведення кулачків і затиск деталі. Тиск затиску настраюється регулюванням клапана 16, який і видає сигнал в електросхему верстата – сигнал про досягнення заданого тиску.

У випадку падіння тиску в підвідних лініях до маслопідвідного пристрою 11 зворотні клапани 7 і 16 гідрозамка 6 замикають вихід масла з порожнин циліндра 4 і зусилля затиску зберігається протягом часу, достатнього для зупинки шпинделя по команді від клапана 16. Розтиск заготовки здійснюється перемиканням розподільника 14.

При цьому масло під тиском підводиться через розподільник 12, клапан 7 в ліву порожнину циліндра 4. З правої порожнини масло через клапан 16, примусово відкритий поршнем 8, через розподільники 12 і 14 підводиться в лінію зливу. В кінці руху поршня і штока вправо тиск в лінії підведення підвищується і від реле тиску 13 в електросхему подається відповідний сигнал.

При обробці заготовок типу кілець або фланців потрібно змінювати напрям руху кулачків при затиску в залежності від того, з якої поверхні здійснюється затиск – зовнішньої або внутрішньої. Зміна напрямку руху кулачків здійснюється при відлагодженні перемиканням двопозиційного кранового розподільника 12.

На рисунку 4.5, б показана частина схеми затискного механізму для затиску пруткового матеріалу, що незначно відрізняється від попередньої схеми, зі збереженням прийнятих позначень: 4 – циліндр, 6 – шток, 7 – гідрозамок, 11 –маслопідвідний пристрій і т. д.

Гідроприводи переміщення. У гідроприводах переміщення з цикловими електричними системами управління регулювання швидкості здійснюють звичайно за допомогою різних дросельних пристроїв, а позиціонування здійснюється за допомогою жорстких упорів з

допустимою похибкою 0,1 ... 1,0 мм з попереднім (за потребою) гальмуванням виконавчого двигуна. При відсутності жорстких вимог до стабільності швидкості переміщення гідроприводу доцільно застосовувати схему регулювання з дроселюванням на виході, використовуючи дросель зі зворотним клапаном типу ДКМ (рисунок 4.6, а), який дозволяє здійснювати незалежне регулювання швидкості при русі поршня в обох напрямках.

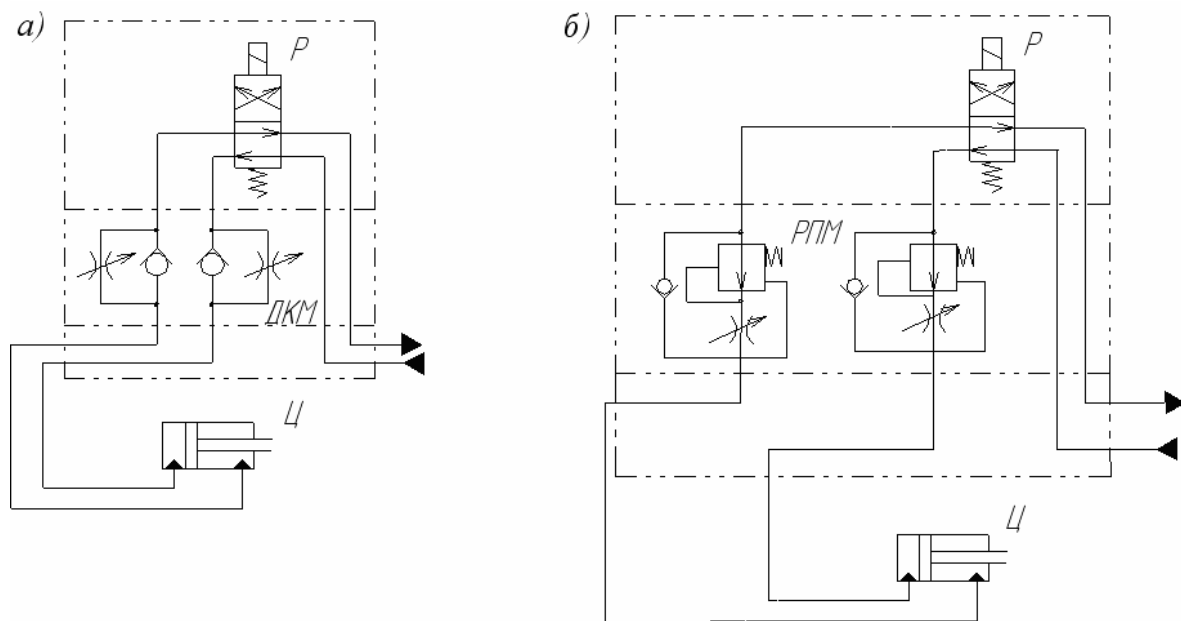
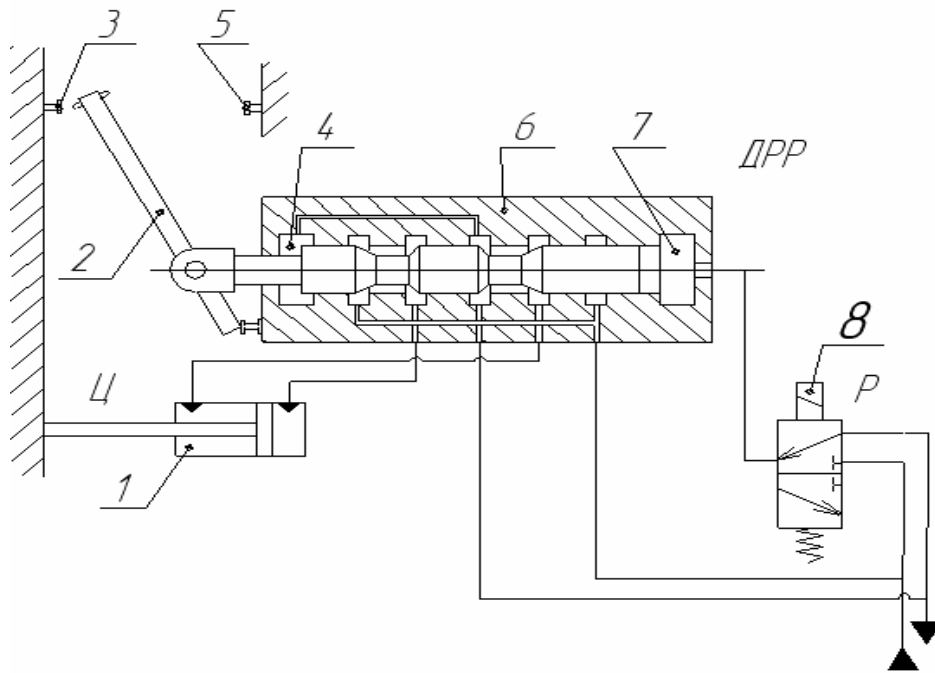


Рисунок 4.6 – Гідропривід переміщення

У ряді випадків при обмеженій поздовжній швидкості руху суппортів (наприклад, токарних верстатів) значне зниження часу зміни інструмента може бути досягнуте шляхом поздовжнього переміщення вузла верстата з інструментальним магазином зі швидкістю до 20 м/хв в зону обробки і подальшого повернення у вихідне положення (рисунок 4.7).

При увімкненні електромагніта розподільника 8 масло з напірної лінії поступає в порожнину 7 дроселюючого розподільника 6, зміщуючи його золотник в крайнє ліве (на схемі) положення, при якому гідроциліндр 1 переміщує вузол верстата вліво до тих пір, поки важіль 2, взаємодіючи з

упором 3, не встановить золотник в нейтральне положення. При цьому досягається точність позиціонування каретки приблизно 0,2 мм. Після зміни інструмента вимикається електромагніт розподільника 9, тиском в порожнині 4 золотник розподільника 6 зміщується вправо, і вузол верстата відводиться у вихідне положення, яке визначається настроюванням упору



5.

Рисунок 4.7 – Гідропривід поздовжнього переміщення

При значних масах вертикально переміщуваних вузлів, щоб уникнути аварійної ситуації при раптовому вимкненні електроенергії або падінні тиску в напірній гідролінії використовують (рисунок 4.8, а) односторонній гідрозамок в комбінації з трипозиційним розподільником, виконаним за 34-ю схемою. Підключати замок в цьому випадку необхідно якомога ближче до гідроциліндра для запобігання самовільного переміщення виконавчих органів при пошкодженні або розриві трубопроводів. При горизонтальному положенні гідроциліндра для надійної фіксації потоку в крайніх або проміжних положеннях при дії різних за напрямом навантажень використовують двосторонні гідрозамки

модульного виконання (рисунок 4.8, б).

На рисунку 4.9, а зображені гідросхеми підйому вантажу 5 вагою G .

Гідрозамок 3 виключає можливість самовільного опускання вантажу при нейтральному положенні розподільника 4 або випадковому падінні тиску в гідросистемі.

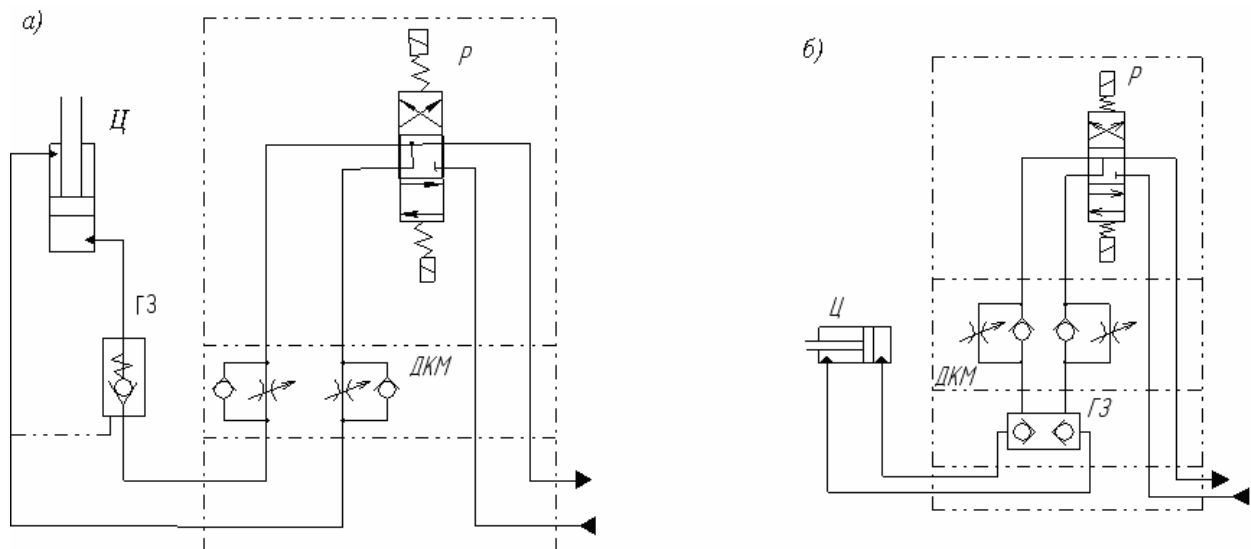


Рисунок 4.8 – Гідропривід поздовжнього переміщення із застосуванням гідрозамків

Гідроклапан тиску зі зворотним клапаном настроєний на тиск, який перевищує тиск, що створюється силою ваги вантажу в штоковій порожнині циліндра 6. Тому рух поршня вниз можливий тільки після перемикаання розподільника 4 вліво і підведення тиску в поршневу порожнину циліндра і отвори P_x гідрозамка. Швидкість опускання регулюється дроселем 1. Рух вгору відбувається швидко, оскільки масло вільно проходить через лінії A і B гідрозамка і зворотні клапани в штокову порожнину.

У гідросистемі (рисунок 4.9, б) забезпечується синхронний рух двох однакових циліндрів 2 і 6 шляхом їх послідовного вмикання. З-за неможливості зробити циліндри абсолютно ідентичними, а також через наявність витоків можливе деяке порушення синхронності, яке буде

поступово накопичуватися.

Для виключення цього явища служить гідрозамок 1, який періодично з'єднує лінію 5 з напірною або зливною лініями.

Управління гідрозамками реалізується пілотом 7 таким чином, що якщо першим спрацює вимикач 3 контролю ходу циліндра 2, вмикається електромагніт Е1 (масло з напірної лінії через гідрозамок поступає в лінію 5), а якщо першим спрацює вимикач 4 – електромагніт Е2 (гідрозамок, відкриваючись, з'єднує лінію 5 зі зливом).

Таким чином помилка усувається в кінці кожного ходу і не накопичується.

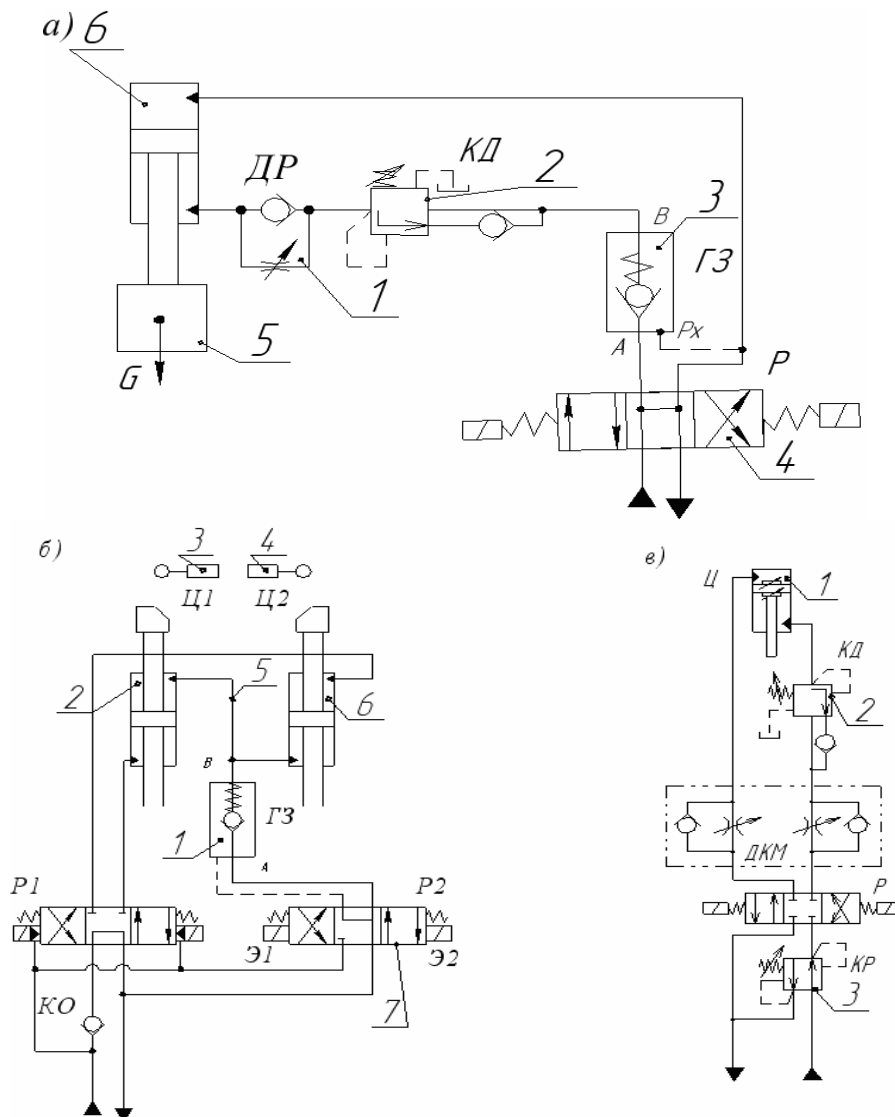


Рисунок 4.9 – Гідропривід вертикального переміщення

На рисунку 4.9 в) мимовільному опусканню штока циліндра 1 перешкоджає підключений до відповідної гідролінії клапан тиску зі зворотним клапаном 2.

Редукційний клапан 3 служить для підтримки робочого тиску в нижній порожнині гідроциліндра.

У схемі на рисунку 4.10 дільник потоку 2 забезпечує синхронний рух циліндрів 5 і 6 в обидві сторони. При вимкнених магнітах розподільників 4 і 7 джерело тиску частково розвантажується.

При перемиканні розподільників вправо циліндри синхронно піднімаються, проте через помилку ділення потоку один з циліндрів (наприклад, 6) першим підійде до упору.

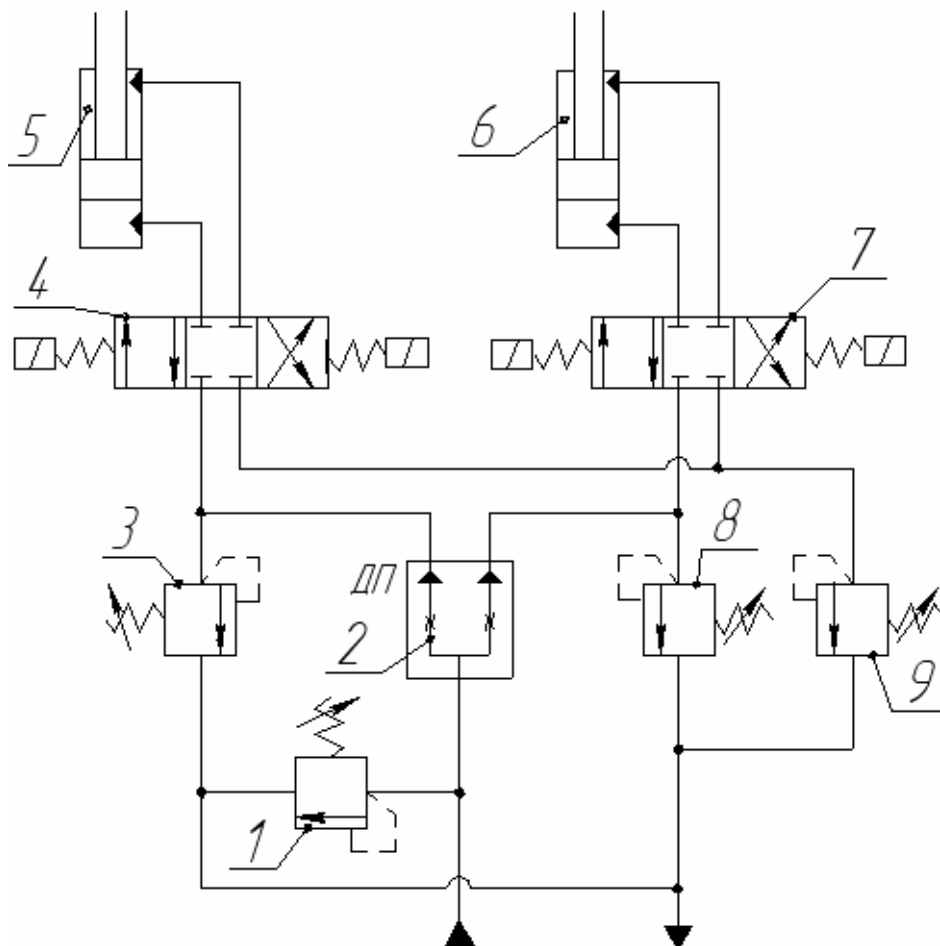


Рисунок 4.10 – Гідропривід вертикального переміщення з дільником потоку

При цьому діляник перекриє потік масла, що поступає в циліндр 5, і циліндр також зупиниться, тиск в системі підвищиться, відкриється клапан 8 і перепустить частину масла в бак, даючи можливість циліндру 5 дійти до упору. Кінцеві вимикачі дають сигнал на реверсування руху.

Перепускні клапани 3 і 8 настроюються на тиск, що перевищує робочий, проте нижчий тиску настройки запобіжного клапана 1.

Підпірний клапан 9 виключає можливість опускання циліндрів під дією сили тяжіння. Перемикаючи один з розподільників, можна забезпечити незалежний рух відповідного циліндра.

У верстатах з ЧПУ для переміщення робочих органів верстата РО застосовують дроселюючі розподільники ДГР, що управляються від крокових двигунів КД через редуктор Р (рисунок 4.11). В результаті повороту задаючий гвинт ЗГ (від крокового двигуна КД через редуктор Р) шуп Щ, притиснутий до кромки різьблення гвинта, зміщує золотник ДГР.

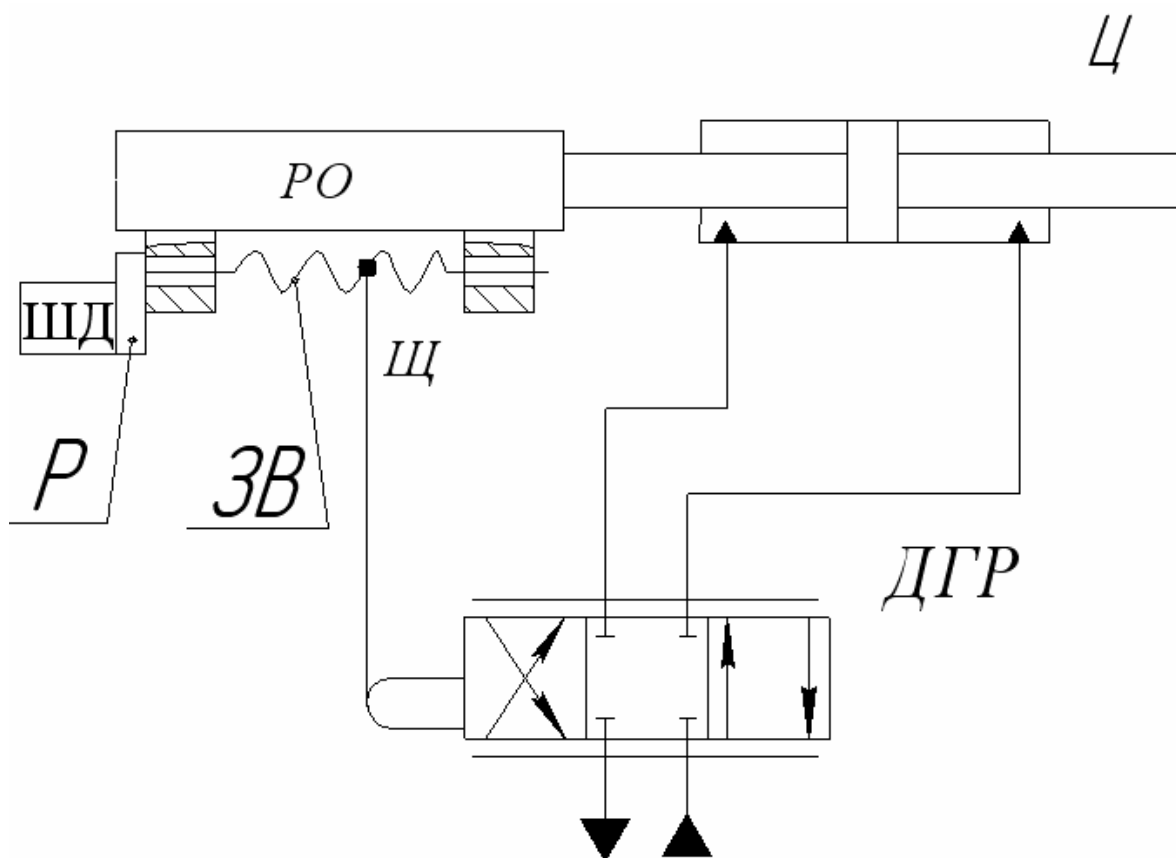


Рисунок 4.11 – Схема стежачого гідроприводу

Масло поступає в циліндр, що переміщає робочий орган в напрямі, протилежному напрямку зсуву верхнього кінця щупа. Оскільки ЗГ переміщається разом з робочим органом, рух останнього припиняється, коли золотник ДГР повертається в нейтральне положення.

Для переміщення і утримання в робочому положенні вузлів верстата за допомогою циліндра Ц, наприклад, пінолю токарного верстата, застосовують клапан тиску зі зворотним КТ (рисунок 4.12, а) і в більш відповідальних випадках – клапан зусилля затиску КЗ з електровиходом (рисунок 4.12, б).

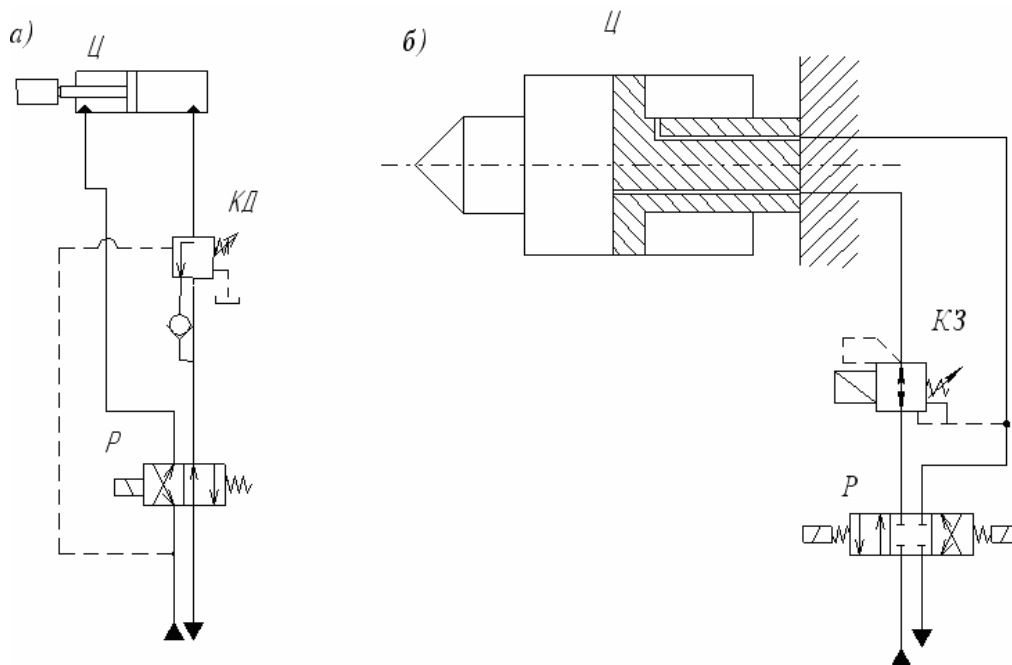


Рисунок 4.12 – Схема гідроприводу переміщення

Гідроприводи урівноваження. Для деяких вузлів верстата потрібно забезпечити стійке положення на визначеній висоті в незмінному стані. Для забезпечення такого положення застосовуються механізми урівноваження, що реалізуються за допомогою двох основних схем: із застосуванням клапана урівноваження (рисунок 4.13, а) або системи об'ємного регулювання за рахунок використання гідроакумулятора (рисунок 4.13, б).

Схема з гідроаккумулятором непридатна в системах гідроприводу з об'ємним або об'ємно-дросельним регулюванням.

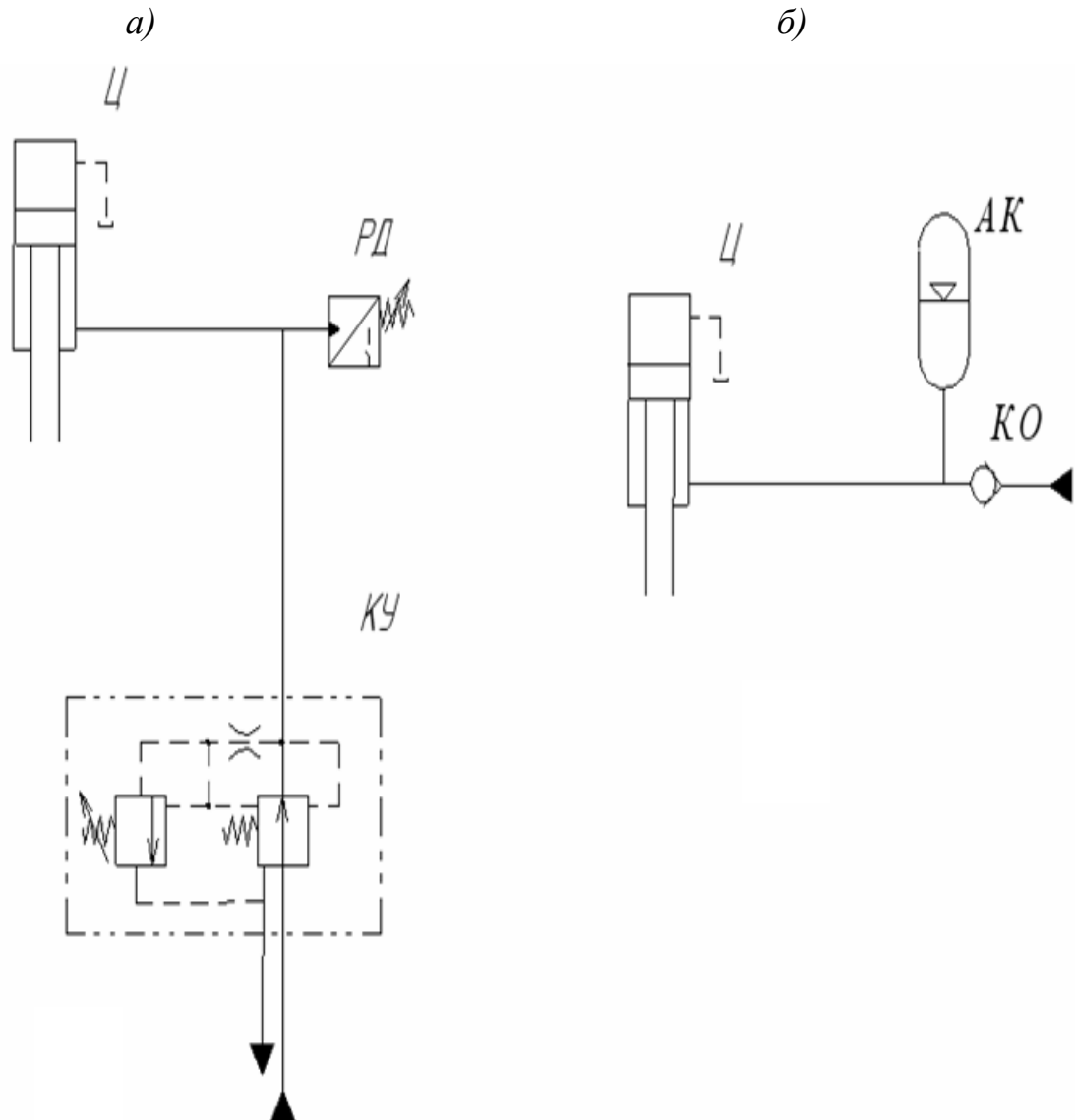


Рисунок 4.13 – Схема гідравлічного урівноваження

Гідроприводи гальмування і фіксації. Одна з проблем у гідроприводі – забезпечення безударної зупинки поршня в крайніх положеннях. Вважається спрацьовування приводу безударним, якщо швидкість поршня в кінці ходу не перевищує 18 м/хв (в точних верстатах 8 м/хв) при масі рухомих частин приводу 3-20 кг. При цьому великим значенням маси відповідають менші значення швидкості. Зменшувати швидкість поршня протягом усього ходу можна тільки для короткоходових приводів або при

невисоких вимогах до швидкодії. При значних швидкостях переміщення і довгоходових циліндрах необхідно забезпечити гальмування поршня в кінці ходу. Набув поширення спосіб гальмування шляхом, при якому гальмівний елемент кінематично пов'язаний з робочим органом.

Знайшли застосування схеми управління переміщенням циліндрів з внутрішніми гальмівними пристроями (рисунк 4.14, а).

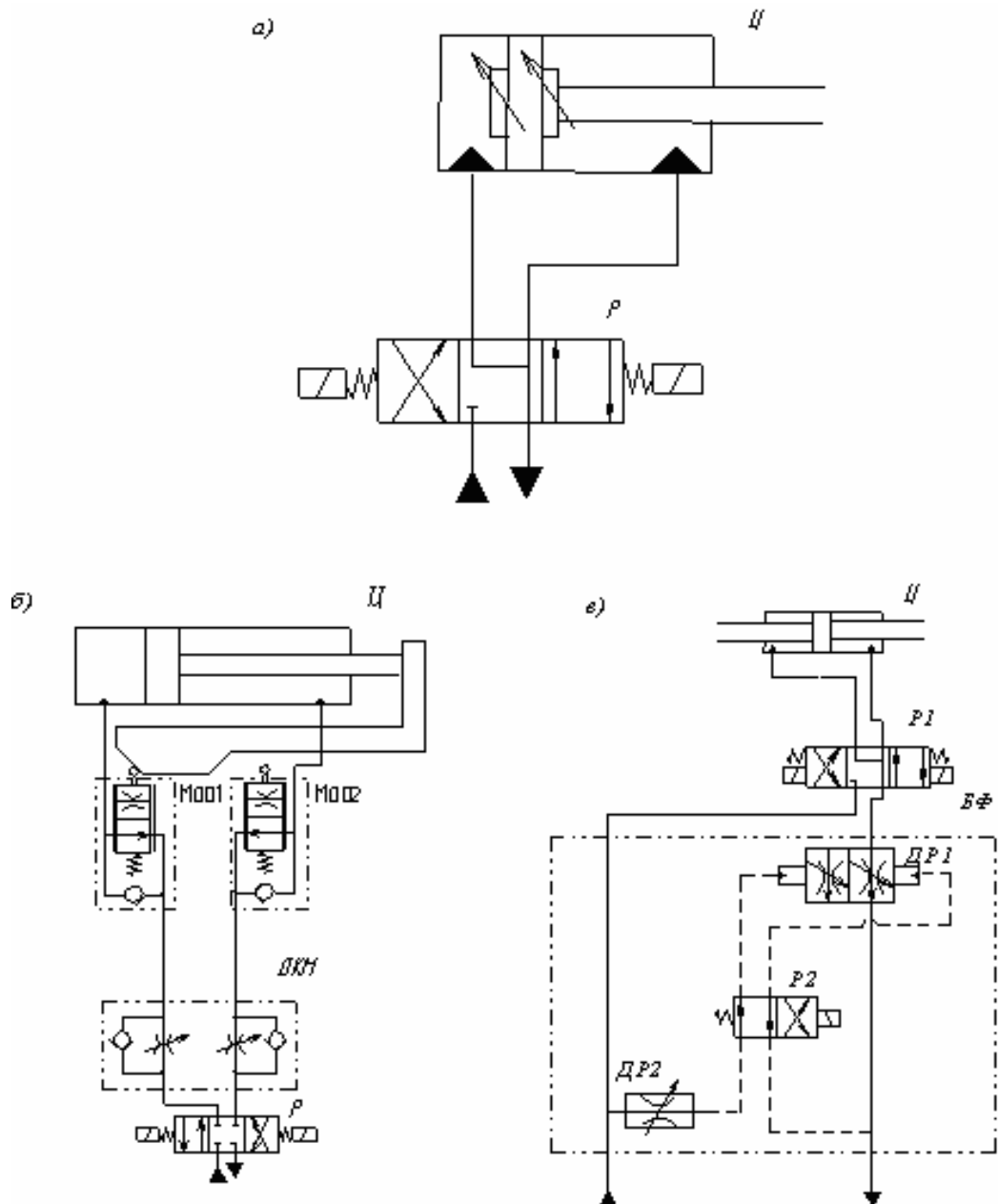


Рисунок 4.14 – Гідроприводи гальмування

Вони забезпечують компактність і малі габаритні розміри приводу,

особливо якщо утруднене застосування електричних кінцевих вимикачів, що сигналізують про переміщення виконавчих органів. До недоліків внутрішніх гальмівних пристроїв відносяться: неможливість регулювання довжини гальмівного шляху, незручне розташування місць регулювань на верстаті, трудомісткість і високі вимоги до точності розрахунку, значне ускладнення конструкції циліндрів.

Застосування шляхових дроселів типу МДО, що серійно випускаються, для гальмування гідроциліндрів (рисунк 4.14, б) дозволяє використовувати при настроюванні оптимального режиму гальмування два параметри: довжину гальмівного шляху і площу перерізу каналу дроселя. До недоліків цього способу гальмування відноситься громіздкість конструкції системи через необхідність розташування гальмівних дроселів поруч з гідроциліндром. Перспективною і універсальною є система управління переміщенням і гальмуванням гідроприводу за допомогою функціонального блоку (рисунк 4.14, в). Напрямок руху поршня визначається трипозиційним розподільником Р1. Дросель ДР1 золотникового типу має в своїх крайніх положеннях два регульованих прохідних перерізу і управляється гальмівним розподільником Р2, за допомогою якого здійснюється перемикання дроселя ДР1 з максимальної витрати на мінімальну. Швидкість цього перемикання, в т. ч. ефективність і плавність гальмування, регулюються дроселем ДР2. Вмикання гальмівного розподільника Р2 здійснюється від електричних малогабаритних кінцевих вимикачів, що взаємодіють з штоком гідроциліндра. Знаходять застосування гідросхеми фіксації за допомогою пружини (рисунк 4.15, а), встановленій в поршневій порожнині циліндра, розфіксації – шляхом подання масла під тиском у протилежну порожнину циліндра. Якщо потрібно створити більше зусилля для фіксації та розфіксації, то застосовується гідросхема, зображена на рисунку 4.15, б. Для перемикання двовінцевих блоків зубчастих коліс застосовується

гідросхема, показана на рисунку 4.15, в, а для тривінцевих блоків – на рисунку 4.15, г. На всіх рисунках 4.15, а-г в систему управління циліндром Ц входить дросель 2 із зворотними клапанами типу ДКМ і розподільник 3 (2 або 3 позиційний).

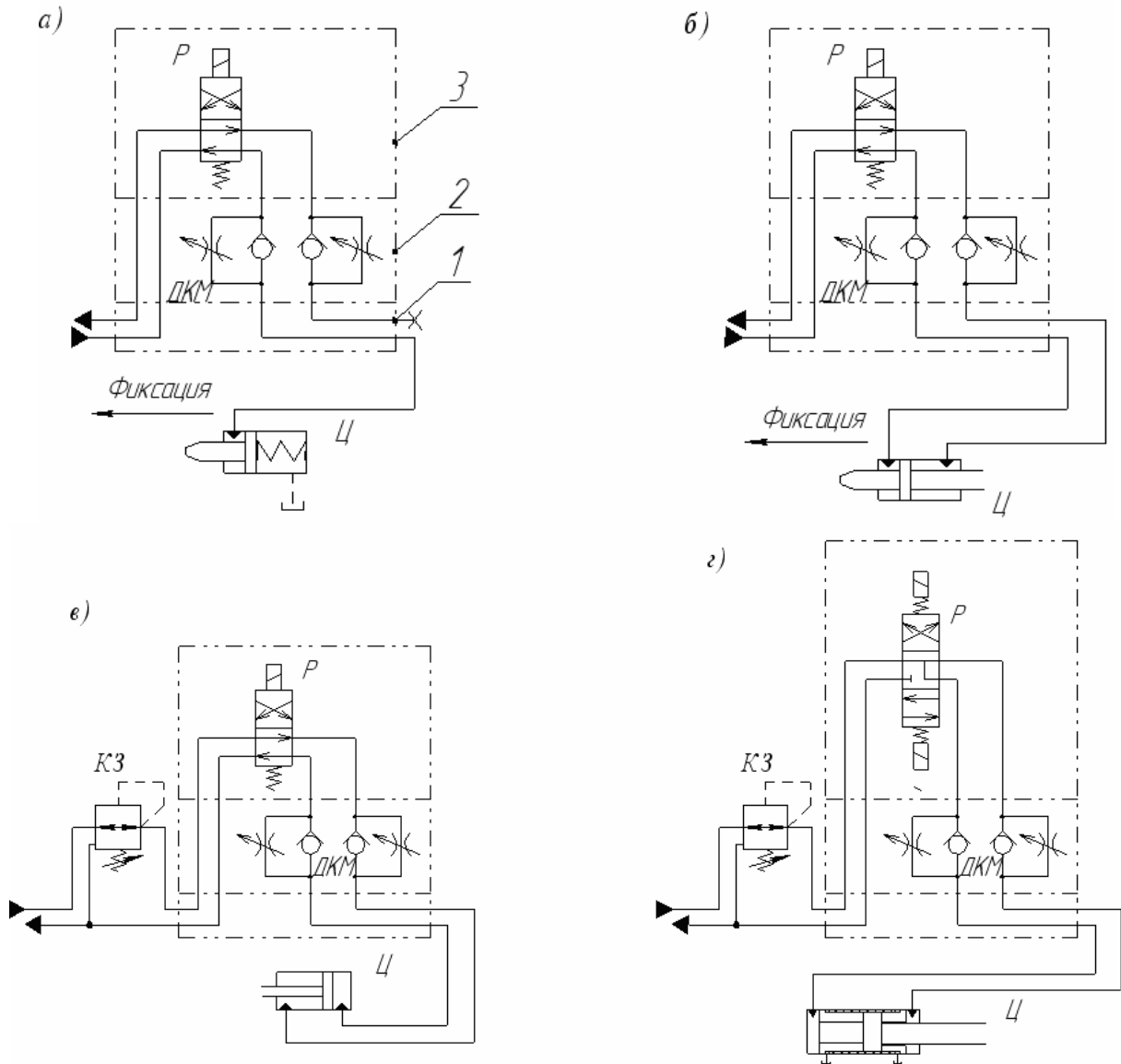


Рисунок 4.15 – Гідроприводи фіксації

Для утримання блоків зубчастих коліс в робочому положенні може застосовуватися клапан зусилля затиску без електровиходу КЗ або редукційний клапан. Вся гідроапаратура монтується на плиті 1.

Гідроприводи поворотних механізмів. У револьверних голівках, ділільних столах, інструментальних магазинах та інших механізмах

верстатів потрібно забезпечити поворот і фіксацію робочого органу в заданому кутовому положенні з високою точністю за обмежений час, причому приводний механізм, розташований в зоні обслуговування, повинен бути максимально компактним. Гідравлічний привід (рисунок 4.16) найкращим чином вирішує цю задачу.

У вихідному положенні електромагніти розподільників 1 і 2 знеструмлені. При повороті вмикаються електромагніти розподільників 1 (циліндр 12 розчіплює торцеві зуби зубчастих вінців) і 2 (масло під тиском поступає у порожнину 8, забезпечуючи вихід фіксатора 11 з паза диска 10), штовхачем 7 золотник 3 типу 361-41М зміщується вліво, з'єднуючи камери гідромотора 9 з напірною і зливною лініями. Гідромотор через зубчасту передачу повертає планшайбу в напрямі стрілки.

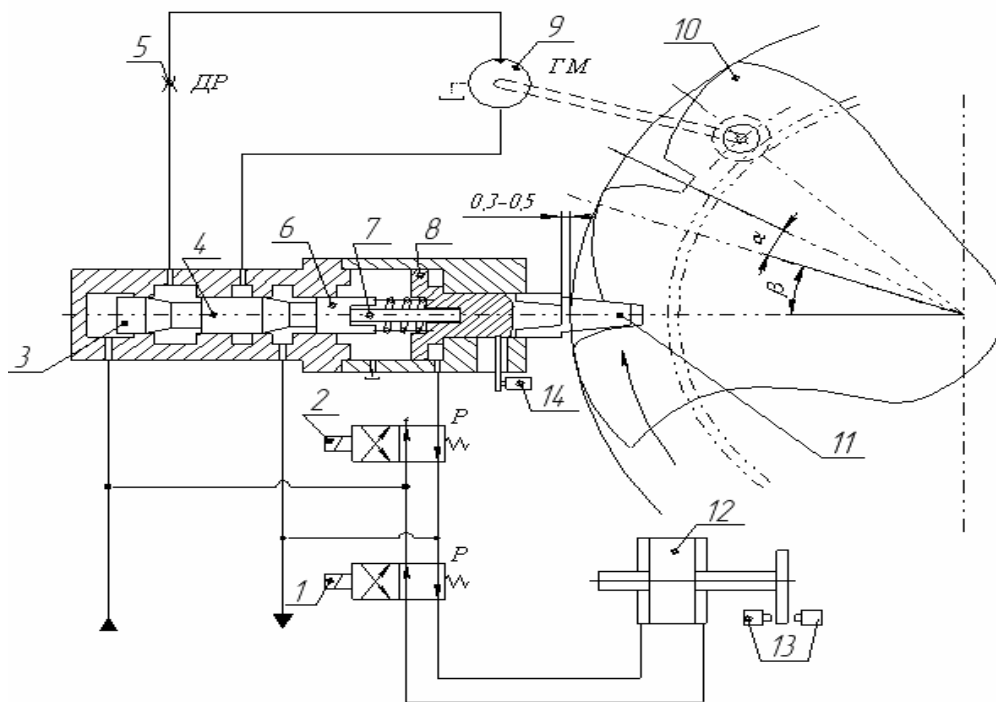


Рисунок 4.16 – Гідропривід поворотного механізму

При підході до заданого кутового положення пристрій пошуку в зоні кутового розташування паза на диску 10 вимикає електромагніт розподільника 2, в результаті чого фіксатор 11 пружиною 6 і тиском в торцевій порожнині золотника 3 притискається до зовнішньої

циліндричної поверхні диска 10. Далі при повороті відповідно до профілю диска фіксатор 11 разом з золотником 3 зміщується вправо (на схемі), і золотник своїми конусними поверхнями дроселює потік масла одночасно на вході і виході з гідромотора, забезпечуючи його плавне гальмування з контролем по шляху (ефективність гальмування може регулюватися шляхом зміни довжини штовхача). Після того, як фіксатор заскакує в паз диска, кінцевий вимикач 14 дає сигнал на вимикання електромагніта 1 і циліндр 12 вводить в зачеплення торцеві зуби, забезпечуючи точну фіксацію планшайби. При цьому можливість деякого провороту гідромотора забезпечується шляхом з'єднання його робочих камер через паз 4 золотника (оскільки хід фіксатора 11 вправо обмежений упором, між фіксатором і пазом диска є боковий зазор). Блок мікровимикачів 13 дає сигнал на продовження циклу.

Частота обертання при повороті може обмежуватися дроселем 5.

У ділильних механізмах необхідна точність кута повороту може бути досягнута без застосування зубчастих вінців з торцевими зубами. В цьому випадку розподільник 1 і циліндр 12 відсутні, а фіксатор 11 без зазору входить в паз диска 10.

Гідроприводи пристроїв автоматичної зміни інструментів (АЗІ).

Пристроями АЗІ оснащуються практично всі групи верстатів. До цих пристроїв відносяться інструментальні магазини ІМ, маніпулятори, кантувачі й ін. Робота пристроїв АЗІ пов'язана визначеною послідовністю рухів, яка включає вибір потрібного інструменту ІМ, його передачу на позицію зміни, зміну інструменту в шпинделі, на супорті або у револьверній голівці, повернення в ІМ знятого інструменту.

Цикл зміни інструменту розбивається на переходи, суміщені за часом з обробкою заготовки, і несуміщені переходи. Час несуміщення переходів має бути по можливості зменшений і суміщені рухи при коротких операціях повинні здійснюватися досить швидко. Тому пристрої

АЗІ повинні володіти високою швидкістю. Для гідравлічного приводу це означає, що при досить високих швидкостях рухів, короткому часі розгону і гальмування, повинна бути забезпечена плавність роботи.

Інструментальні магазини в основному бувають барабанні і ланцюгові.

Добре зарекомендував себе в експлуатації гідравлічний привід магазину барабанного типу з гідромеханічним управлінням гальмуванням (рисунки 4.17).

У варіанті ланцюгового магазину конструктивно важко виконати гідромеханічне управління гальмуванням. Тому в даному випадку застосовують електрогідравлічне управління гальмуванням з використанням дроселів із ступінчастим перемиканням.

Маніпулятор (автооператор) здійснює передачу інструменту з магазину в шпindel або на іншу робочу позицію (супорт, револьверну голівку) і назад. Ось типовий цикл зміни інструменту. Шпindelна бабка із замінюваним в шпинделі інструментом на оправці встановлюється в позицію зміни. Маніпулятор переміщається в сторону шпинделя і вільною рукою захоплює оправку з інструментом, здійснюється розтиск в шпинделі, рука маніпулятора висувається (уздовж осі повороту) і виймає оправку з інструментом з посадкового отвору шпинделя. Потім рука повертається на 180° і втягується уздовж осі. Новий інструмент вводиться в шпindel, затискається, а маніпулятор переміщається у вихідне (проміжне) положення між позицією обміну інструментом зі шпинделем і позицією обміну інструментом з ІМ. Здійснюється пошук вільного гнізда для установки знятого інструменту, висування руки, переміщення маніпулятора до ІМ, установка знятого інструменту в гніздо магазину, відведення маніпулятора в результаті у положення для пошуку наступного інструменту, передача його в аналогічній послідовності в захват і переміщення маніпулятора у вихідну позицію, що відповідає готовності до

наступної зміни інструменту в шпинделі.

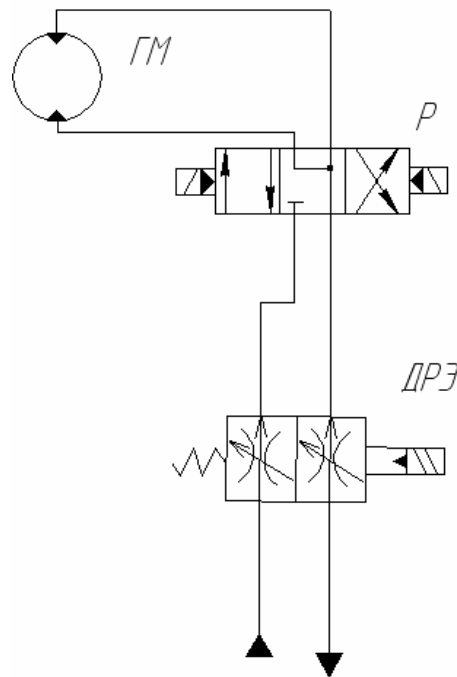


Рисунок 4.17 – Гідропривід поворотного механізму інструментального магазину барабанного типу

Обмін інструментом між шпинделем і маніпулятором вимагає перерви в обробці, тому час обміну, включаючи час виходу шпиндельної бабки в позицію зміни, є несуміщеним і цю частину циклу зміни прагнуть виконати за можливо короткий час. Решта рухів маніпулятора і ІМ відбуваються під час обробки заготовки (поєднаний час), але наступний інструмент повинен бути підготовлений для зміни до часу закінчення роботи попереднього інструменту. Плавність гальмування в кінці кожного з рухів маніпулятора може досягатися гальмівними пристроями, вбудованими в гідроциліндри, або виконаними у вигляді окремих гідроапаратів шляхових дроселів типу МДО).

На рисунку 4.18, а зображена типова гідросхема управління маніпулятором багатоінструментального свердлильно-фрезерно-розточувального верстата з ЧПУ. Гідроциліндри висунення руки (ЦВР), повороту руки (ЦПР) і переміщення маніпулятора (ЦПМ) обладнані вбудованими гальмівними пристроями. Схеми управління кожним з цих

гідроциліндрів включають двопозиційні розподільники P1 ... P3 з електроуправлінням, дроселі із зворотними клапанами ДР1 ... ДР2, включені в робочі гідролінії циліндрів, редукційні клапани КР1 ... КР2 на вході в розподільники. Вертикальний набір для кожного з циліндрів маніпулятора складається з редукційного клапана 2 типу КРМ, дроселів із зворотними клапанами 3 типу ДКМ і розподільника 4 типу В.

Ці вертикальні набори встановлюються на єдиній плиті 1 і разом з нею утворюють блок управління. Редукційні клапани дозволяють налаштувати необхідний тиск, а дроселі – швидкості руху для кожного з гідроциліндрів незалежно від інших.

Часто для повороту інструментального магазину застосовують плунжерні гідроциліндри згідно з рисунком 4.18, б.

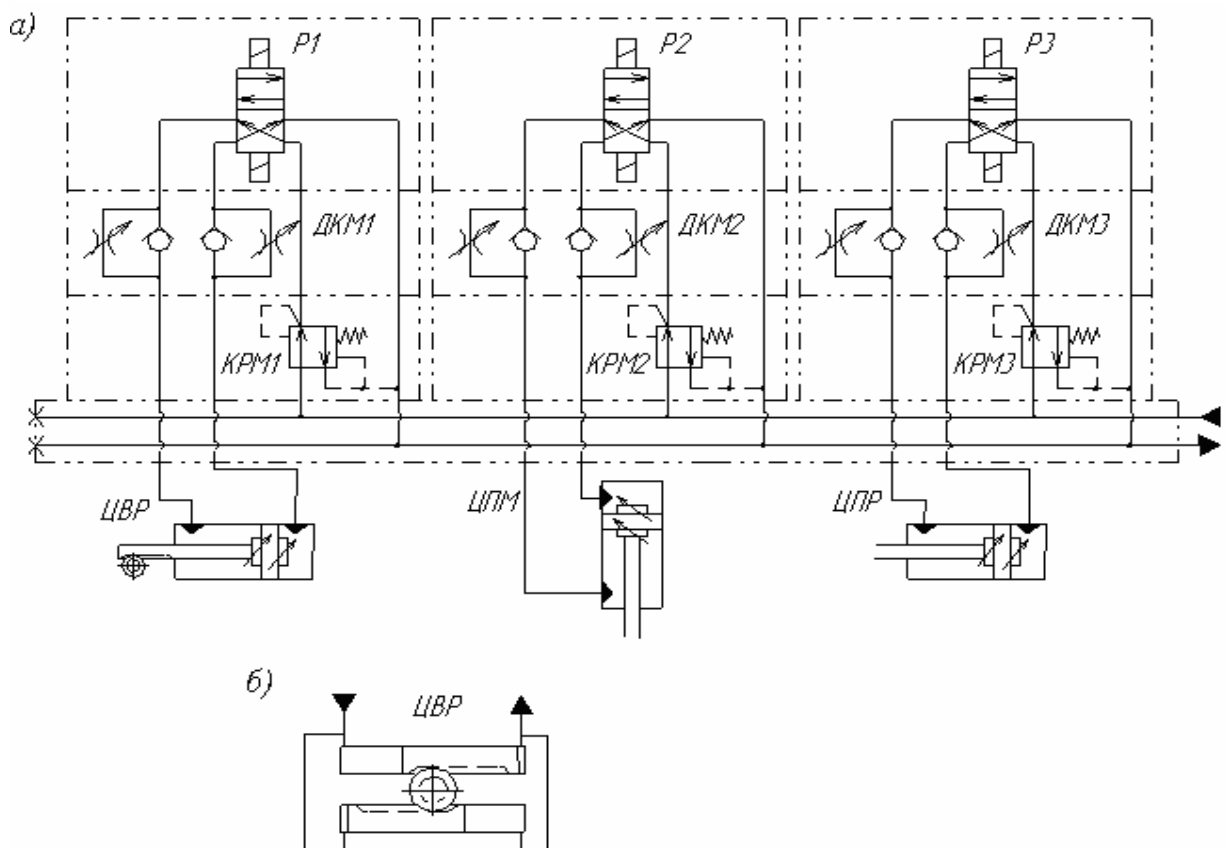


Рисунок 4.18 – Гідроприводи пристроїв автоматичної зміни інструменту

4.1.3. Типові схеми автоматичного управління виконавчими механізмами пневмодвигунами

Управління з контролем за кінцевим положенням. Управління шляхом подання тиску на перемикання головного розподільника є найбільш надійним способом і забезпечує спрацювання розподільника при трубопроводах будь-якої довжини.

На рисунку 4.19 показана схема напіваавтоматичного управління циліндром шляхом подання тиску в порожнину управління головного розподільника 2. При короткочасному увімкненні кнопки 1 перемикається головний розподільник 2, забезпечуючи подання тиску в безштокову порожнину циліндра.

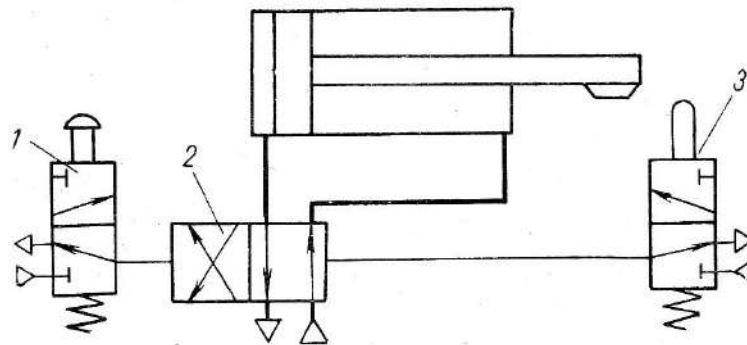


Рисунок 4.19 – Схема напіваавтоматичного управління циліндром шляхом подання тиску

Шток висувається і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач трилінійного розподільника 3, який подає сигнал на управління розподільником 2, в результаті чого шток циліндра повертається у вихідне положення. При повторному увімкненні кнопки 1 розподільника 2 цикл повторюється.

Для отримання системи, що забезпечує автоматичне управління циліндром, в схему вводиться ще один кінцевий вимикач (рисунки 4.20). Перемикання головного розподільника 2 тут здійснюється шляхом подання тиску в порожнину управління розподільника від кінцевих вимикачів

3(1) і 3(2). Цикл роботи циліндра буде повторюватися до тих пір, поки увімкнений тумблер 1.

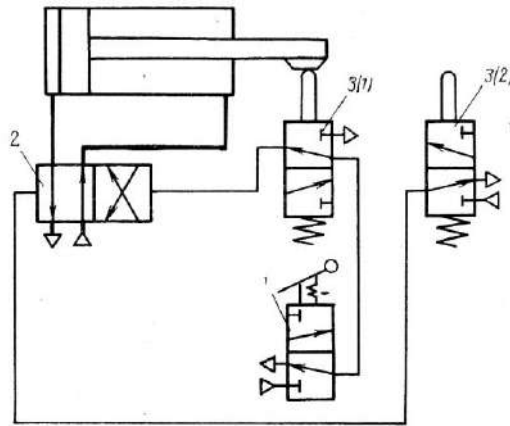


Рисунок 4.20 – Схема автоматичного управління циліндром шляхом подання тиску

Управління шляхом скидання тиску. Для управління головними розподільниками застосовується також спосіб утворення сигналу методом скидання тиску.

На рисунку 4.21 зображена схема напівавтоматичного управління циліндром шляхом скидання тиску з порожнин управління розподільника 4.

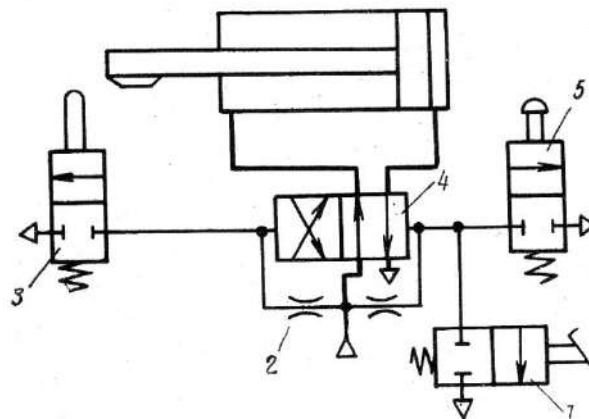


Рисунок 4.21 – Схема напівавтоматичного управління циліндром шляхом скидання тиску

В якості допоміжних розподільників використані надійні і прості дволінійні розподільники. Перевагою управління шляхом скидання тиску є

мінімальна кількість з'єднувальних трубопроводів, оскільки до кінцевого вимикача 3, кнопки 5 і педалі 1 не потрібно підводити живлення. Цей спосіб управління можна застосовувати тільки при коротких трубопроводах лінії управління.

При управлінні шляхом скидання тиску з порожнин управління головного розподільника останні повинні весь час перебувати під тиском, для чого порожнини управління розподільників через дроселі 2 з'єднуються з лінією підведення тиску. При короткочасному увімкненні пускового розподільника з ножним управлінням 1 або кнопки 5 з правої порожнини управління розподільника тиск скидається, і розподільник 4 під дією тиску, що є в лівій порожнині, перемикається і з'єднує безштокову порожнину циліндра з живленням. Шток циліндра висувається і в кінці ходу натискає кінцевий вимикач 3, що скидає тиск з лівої порожнини управління розподільника 4. Останній перемикається, і шток циліндра повертається у вихідне положення.

Автоматичне управління циліндром шляхом скидання тиску з порожнин управління головного розподільника 3 (рисунок 4.22) здійснюється так само, як і в схемах з управлінням поданням тиску, за допомогою кінцевих вимикачів 4(1) і 4(2). Пуск системи здійснюється увімкненням тумблера.

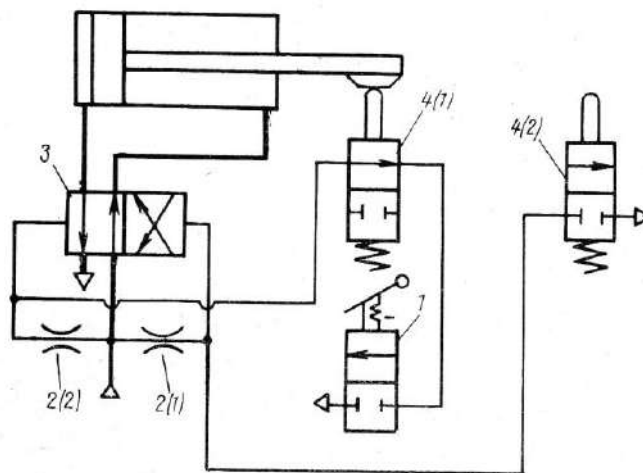


Рисунок 4.22 – Схема автоматичного управління циліндром шляхом скидання тиску

Недоліком систем з управлінням шляхом скидання тиску є можливість довільного спрацювання розподільника 3 при наявності витоків в каналах після дроселів 2(1) і 2(2).

Управління з контролем за тиском. У тих випадках, коли не можна встановити кінцеві вимикачі або необхідно проконтролювати цикл по зусиллю, що розвивається поршнем в кінці ходу, застосовують схеми управління тиском (рисунок 4.23). У цих схемах використовуються клапани послідовності 2(1) і 2(2), що видають сигнал на перемикання розподільника 3 при увімкненому пусковому тумблері 1, тільки при досягненні в наповнюваній порожнині циліндра величини тиску, достатньої для перемикання клапана послідовності.

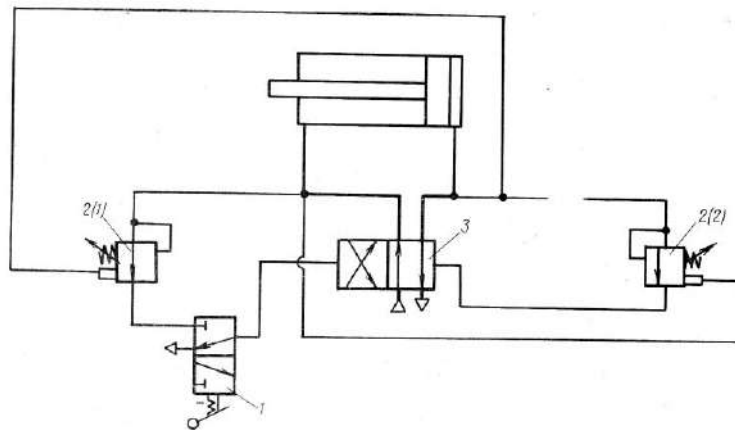


Рисунок 4.23 – Схема автоматичного управління циліндром за допомогою клапанів послідовності

Особливістю цих схем є застосування клапанів послідовності з диференціальним управлінням. Порожнини управління клапана підключені до обох порожнин циліндра, і тому підвищення тиску в момент рушення поршня не спричиняє появи помилкового сигналу.

Для надійного виконання циклу клапан послідовності рекомендується налаштувати на величину, що дорівнює сумі максимального тиску, необхідного для початку руху поршня з місця, і подвоєної величини чутливості реле. У той же час настроєний тиск повинен бути нижче

мінімально можливого тиску в мережі на величину подвоєної чутливості реле.

На рисунку 4.24 показана схема напівавтоматичної роботи циліндра заснована на зниженні тиску в неробочій порожнині циліндра. Функції реле тиску в цій схемі виконуює трилінійний двопозиційний розподільник з малим зусиллям перемикання.

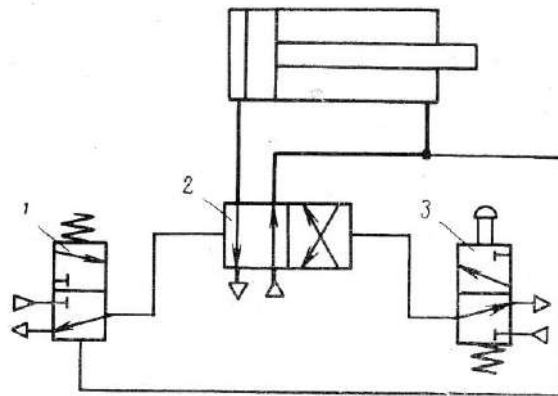


Рисунок 4.24 – Схема напівавтоматичного управління циліндром за допомогою розподільника з малим зусиллям перемикання

При короткочасному увімкненні пускової кнопки 3 головний розподільник 2 перемикається вліво, забезпечуючи рух поршня циліндра вправо. Штокова порожнина циліндра пов'язана з порожниною, якою управляє розподільник 1, який має мале зусилля перемикання.

Розподільник 1 увімкнений до тих пір, поки тиск в штоковій порожнині не знизиться до величини, при якій можливе перемикання розподільника 1 під дією його пружини. Це відбувається при завершенні поршнем ходу вправо. Розподільник 1, перемикаючись під дією пружини, подає сигнал в порожнину, яка управляє розподільником 2, що забезпечує повернення поршня у вихідне положення.

Схема, що забезпечує роботу циліндра преса спочатку з низьким, а потім з високим тиском, зображена на рисунку 4.25. При увімкненні крана 1 в безштокову порожнину циліндра подається стиснене повітря під низьким тиском, настроєним редуційним клапаном 5(1). Одночасно через дро-

сель зі зворотним клапаном 2 повітря поступає в резервуар 3 і до верхньої порожнини управління розподільника 4. Як тільки тиск в резервуарі подолає зусилля пружини розподільника 4, останній спрацьовує і з'єднує безштокову порожнину циліндра з високим тиском, настроєним редукційним клапаном 5(2).

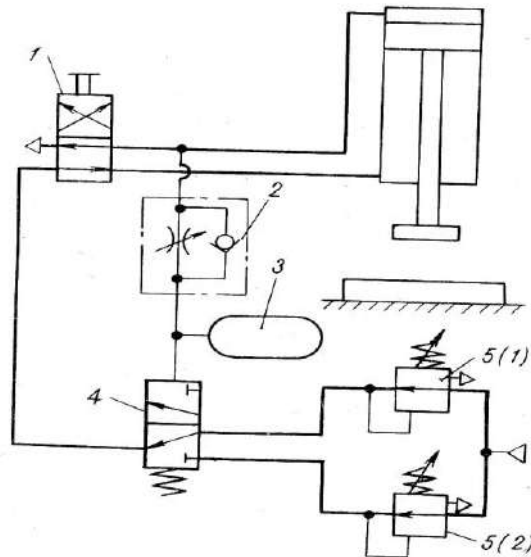


Рисунок 4.25 – Схема автоматичного управління циліндром на низькому і високому тисках

Управління з контролем за часом. Схеми з реле часу характеризуються тим, що сигнали на перемикання розподільних пристроїв подаються через деякі інтервали часу.

Розрізняються схеми з витримкою часу у вихідному положенні циліндра і з витримкою часу в кінці ходу.

У схемі, зображеній на рисунку 4.26, витримка здійснюється за допомогою циліндра 3, швидкість переміщення якого регулюється дроселем зі зворотним клапаном 2, і кінцевим вимикачем 5. Коли шток циліндра 3 вмикає кінцевий вимикач 5, поступає сигнал у ліву порожнину управління розподільника 6, який, перемикаючись, з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 7.

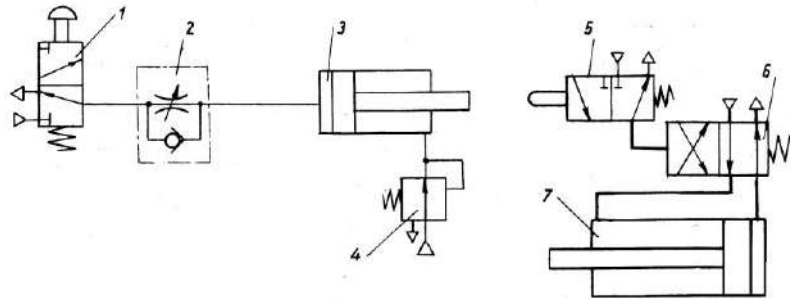


Рисунок 4.26 – Схема напівавтоматичного управління циліндром з витримкою часу у вихідному положенні

Ця схема дозволяє встановлювати час витримки з високою точністю в діапазоні 2-300 сек. Сила опору тиску повітря, що поступає в безштокову порожнину циліндра 3, створюється протитиском, що регулюється редукційним клапаном 4. Кнопка 1 повинна бути натиснута протягом часу витримки.

У схемі, показаній на рисунку 4.27, повний робочий цикл відбувається при короткочасному увімкненні кнопки 1 за допомогою додаткового трилінійного розподільника 2, що управляється кнопкою 1 і кінцевого вимикача 5. Розподільник 2, перемкнувшись, подає стиснене повітря через дросель зі зворотним клапаном 3 в циліндр 4.

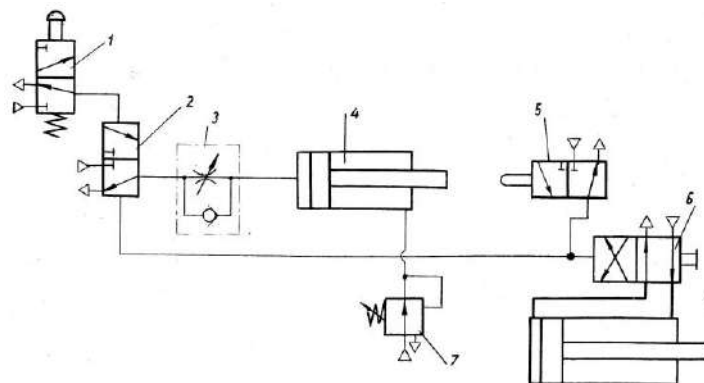


Рисунок 4.27 – Схема напівавтоматичного управління циліндром з витримкою часу у вихідному положенні при короткочасному увімкненні пускового розподільника

В кінці ходу вправо шток циліндра 4 вмикає кінцевий вимикач 5, що подає сигнали на перемикання головного розподільника 6 і розподільника 2, який, перемикаючись, з'єднує безштокову порожнину циліндра 4 з атмосферою. Поршень циліндра 4 повертається у вихідне положення під дією протитиску, створюваного регулятором тиску 7.

На рисунку 4.28 показана схема автоматичного управління з витримкою часу у вихідному положенні. Сигнал на увімкнення витримки часу подається від кінцевого вимикача 5 при увімкненні тумблера 3. При цьому золотник розподільника 2 переміщається вправо і знімає тиск з лівої порожнини управління розподільника 6, одночасно подаючи команду на кінцевий вимикач 4, який перемикається і знімає тиск з правої порожнини управління розподільника 6. Шток циліндра не починає руху вліво, поки не перемкнеться вліво розподільник 2. Час витримки встановлюється настройкою дроселя 1. Розподільник 2 подає команду на перемикання розподільника 6. Шток циліндра висувається, в кінці ходу натискає на кулачок кінцевого вимикача 4, подає сигнал на перемикання розподільника 6, потім повертається у вихідне положення і вмикає кінцевий вимикач 5. Цикл повторюється знову, якщо тумблер 3 перемкнутий.

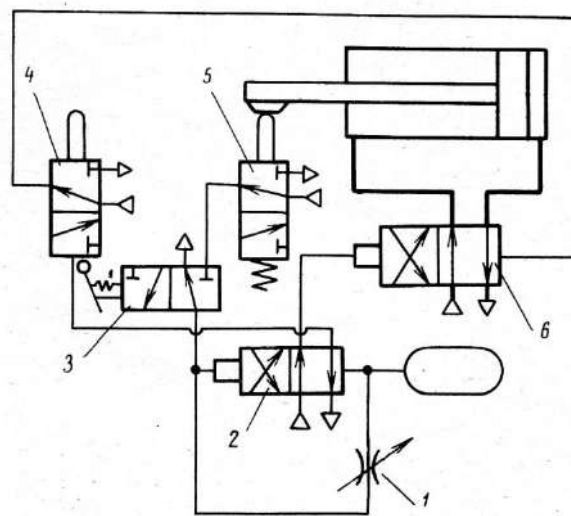


Рисунок 4.28 – Схема автоматичного управління циліндром з витримкою часу у вихідному положенні

Схема напіваавтоматичного управління циліндром односторонньої дії з пружинним поверненням, що забезпечує витримку часу в кінці робочого ходу показана на рисунку 4.29.

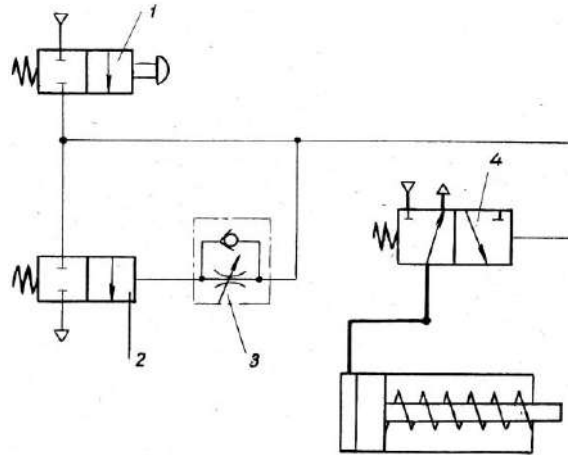


Рисунок 4.29 – Схема напіваавтоматичного управління циліндром односторонньої дії з пружинним поверненням, що забезпечує витримку часу в кінці робочого ходу

При короткочасному увімкненні кнопки 1 перемикається розподільник 4, і шток циліндра висувається. Одночасно повітря через дросель зі зворотним клапаном 3 поступає в порожнину управління кількох ліній клапана 2. Коли клапан 2 перемкнеться, порожнина управління розподільника 4 з'єднується з атмосферою. Розподільник 4 зусиллям пружини перемикається в ліве положення і з'єднує з атмосферою безштокову порожнину циліндра.

Поршень під дією пружини повертається у вихідне положення. Затримка в часі не залежить від швидкості спрацьовування кнопки 1.

Схема напівавтоматичного циклу роботи циліндра з витримкою в кінці ходу вправо зображена на рисунку 4.30. Як реле часу використовується допоміжний циліндр 1.

Короткочасне увімкнення кнопки 4 перемикає головний розподільник 5 вліво і відкриває доступ стисненого повітря у безштокову

порожнину циліндра 2. В кінці ходу поршня кулачок на його штоку перемикає кінцевий вимикач 3(1).

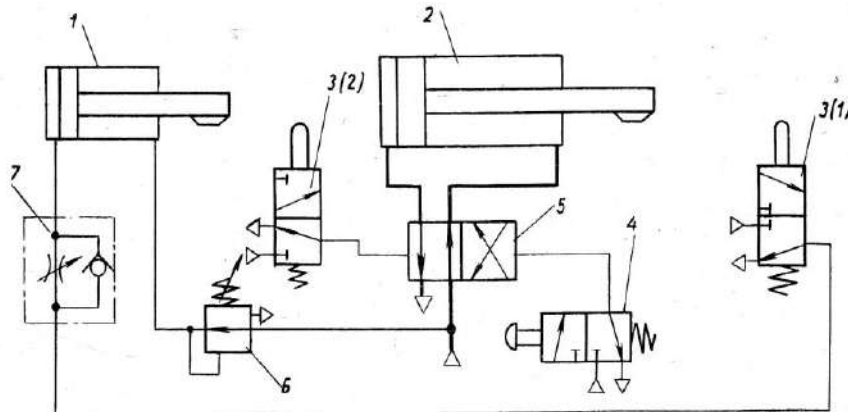


Рисунок 4.30 – Схема напівавтоматичного управління циліндром з витримкою часу в кінці ходу вправо

Стиснене повітря через дросель зі зворотним клапаном 7 поступає до циліндра 1. Поршень циліндра рухається вправо. Час його руху визначає величину витримки пневмоциліндра 2 у висуненому положенні. Редукційний клапан 6 створює опір переміщенню поршня. В кінці ходу шток циліндра 1 натискає на штовхач кінцевого вимикача 3(2), який перемикає розподільник 5 вправо. Поршень циліндра 2 повертається у вихідне положення. Час витримки можна встановлювати в широкому діапазоні.

Схема автоматичного управління циліндром з витримкою часу при висуненому штоку показана на рисунку 4.31.

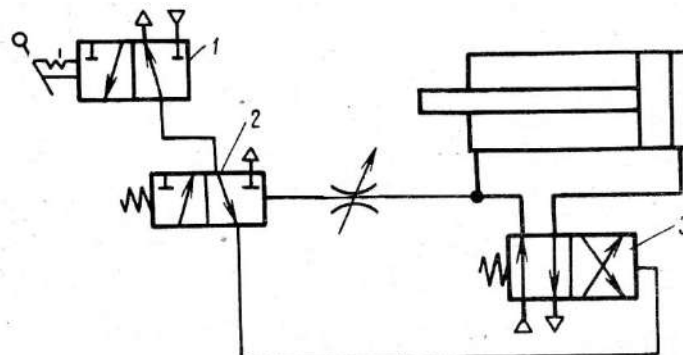


Рисунок 4.31 – Схема автоматичного управління циліндром з витримкою часу при висуненому штоку

При увімкненні тумблера 1 стиснене повітря через розподільник 2 поступає в праву порожнину управління головного розподільника 3, який перемикається, і шток циліндра переміщується вліво. Одночасно права порожнина управління розподільника 2 через дросель з'єднується з атмосферою. Через деякий час, що залежить від настройки дроселя, тиск в порожнині управління падає настільки, що пружина перемикає розподільник 2 і з'єднує праву порожнину управління розподільника 5 з атмосферою. Головний розподільник під дією пружини перемикається і шток циліндра повертається у вихідне положення. Цикл повторюється до тих пір, поки увімкнений тумблер 1.

Регулювання швидкості поршня. Швидкість переміщення поршня циліндра залежить від кількості повітря, що поступає в порожнину циліндра за одиницю часу, від тиску стисненого повітря і навантаження на шток.

Регулювання швидкості пневмоциліндрів на усій довжині ходу поршня здійснюється шляхом установки дроселів на вихлопі або (підвідному) трубопроводі. Дроселювання на вході, як правило, не забезпечує плавного переміщення поршня і застосовується тільки для грубого регулювання швидкості.

Найбільш ефективним методом регулювання швидкості пневмоциліндра є установка дроселів на вихлопі. У схемі управління швидкістю переміщення циліндра однобічної дії з пружинним поверненням (рисунк 4.32) дросель встановлюється на вході і здійснює регулювання швидкості поршня при його переміщенні вправо. Швидкий зворотний хід забезпечується установкою зворотного клапана.

У схемі управління пневмоциліндром односторонньої дії без пружинного повернення (рисунк 4.33, а) хід поршня циліндра вниз

відбувається за рахунок ваги вантажу. Тут встановлені два дроселя із зворотними клапанами.

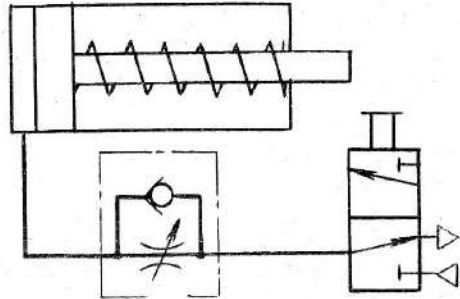


Рисунок 4.32 – Схема ручного управління циліндром односторонньої дії з пружинним поверненням, що забезпечує регулювання швидкості за допомогою дроселя зі зворотним клапаном

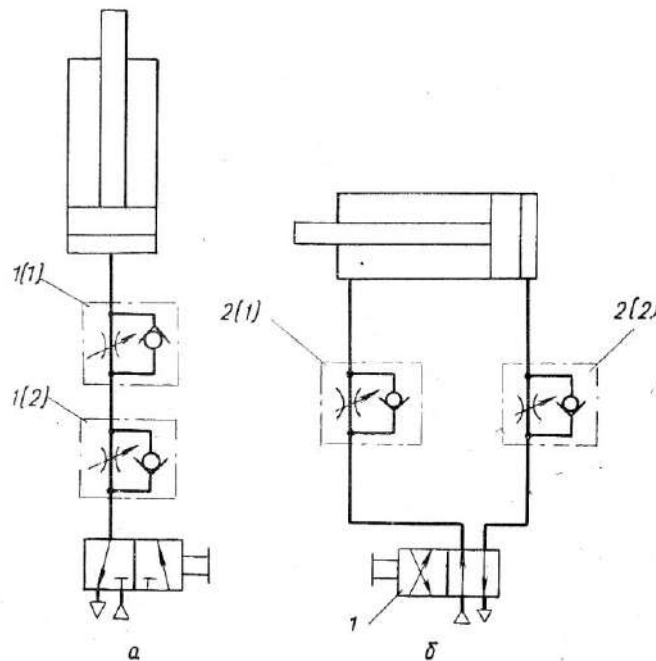


Рисунок 4.33 – Схеми ручного управління з регулюванням швидкості за допомогою дроселів із зворотними клапанами: а – циліндром односторонньої дії без пружинного повернення; б – циліндром двосторонньої дії

Швидкість підйому регулюється дроселем 1(1), а опускання – дроселем 1(2). При регулюванні швидкості переміщення циліндра двосторонньої дії (див. рисунок 4.33, б) дроселі зі зворотними клапанами встановлюються

на виходах з циліндра. При перемиканні крана 1 повітря через зворотний клапан дроселя зі зворотним клапаном 2(2) вільно поступає в безштокову порожнину циліндра, а з штокової витісняється через регульований дросель зі зворотним клапаном 2(1).

Для регулювання швидкості пневмоциліндра за допомогою п'ятилінійного розподільника з роздільним вихлопом (рисунок 4.34) до вихлопних отворів приєднуються два регульовані дроселі. Перевагою даного способу є виключення зі схеми дроселів із зворотними клапанами, спрощення монтажу та скорочення кількості трубопроводів.

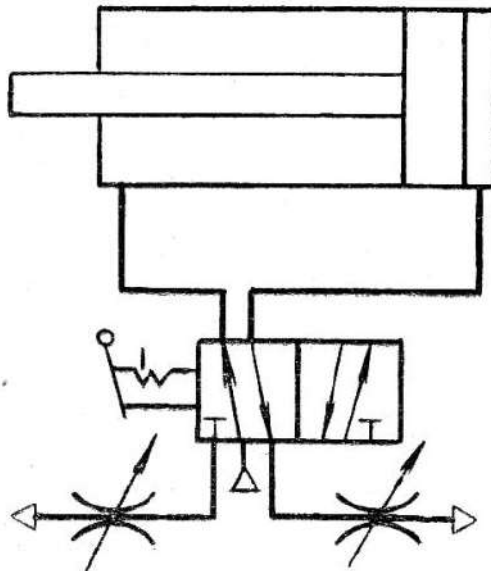


Рисунок 4.34 – Схема ручного управління циліндром за допомогою п'ятилінійного розподільника і регулювання швидкості дроселями

На рисунку 4.35 показана схема автоматичного управління циліндром з регулюванням швидкості і використанням в якості головних розподільників трилінійних розподільників 3(1) і 3(2) з одностороннім пневматичним управлінням.

За цією схемою так само, як і за попередньою, дроселі 2(1) і 2(2) встановлюються на лінії вихлопу, але її перевагою є використання більш простих апаратів – трилінійних розподільників 3(1) і 3(2). При увімкненні

тумблера 1 стиснене повітря через увімкнений кінцевий вимикач 4(1) поступає в порожнину управління розподільників 3(1) і 3(2).

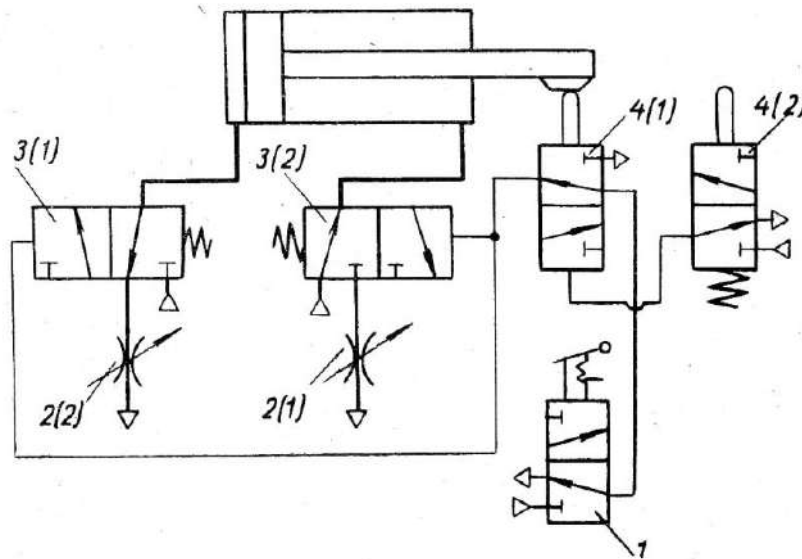


Рисунок 4.35 – Схема автоматичного управління циліндром з регулюванням швидкості за допомогою дроселів

Розподільник 3(2) з'єднує штовкову порожнину циліндра через дросель 2(1) з атмосферою, а розподільник 3(1) подає тиск у безштокову порожнину циліндра. Шток циліндра висувається і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 4(2), який подає сигнал на перемикання кінцевого вимикача 4(1). Порожнини управління головних розподільників з'єднуються з атмосферою, і розподільники під дією пружин перемикаються у вихідне положення. Шток циліндра відтягується і натискає штовхач кінцевого вимикача 4(1). Цикл повторюється при увімкненому тумблері 1.

На рисунку 4.36 показана схема, що дозволяє отримати дві швидкості переміщення поршня циліндра: спочатку швидкий хід, а потім регульовану швидкість. Коли кран 1 знаходиться в положенні, показаному на схемі, поршень циліндра здійснює рух вліво зі швидкістю, яка визначається настройкою дроселя зі зворотним клапаном 2(2), і на деякій відстані від кінця ходу вмикає кінцевий вимикач 3. При перемиканні крана 1 повітря поступає в безштокову порожнину циліндра і одночасно в порожнину управ-

ління розподільника 4, який відкривається і з'єднує штокову порожнину циліндра з атмосферою. Поршень циліндра швидко йде вправо до тих пір, поки кінцевий вимикач 3 не зробить вихід в атмосферу. Іншу частину ходу поршень переміщатиметься зі швидкістю, регульованою настройкою дроселя зі зворотним клапаном 2(2). Величина швидкого ходу визначається положенням кінцевого вимикача 3 і кулачка на штоку.

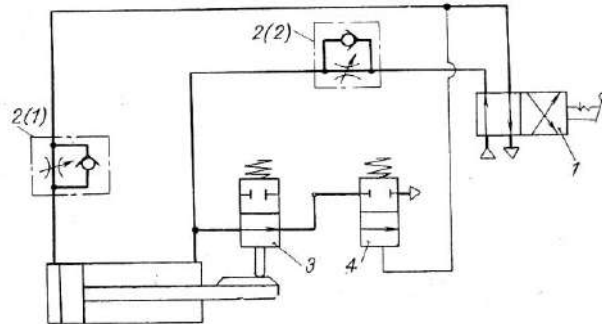


Рисунок 4.36 – Схема автоматичного управління циліндром з двома швидкостями переміщення поршня

Описані вище способи регулювання швидкості через стисливість повітря не забезпечують плавності ходу поршня при навантаженні, що змінюється. І тому там, де потрібна висока плавність переміщення, застосовуються пневмогідрравлічні схеми управління.

Поряд з регулюванням швидкості на всьому шляху переміщення поршня в пневматичних приводах часто застосовують гальмування штока в кінці ходу, що підвищує продуктивність машини. Засоби гальмування можуть бути встановлені як в самому циліндрі, так і поза ним. Недоліком вбудованих гальмівних пристроїв є неможливість регулювання довжини гальмівного шляху.

У схемі, зображеній на рисунку 4.37, гальмування циліндра здійснюється за допомогою гальмівного золотника.

Пуск системи здійснюється увімкненням тумблера 2, при цьому вмикається головний розподільник 4 і висувається шток циліндра. Під час ходу поршня вправо повітря виходить з штокової порожнини через

гальмівний золотник 3 та розподільник 4. У момент початку гальмування, який визначається розташуванням гальмівного золотника 3, його вільний прохід під дією кулачка на штоку перекривається і вихід повітря з штокової порожнини циліндра здійснюється тільки через дросель малого перерізу. У циліндрі створюється «повітряна подушка», що забезпечує безударну зупинку поршня. Величина гальмівного шляху визначається довжиною кулачка на штоку. Автоматична робота системи здійснюється за допомогою кінцевих вимикачів 1(1) і 1(2).

Коли не можна встановити гальмівні золотники, а в кінці ходу необхідне гальмування, то можна застосовувати схему, показану на рисунку 4.38. Тут повітря з порожнини циліндра, що спорожнюється виходить

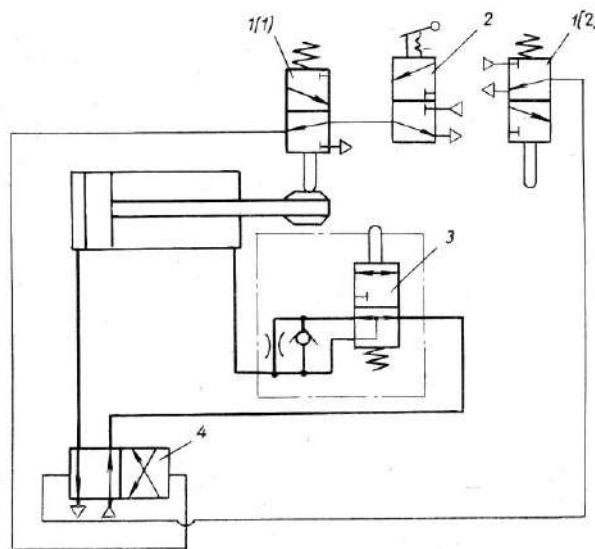


Рисунок 4.37 – Схема автоматичного управління циліндром з гальмівним золотником для гальмування штока циліндра

в атмосферу через розподільник 3, на вихлопній лінії якого встановлені резервуар 2 і дросель 1. У міру переміщення поршня тиск в резервуарі підвищується і гальмівна дія на шток збільшується. Підбираючи розмір резервуара 2 і настраюючи дросель 1, можна домогтися безударної зупинки поршня.

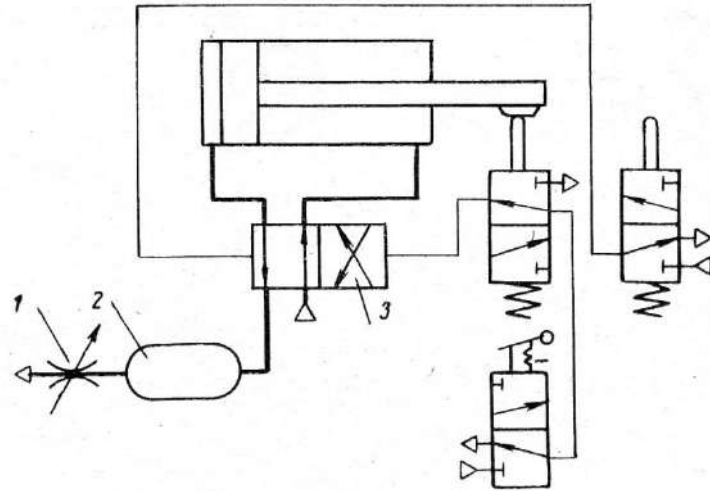


Рисунок 4.38 – Схема автоматичного управління з гальмуванням циліндра шляхом установки резервуара і дроселя

Для гальмування циліндрів з великою довжиною ходу (до 10 м) може бути використана схема (рисунок 4.39) з поданням протитиску. Шляхом увімкнення розподільника 1(1) з електромагнітним управлінням відбувається подання повітря в безштокову порожнину циліндра і рух штока вправо. Через деякий час розподільник 1(1) перемикається, з'єднуючи безштокову порожнину з атмосферою, а розподільник 1(2) при увімкненні з'єднує штокову порожнину з тиском. Поршень продовжує рухатися вправо до тих пір, поки його не зупинить протитиск.

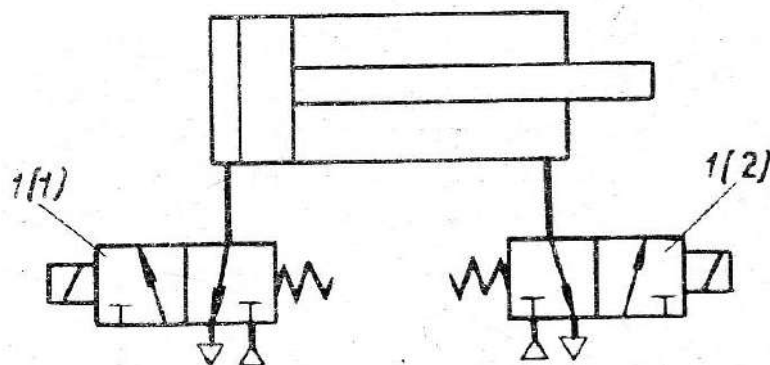


Рисунок 4.39 – Електропневматична схема гальмування довгоходового циліндра шляхом подання протитиску

Управління вмиканням і вимиканням розподільників 1(1) і 1(2) здійснюється від окремого автоматичного пристрою в залежності від положення і швидкості штока, а також тиску в порожнинах циліндра.

У схемі, показаній на рисунку 4.40, гальмування циліндра здійснюється зворотними клапанами за допомогою трилінійних розподільників. При увімкненому електромагніті одного з розподільників 1(1) або 1(2) повітря з відповідної порожнини вільно виходить в атмосферу. Коли електромагніт знеструмлюється, зворотні клапани 2(1) і 2(2) перешкоджають вихлопу, і відбувається гальмування поршня до повної його зупинки.

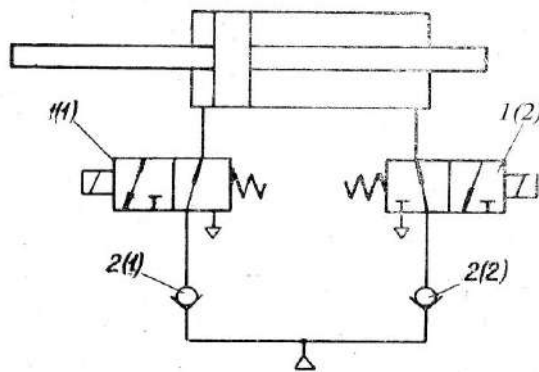


Рисунок 4.40 – Електропневматична схема гальмування циліндра за допомогою зворотних клапанів і трилінійних розподільників з електроуправлінням

Управління увімкненням електромагнітів за цією схемою здійснюється так само, як і за попередньою, від окремого автоматичного пристрою.

Забезпечення зупинки поршня. Для зупинки поршня в одному з проміжних положень потрібна рівновага сил в штоковій і безштоковій порожнинах, що досягається різними способами. На рисунку 4.41 показана схема, по якій для підпору використаний зворотний клапан. Коли нормально відкритий розподільник 1(2) увімкнений, шток циліндра переміщується вправо. Якщо соленоїд розподільника 1(2) знеструмити, поршень зупиниться, оскільки зворотний клапан забезпечить більш висо-

кий тиск у правій порожнині. Переміщення поршня циліндра вліво забезпечується увімкненням магніта розподільника 1(1).

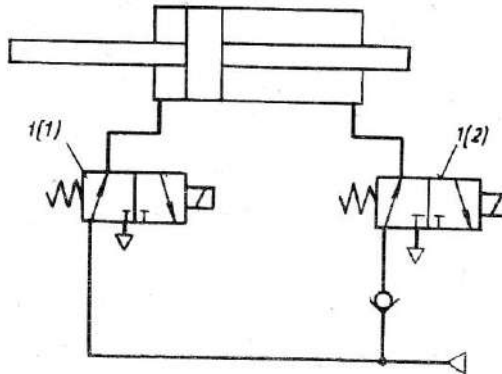


Рисунок. 4.41 – Електропневматична схема управління циліндром, що забезпечує зупинку поршня за допомогою зворотного клапана

У схемі, показаній на рисунку 4.42, рівновага сил забезпечується регулятором тиску 2. При увімкненні кнопки 1(1) шток висувається, оскільки штокова порожнина циліндра 4 при перемиканні розподільника 3(2) з'єднується з атмосферою. При увімкненні кнопки 1(2) розподільник 3(1) перемикається і шток втягується. Якщо розподільники 3(1) і 3(2) вимкнені, шток нерухомий, оскільки настройка регулятора тиску 2 забезпечує рівновагу сил в штоковій і безштоковій порожнинах циліндра.

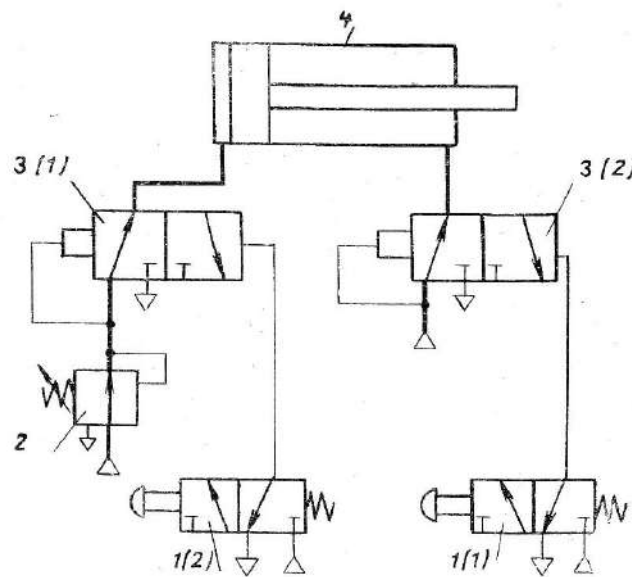


Рисунок 4.42 – Схема ручного управління циліндром, що забезпечує зупинку поршня за допомогою регулятора тиску

Застосування двох регуляторів тиску зі скиданням повітря (рисунок 4.43), що настраюються на різний тиск, дозволяє врівноважити дію сил тиску в штоковій і безштоковій порожнинах. Недоліком систем, що використовують для урівноваження сил регулятори тиску, особливо при значних коливаннях навантаження, є підвищена витрата повітря в результаті скидання в атмосферу тиску понад встановленого.

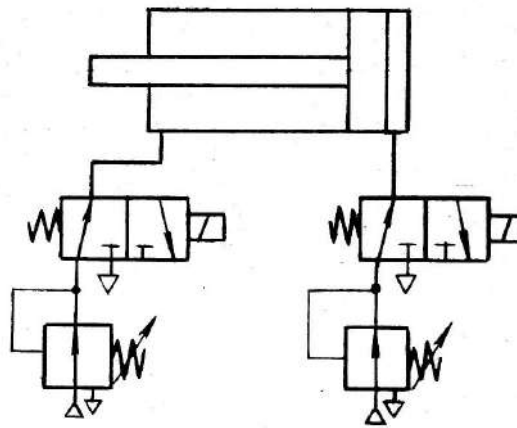


Рисунок 4.43 – Електропневматична схема управління циліндром, що забезпечує останів поршня за допомогою двох регуляторів тиску

На рисунку 4.44 зображена схема, що дозволяє зупинити поршень циліндра близько до необхідного положення. Управління циліндром здійснюється чотирилінійним трипозиційним перемикачем 1.

При перемиканні трипозиційного перемикача в крайнє праве положення вмикаються дволінійні нормально закриті розподільники 2(1) і 2(3), і шток циліндра висувається. Перемиканням трипозиційного перемикача вліво вмикаються розподільники 2(2) і 2(4), і шток повертається у вихідне положення. При середньому положенні робочого органу перемикача обидві порожнини циліндра ізольовані від тиску і від атмосфери. При постійному навантаженні на шток циліндра його поршень зупиняється в будь-якому проміжному положенні. Схеми, описані вище, не дозволяють

зупиняти поршень в точно заданому положенні через стисливість повітря. При необхідності точної зупинки застосовують багатопозиційні циліндри.

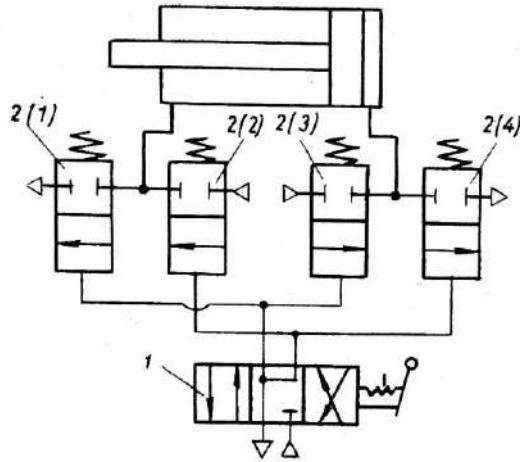


Рисунок 4.44 – Схема ручного управління циліндром з зупинкою поршня близько до необхідного положення

Управління багатопозиційними циліндрами. Існує два типи багатопозиційних циліндрів:

- рухомий багатоступінчастий циліндр з робочим штоком з одного боку і з закріпленим штоком з іншого;
- циліндр, поршень якого встановлюється проти отвору в стінці циліндра при з'єднанні його з атмосферою.

На рисунку 4.45 показана схема управління трипозиційним циліндром першого типу. Шток циліндра 2 нерухомо закріплений, шток циліндра 1 є виконавчим. Залежно від комбінації натиснутих і ненатиснутих кінцевих вимикачів 4(1), 4(2) і 4(3) шток займає одне з трьох положень.

При увімкненні кінцевого вимикача 4(1) виконавчий шток займає (I) положення, при цьому кінцеві вимикачі 4(2) і 4(3) повинні бути відпущені. Увімкненням кінцевого вимикача 4(2) при відпущених кінцевих вимикачах 4(1) і 4(3) подається стиснене повітря від розподільника 3(1) в безштокову порожнину циліндра 1, і виконавчий шток займає положення (II). Якщо тепер натиснути кінцевий вимикач 4(3), то перемкнеться розподільник 3(2)

і тиск надійде в безштокову порожнину циліндра 2. Виконавчий шток циліндра 1 займає III положення. Увімкнення кінцевого вимикача 4(3) при відпущених кінцевих вимикачах 4(1) і 4(2) завжди забезпечує крайнє ліве положення.

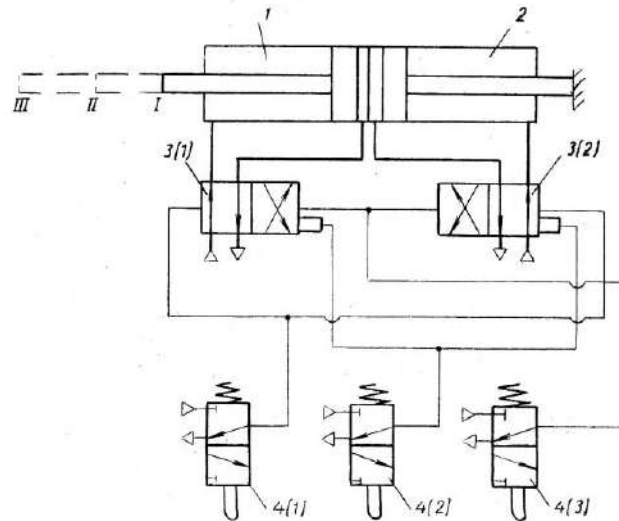


Рисунок. 4.45 – Схема автоматичного управління трипозиційним циліндром

На рисунку 4.46 зображений п'ятипозиційний циліндр, що складається з чотирьох секцій, які по черзі або одночасно з'єднуються з тиском в залежності від того, який з розподільників натиснутий.

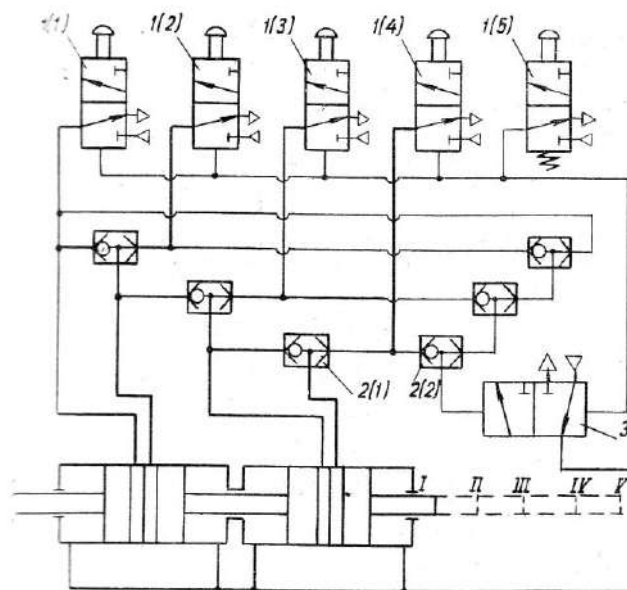


Рисунок 4.46 – Схема ручного управління п'ятипозиційним циліндром

При увімкненні кнопки 1(5), кнопки 1(1), 1(2), 1(3), 1(4) і розподільник 3 встановлюються у вихідне положення I. Шток циліндра займає (I) положення. При увімкненні кнопок 1(4), 1(3), 1(2). і 1(1) шток відповідно займає II, III, IV або V положення. Наприклад, при увімкненні кнопки 1(4) стиснене повітря через клапан АБО 2(2) поступає в ліву порожнину управління розподільника 3, який, перемикаючись, з'єднує штокові порожнини багатопозиційного циліндра з атмосферою, а через клапан АБО 2(1) поступає в безштокову порожнину першої секції циліндра. Шток циліндра займає II положення.

Недоліком цієї схеми є неможливість отримання проміжних положень штока при зворотному ході, оскільки тільки повернувши шток циліндра увімкненням кнопки 1(5) у вихідне положення, можна встановити його у відповідне положення наступним увімкненням однієї з кнопок 1(1)-1(4).

Для усунення зазначеного недоліку застосовуються багатопозиційні циліндри, що складаються з циліндра з деякою кількістю поршнів, кожен з яких може переміщатися в обох напрямках уздовж осі незалежно або спільно з іншими, визначаючи положення виконавчого штока, пов'язаного з останнім поршнем. Довжини поршнів вибираються так, щоб хід кожного наступного поршня вдвічі перевищував хід попереднього.

Циліндри цього типу знаходять застосування в пристроях програмного управління та інших, де потрібно здійснювати переміщення у вигляді заданих кроків.

На рисунку 4.47 показана схема управління багатопозиційним циліндром з чотирма поршнями. Для зміни положення штока повітря подається в один або кілька вхідних отворів, а інші входи з'єднуються з атмосферою. Штокова порожнина останнього поршня постійно з'єднана з низьким тиском, настроєним редукційним клапаном 2. Таким чином, як тільки відповідний вхід з'єднується з атмосферою, поршень повертається у вихідне положення.

Для управління використовуються трилінійні розподільники з електромагнітним управлінням. Наприклад, при увімкненні лівого електромагніту розподільника 1(1) шток циліндра переміщається вправо на один крок, при увімкненні розподільників 1(1) і 1(2) – на три кроки і т. д.

Максимальний хід виконавчого штока дорівнює восьми крокам.

На рисунку 4.48 показана схема управління циліндром другого типу, яка не обмежує кількості проміжних позицій, що визначаються числом отворів в стінці циліндра і кількістю встановлених дволінійних розподільників.

При увімкненні кнопки 3(1) сигнал через клапан АБО 4 перемикає розподільник 5 і шток циліндра висувається. Одночасно стиснене повітря від розподільника 5 поступає в порожнину управління кнопки 3(1), вимикаючи її, і через клапан АБО 4 в порожнину управління розподільника 5, підтримуючи його в увімкненому стані.

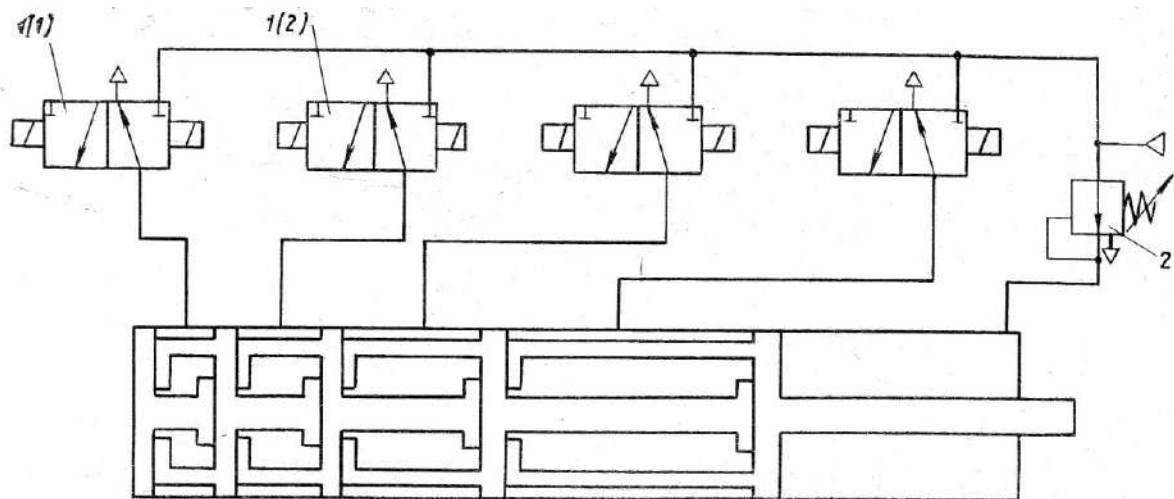


Рисунок 4.47 – Електропневматична схема управління багатопозиційним циліндром

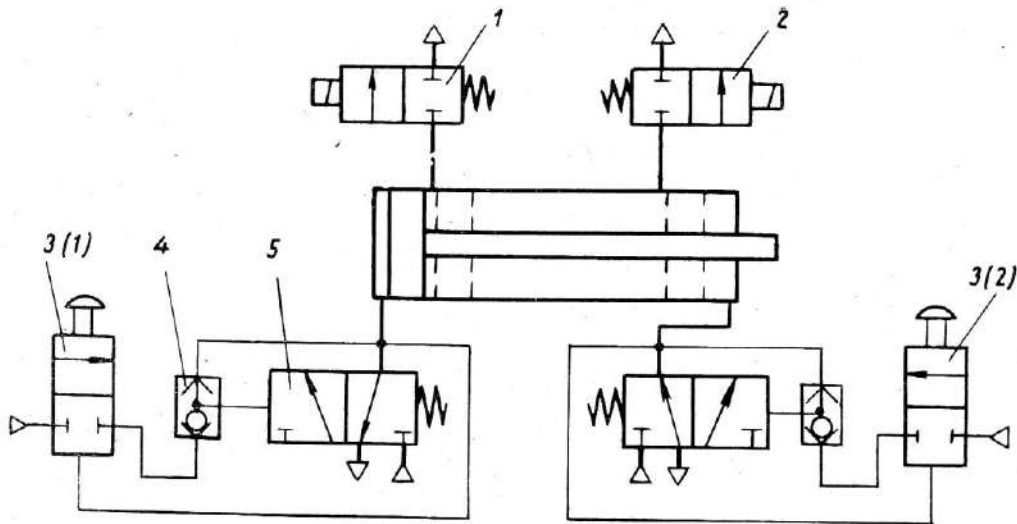


Рисунок 4.48 – Електропневматична схема управління багатопозиційним циліндром

Залежно від позиції, в якій повинен зупинитися поршень, вмикається клапан 1 або 2, з'єднуючи відповідний отвір в циліндрі з атмосферою. Як тільки поршень циліндра пройде цей отвір, тиск в безштоковій порожнині циліндра впаде. Розподільник 5 під дією пружини повертається у вихідне положення, закриваючи доступ повітря в циліндр, і поршень циліндра зупиняється. Аналогічна дія буде і при увімкненні кнопки 3(2).

На рисунку 4.49 зображена схема зупинки поршня циліндра в проміжному положенні. При увімкненні тумблера 1 повітря подається відразу в обидві порожнини циліндра. Зусилля, що діють на поршень, рівні, і він нерухомий. При увімкненні електромагніту розподільника 2(1) ліва порожнина циліндра з'єднується з атмосферою і поршень переміщується вліво до тих пір, поки не перекриє отвір в циліндрі, і тоді циліндр знову зупиниться. Аналогічно система працює при увімкненні електромагніту розподільника 2(2). Недоліком системи є підвищена витрата повітря. Установка дроселів 3 дозволяє дещо зменшити витрату повітря, в цьому випадку зменшується швидкодія роботи циліндра.

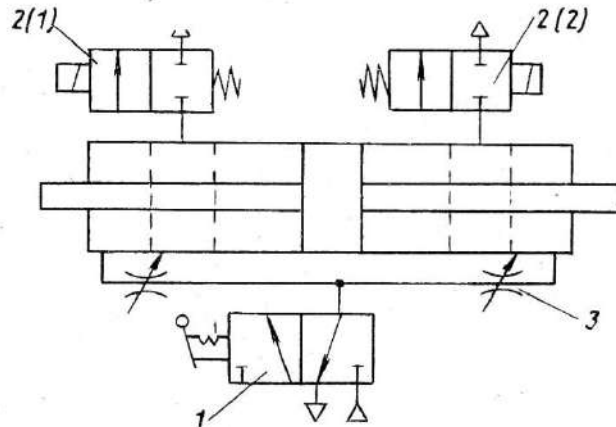


Рисунок 4.49 – Схема зупинки поршня циліндра в проміжному положенні

Системи управління з блокування і безпеки. У пневматичних системах необхідно передбачати запобіжні і блокувальні пристрої для забезпечення безпеки роботи на пресах в разі падіння тиску в лінії, що веде до даної системи, або в разі підвищення тиску вище за допустимий.

На рисунку 4.50 показана схема, що забезпечує захист рук оператора під час роботи преса. Тут за допомогою кнопок 1(1) і 1(2), з'єднаних послідовно у функції І, здійснюють блокування, яке полягає в тому, що циліндр переміщається вліво тільки в тому випадку, якщо обидві руки оператора знаходяться на кнопках розподільників, що управляють. При видаленні руки з однієї з кнопок циліндр повертається у вихідне положення.

На рисунку 4.51 зображена схема управління циліндром, по якій головний розподільник 1 не перемкнеться при увімкненні крана 2 до тих пір, поки поршень не займе крайнє праве положення. Це досягається застосуванням клапана 3, що реалізує логічну функцію І.

На рисунку 4.52 зображена схема, що здійснює захист оператора і машини при падінні тиску в мережі нижче допустимого. При нормальному робочому тиску повітря через розподільник 3 поступає на вхід кнопки 1(2). При короткочасному увімкненні кнопки 1(2) повітря поступає в праву порожнину управління головного розподільника 2, перемикає його, і шток

циліндра висувається. Після закінчення ходу оператор натискає кнопку 1(1), з'єднує з тиском ліву порожнину управління розподільника 2, і шток циліндра повертається у вихідне положення. Якщо при ході поршня вперед, тиск в мережі падає нижче допустимого значення визначуваного регулюванням зусилля поворотної пружини розподільника 3, останній перемикається і подає сигнал через клапан АБО 4 на перемикання головного розподільника 2. Шток циліндра повертається у вихідне положення.

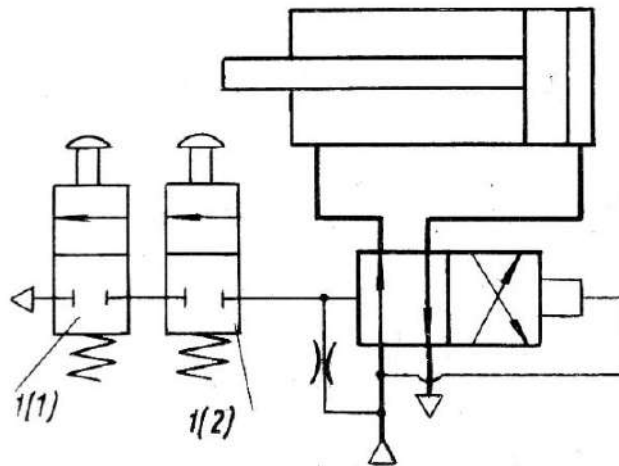


Рисунок 4.50 – Схема управління циліндром, що забезпечує захист рук оператора

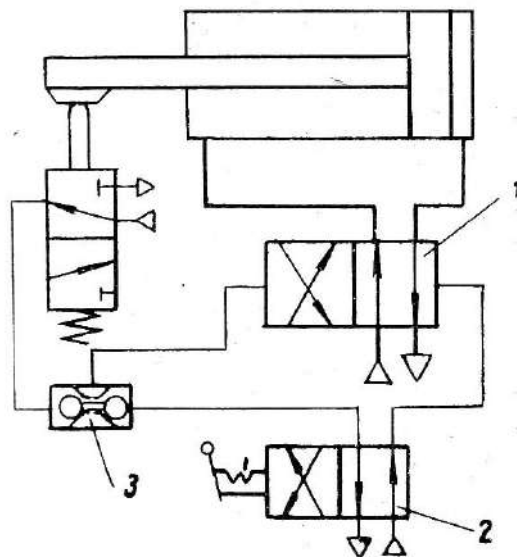


Рисунок 4.51 – Схема автоматичного управління циліндром з блокуванням у вихідному положенні

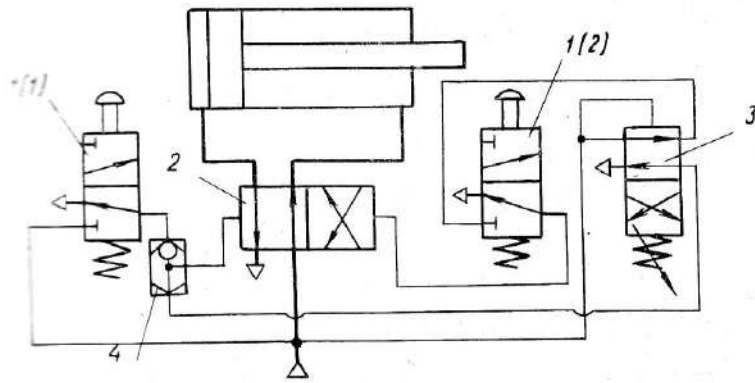


Рисунок 4.52 – Схема ручного управління з поверненням циліндра у вихідне положення при падінні тиску в мережі

Схема, показана на рисунку 4.53, призначена для усунення перевантаження, яке може статися в результаті заїдання поршня або через недогляд оператора.

При короткочасному увімкненні кнопки 1 скидається тиск з лівої порожнини управління головного розподільника 2, який перемикається і подає тиск в безштокову порожнину циліндра. Шток висувається. В кінці ходу кулачок на штоку вмикає кінцевий вимикач 3 і з'єднує праву порожнину

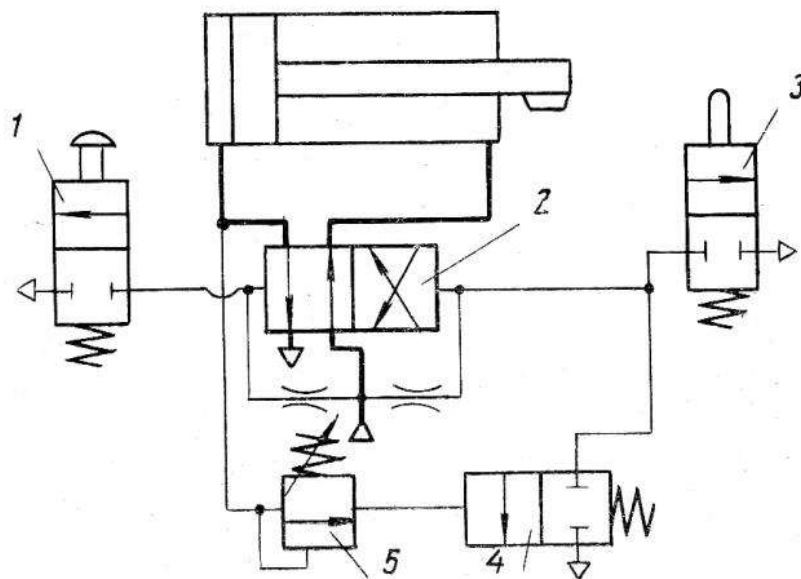


Рисунок 4.53 – Схема напівавтоматичного управління циліндром із запобіганням системи від перевантажень

управління розподільника 2 з атмосферою. Шток циліндра повертається у вихідне положення. Якщо при ході штока вперед відбудеться заїдання або перевантаження, то тиск в безштоковій порожнині підніметься і відкриється клапан послідовності 5, який подасть команду на увімкнення розподільника 4. Останній з'єднає праву порожнину управління розподільника 2 з атмосферою, і шток циліндра повернеться у вихідне положення. Пружина клапана послідовності відрегульована на тиск трохи більший, ніж треба для роботи в нормальних умовах.

Для протиаварійного захисту від двох команд використовуються два п'ятилінійних розподільників, з'єднаних за схемою І (рисунок 4.54). Якщо увімкнений розподільник 1(1) або 1(2), то поршень циліндра не змінює свого положення, оскільки він утримується тиском, замкненим в штоковій порожнині циліндра. Щоб поршень циліндра почав рух, необхідно увімкнути обидва розподільники, і тоді в безштокову порожнину циліндра поступить тиск, а з штокової порожнини повітря скинеться в атмосферу. На рисунку 4.55 показана запобіжна схема з трьома командами. Циліндр зробить хід вгору, якщо будуть натиснуті кнопки 1(1), 1(2) і 1(3). Зворотні клапани запобігають від скидання тиску з штокової порожнини циліндра, коли увімкненні кнопки 1(1) і 1(2) або тільки кнопка 1(2).

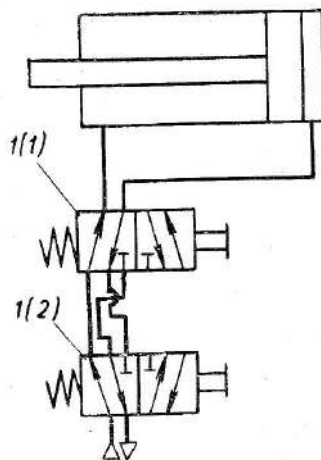


Рисунок 4.54 – Схема ручного управління циліндром за допомогою двох лінійних розподільників

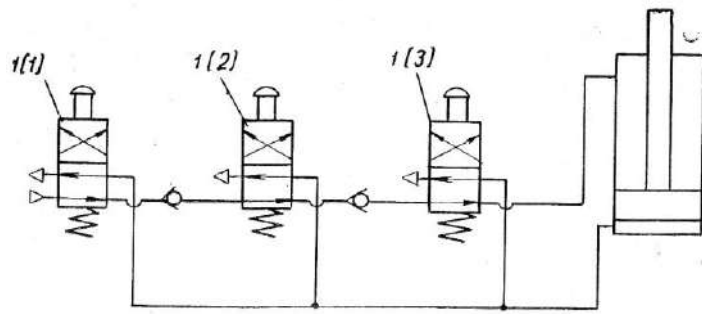


Рисунок 4.55 – Схема ручного управління циліндром трьома одночасно увімкненими пусковими розподільниками

Схема, зображена на рисунку 4.56, дозволяє зупинити поршень під час робочого ходу шляхом з'єднання обох порожнин циліндра з атмосферою.

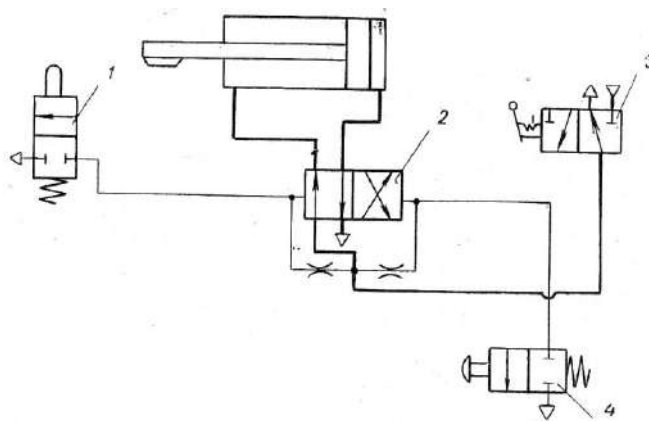


Рисунок 4.56 – Схема напівавтоматичного управління циліндром, що дозволяє зупинити поршень під час робочого ходу

Пуск системи здійснюється увімкненням крана 3 і кнопки 4. При цьому повітря поступає в безштокову порожнину циліндра, і шток циліндра висувається. В кінці ходу вмикається кінцевий вимикач 1, що перемикає головний розподільник 2, і шток циліндра повертається у вихідне положення. Якщо потрібно зупинити циліндр, то кран 3 перемикається у вихідне положення, і повітря скидається з обох порожнин циліндра в атмосферу.

Схема, що забезпечує автоматичне і ручне управління роботою циліндра, показана на рисунку 4.57. При короткочасному увімкненні кнопки 1(2) повітря скидається з лівої порожнини управління головного розподільника 2, і шток циліндра переміщується вліво. Повітря з безштокової порожнини витісняється через дросель 3. В кінці ходу кулачок на штоку натискає кінцевий вимикач 4(1), і повітря скидається з правої порожнини управління головного розподільника 2. Штокова порожнина циліндра з'єднується з атмосферою, під дією вантажу шток переміщається в крайнє праве положення і вмикає кінцевий вимикач 4(2), який скидає тиск з лівої порожнини управління розподільника 2.

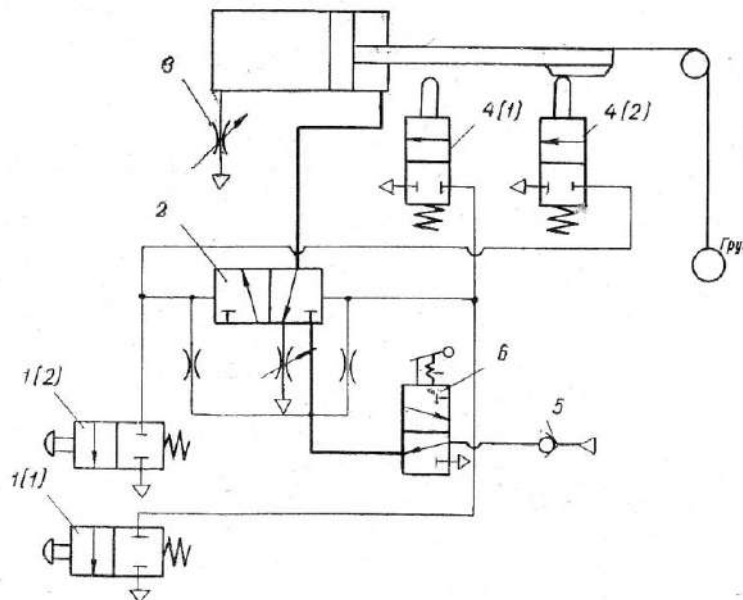


Рисунок 4.57 – Схема автоматичного і ручного управління циліндром з налагоджувальним режимом і захистом системи при падінні тиску в магістралі

Цикл повторюється до тих пір, поки тумблер 6 знаходиться в положенні увімкнено, як показано на схемі. Кнопки 1(1) і 1(2) дозволяють вручну переводити шток циліндра в будь-яке з крайніх положень. Зворотний клапан 5 встановлений так, що при раптовому падінні тиску в магістралі поршень циліндра, якщо він знаходиться в лівому крайньому

положенні, не змінить свого положення під дією вантажу, оскільки зворотний клапан перекриє вихід повітря з системи.

Управління циліндрами ударної дії. Циліндри ударної дії використовуються для прошивки отворів, гнуття, кування, штампування та інших дій, що вимагають короткочасного докладання значних зусиль.

На рисунку 4.58 показана схема ручного управління циліндром ударної дії. При увімкненні пускового розподільника стиснене повітря подається в додатковий резервуар циліндра (ресивер), і як тільки тиск підвищиться до величини, здатної відірвати поршень від сидла, відбувається швидке заповнення основної порожнини і переміщення поршня вперед.

За схемами, показаним на рисунках 4.59 і 4.60, здійснюються напівавтоматичне і автоматичне управління роботою циліндрів ударної дії. Пуск циліндра (див. рисунок 4.60) здійснюється увімкненням кнопки 1, реверс відбувається при перемиканні розподільника 2 з малим зусиллям перемикання. За схемою, показаною на рисунку 4.60, циліндр буде працювати до тих пір, поки увімкнений тумблер 1.

Дроселі 3, що встановлюються на вихлопі з штокової порожнини циліндра, дозволяють регулювати роботу циліндра. Чим більше відкритий дросель, тим сильніше удари при меншій частоті. При закритому дроселі – велика частота ударів з меншим зусиллям.

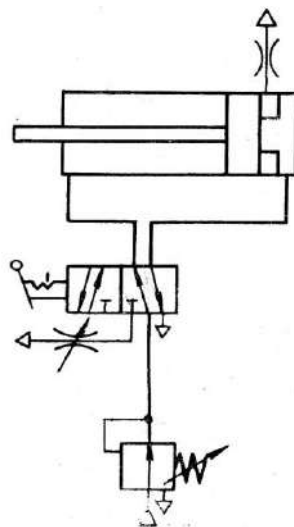


Рисунок 4.58 – Схема ручного управління циліндром ударної дії

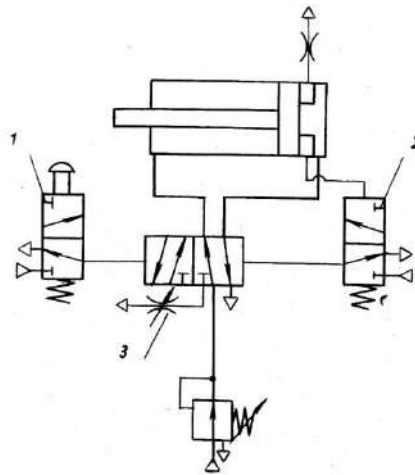


Рисунок 4.59 – Схема напівавтоматичного управління циліндром ударної дії

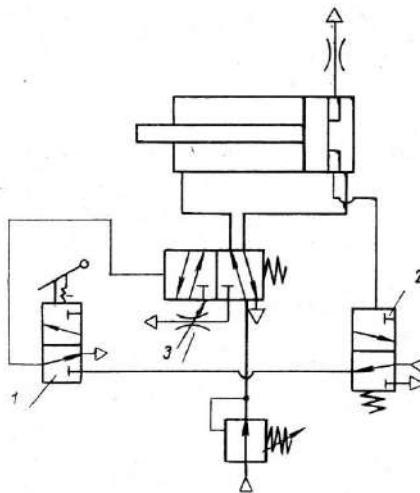


Рисунок 4.60 – Схема автоматичного управління циліндром ударної дії

Управління контролем циклу. За схемою, показаною на рисунку 4.61, можна зупинити шток циліндра в кінці ходу вперед, в кінці ходу назад або в проміжному положенні, а також здійснити безперервний зворотно-поступальний рух штока між двома крайніми положеннями або між крайнім висунутим положенням і середнім.

Характер циклу визначається порядком увімкнення пневмотумблерів 3(1), 3(2), 3(3) і 3(4). Для здійснення автоматичного циклу між двома крайніми положеннями вмикають тумблери 3(1), 3(2) та 3(5). Стиснене повітря від тумблера 3(1) через натиснутий кінцевий вимикач 1(1) поступає в ліву порожнину управління розподільника 2(1) і через тумблер 3(2) в

праву порожнину управління розподільника 2(2). Шток циліндра висувається до тих пір, поки кулачок на штоку не натисне на штовхач кінцевого вимикача 1(3). Кінцевий вимикач 1(3) перемикає розподільники 2(1) і 2(2) у вихідне положення і шток циліндра повертається в ліве крайнє положення, після чого цикл повторюється.

Для здійснення зворотно-поступального руху поршня між крайнім правим і середнім положеннями вмикають тумблери 3(1), 3(2), 3(3) і 3(4). При натисканні кулачка штока на штовхач кінцевого вимикача 1(2)

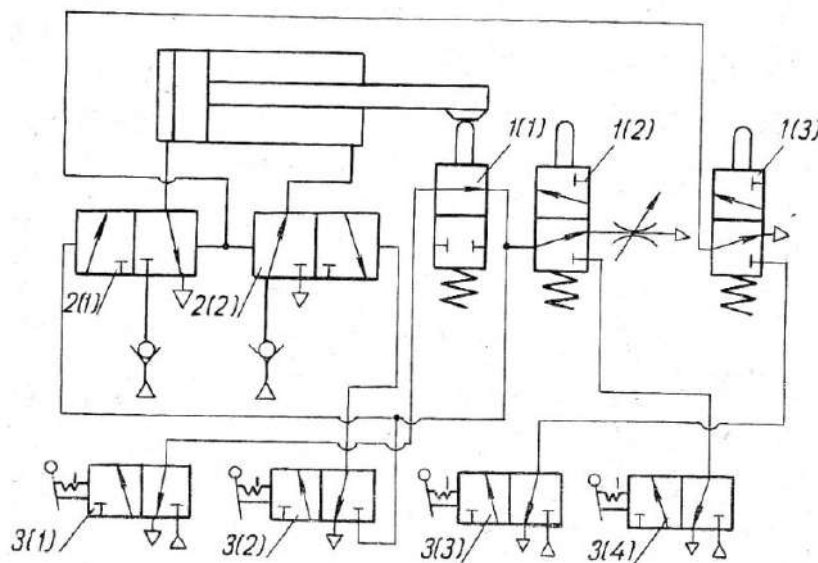


Рисунок 4.61 – Схема автоматичного і ручного управління циліндром, що дозволяє зупинити поршень в крайніх або в проміжному положеннях

стиснене повітря поступає в ліву порожнину управління розподільника 2(1) і в праву порожнину управління розподільника 2(2) через тумблер 3(2). При натисканні на штовхач кінцевого вимикача 1(3) стиснене повітря поступає в праву порожнину управління розподільника 2(1) і в ліву порожнину управління розподільника 2(2). Для зупинки штока в середньому положенні треба вимкнути тумблер 3(2). Тоді при натисканні на штовхач кінцевого вимикача 1(2) надійде сигнал на перемикання розподільника 2(1), який з'єднає безштокову порожнину циліндра з тиском. Коли зусилля на поршні зрівняються, він зупиниться. Для зупинки поршня в крайньому

висунутому положенні вимикають тумблер 3(3), який вимикає живлення від кінцевого вимикача 1(3).

Щоб повернути шток в крайнє ліве положення [при його зворотно-поступальному русі між кінцевими вимикачами 1(2) і 1(3)] тумблер 3(4) вимикається. Опір на виході кінцевого вимикача 1(2) в атмосферу запобігає падінню тиску при перемиканні кінцевого вимикача 1(1). Однак опір не повинен перешкоджати перемиканню розподільників 2(1) і 2(2) при дії на кінцевий вимикач 1(3).

Схема автоматичного управління роботою циліндра з повітряним підпором зображена на рисунку 4.62. Увімкненням крана 1, який подає тиск в систему, починається цикл роботи циліндра. Тиск, знижений за допомогою редукційного клапана 2, поступає в штокову порожнину циліндра і здійснює повітряний підпір, виконуючи функції пружини.

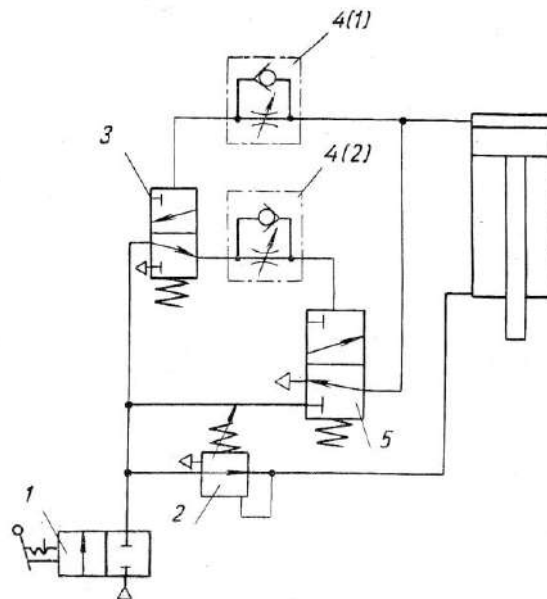


Рисунок 4.62 – Схема автоматичного управління циліндром з повітряним підпором

Повітря живлення проходить від крана 1 через нормально відкритий розподільник 3 і дросель зі зворотним клапаном 4(2) до верхньої порожнини управління розподільника 5, який, перемикаючись, з'єднує з тиском

безштокову порожнину циліндра. Шток циліндра висувається, стиснене повітря з штокової порожнини через клапан скидання редукційного клапана 2 виходить в атмосферу. Через дросель зі зворотним клапаном 4(1) тиск подається в верхню порожнину управління розподільника 3. Коли тиск подолає зусилля пружини, розподільник 3 перемкнеться і з'єднає з атмосферою верхню порожнину управління розподільника 5. Останній під дією пружини перемкнеться, скине тиск з безштокової порожнини циліндра, і шток циліндра під дією повітряного підпору повернеться у вихідне положення.

На рисунку 4.63 показана схема, по якій здійснюється реверсивний цикл при повторному увімкненні пускової кнопки 1.

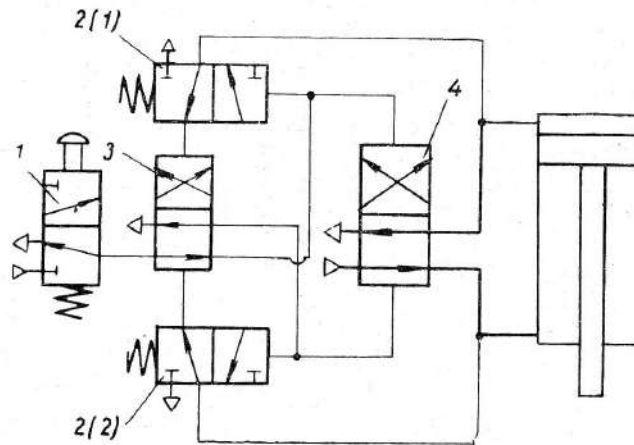


Рисунок 4.63 – Схема напівавтоматичного управління циліндром, що здійснює реверсивний цикл при повторному увімкненні пускового розподільника

При короткочасному увімкненні кнопки 1 повітря живлення через розподільник 3 проходить до розподільників 2(1) і 4. Розподільник 2(1) скидає повітря з верхньої порожнини управління розподільника 3, а розподільник 4 подає тиск в безштокову порожнину циліндра. Оскільки при цьому штокова порожнина циліндра з'єднується атмосферою, шток рухається вниз. Коли кнопку 1 відпускають, розподільник 2(1) під дією пружини перемикається, а верхня порожнина розподільника 4 з'єднується

з атмосферою. При цьому розподільник 4 залишається в попередньому положенні, оскільки в нижній порожнині управління тиску немає. Одночасно стиснене повітря від розподільника 4 через розподільник 2(1) поступає у верхню порожнину управління розподільника 3 і перемикає його.

Якщо знову натиснути кнопку 1, то розподільник 2(2) скине повітря з нижньої порожнини управління розподільника 3, а розподільник 4 перемкнеться в положення, показане на схемі, і подасть тиск в штокову порожнину циліндра. Поршень циліндра повернеться у вихідне положення.

Схема, показана на рисунку 4.64, аналогічна за своєю дією попередній, але в ній замість трилінійних розподільників застосовані більш прості і надійні апарати – клапани АБО 3(1) і 3(2).

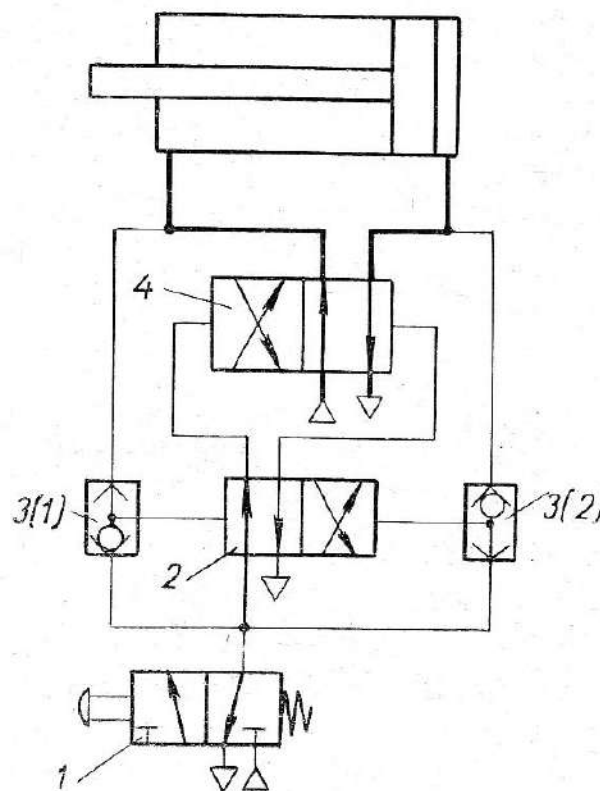


Рисунок 4.64 – Схема напівавтоматичного управління циліндром, що здійснює реверсивний цикл при повторному увімкненні пускового розподільника

При увімкненні кнопки 1 тиск поступає через чотирилінійний розподільник з пневматичним управлінням 2 в ліву порожнину управління

головного розподільника 4, оскільки в початковий момент тиск, що поступає з штокової порожнини циліндра через клапан АБО 3(1), утримує розподільник в положенні, показаному на схемі.

Після перемикання головного розподільника 4 безштокова порожнина циліндра з'єднується з тиском, і шток висувається. Одночасно через клапан АБО 3(2) тиск поступає до правої порожнини управління розподільника 2, який не змінює свого положення до тих пір, поки не відпущена кнопка 1, що утримує його через клапани АБО 3(1) і 3(2) у вихідному положенні. При повторному увімкненні кнопки 1 тиск управління надійде в праву порожнину управління головного розподільника 4, і циліндр повернеться у вихідне положення.

Схема, що забезпечує подвійний цикл роботи циліндра, показана на рисунку 4.65. При перемиканні тумблера 1 повітря через розподільник 3(1) і клапан АБО 4(1) поступає в безштокову порожнину циліндра, і він робить хід вперед. Через деякий час, який встановлюється дроселем зі зворотним клапаном 2(1), розподільник 3(1) перемикається, повітря через розподільник 3(2) та клапан АБО 4(2) подається в штокову порожнину і відводить шток циліндра.

Через відрізок часу, який визначається настройкою дроселя зі зворотним клапаном 2(2), розподільник 3(2) перемикається, і стиснене повітря через розподільник 3(3) і клапан АБО 4(1) подається в безштокову порожнину циліндра для повторного висунення штока. Сигнал від розподільника 3(2), затриманий на якийсь час дроселем зі зворотним клапаном 2(3), перемикає розподільник 3(3). Останній з'єднує штокову порожнину з тиском, а безштокову – з атмосферою; циліндр повертається у вихідне положення. Подвійний цикл завершений. Чотирилінійний розподільник з одностороннім пневматичним управлінням, сигнал, що управляє, до якого подається через дросель зі зворотним клапаном, виконує функцію обмеженої пам'яті.

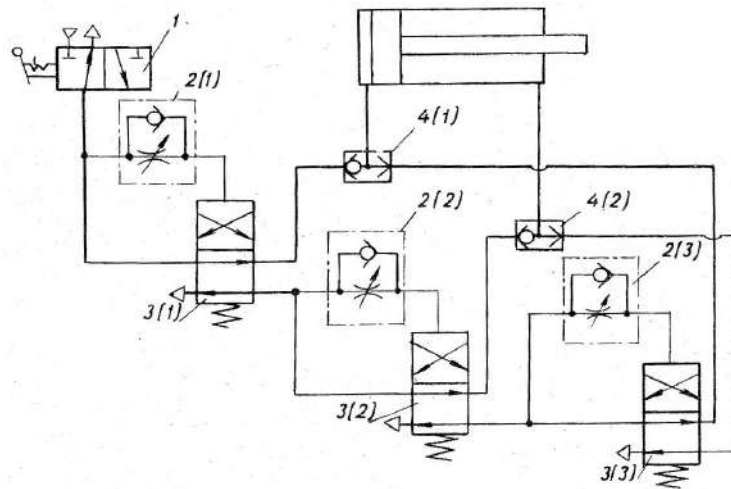


Рисунок 4.65 – Схема напівавтоматичного управління, що забезпечує подвійний цикл роботи циліндра

Управління з допомогою командо апаратів. Для здійснення автоматичної роботи циліндра, що працює за визначеним циклом з витримками часу, часто застосовують командні пристрої (командоапарати).

За способом переміщення програмоносія командоапарати бувають крокової і безперервної дії; за принципом контролю робочого циклу – з контролем за часом, з шляховим контролем і змішаного типу; по виконанню програмоносія – з ротором-розподільником, з кулачковим ротором і розподільниками, з перфострічкою і зчитувальним пристроєм й ін. На рисунку 4.66 зображена схема управління роботою циліндра за допомогою командоапарата безперервної дії з ротором-розподільником. Програма роботи циліндра наноситься на ротор 1. Безперервне обертання ротора здійснюється пневмодвигуном або електродвигуном 2 через редуктор 5.

На рисунку 4.67 показана схема управління роботою циліндра за допомогою крокового командоапарата, що складається з кулачкового ротора 3, кінцевих вимикачів 2(1), 2(2), 2(3) і механізму повороту вала 1. Кулачки на роторі розташовані в певній послідовності, що виражає цикл роботи циліндра. Коли кулачки натискають штовхачі кінцевих вимикачів, то по-

даються сигнали на переміщення поршня. Автоматичне управління механізмом повороту вала ротора здійснює реле часу. Командоапарати в основному застосовують для управління роботою декількох виконавчих механізмів, що здійснюють складний робочий цикл за часом, і дозволяють спростити пневматичні системи управління.

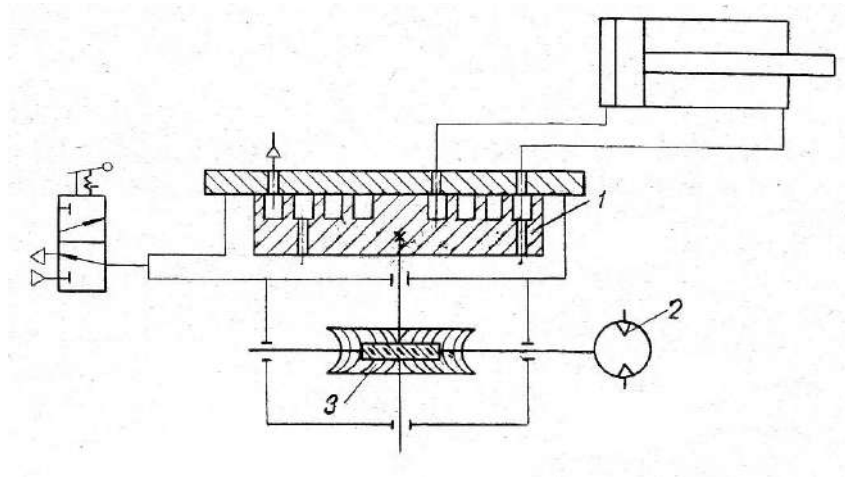


Рисунок 4.66 – Схема управління циліндром за допомогою командоапарата безперервної дії з ротором-розподільником

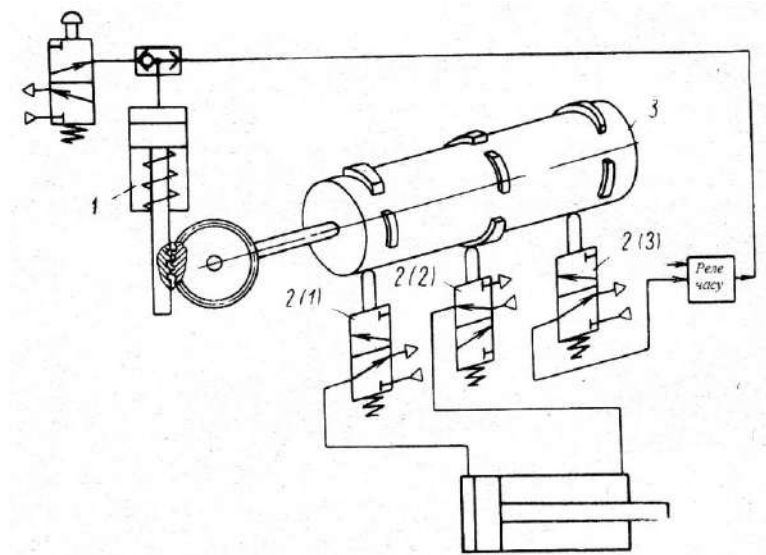


Рисунок 4.67 – Схема управління циліндром за допомогою крокового командоапарата

4.1.4. Пневмогідравлічні системи управління

Пневмогідравлічні системи управління поєднують в собі переваги пневмопривода – простоту, швидкодію, надійність і високі експлуатаційні властивості гідравлічних систем. Джерелом енергії для переміщення поршня в пневмогідросистемах є стиснене повітря, а регулювання швидкості переміщення забезпечується за допомогою гідравлічних пристроїв.

На рисунку 4.68 показана схема управління циліндром з регулюванням швидкості в одному напрямі. В якості приводу використаний здвоєний гідравлічний циліндр 3. При увімкненні крана 4 поршень здвоєного циліндра 3 переміщається вправо. При цьому масло перетікає через регульований дросель зі зворотним клапаном 5 з однієї порожнини циліндра в іншу, забезпечуючи плавне переміщення поршня.

Для поповнення витоків масла з системи встановлюється підживлюючий бачок 1, з'єднаний з лінією через зворотний клапан 2. Схема, показана на рисунку 4.69, дозволяє уникнути установки здвоєного циліндра і тим самим скоротити габаритні розміри виконавчого механізму. При перемиканні розподільника 1 повітря поступає в лівий резервуар 2 і, передаючи зусилля на масло, змушує переміщатися поршень вправо, при цьому масло з штокової порожнини витісняється через дросель зі зворотним клапаном в правий резервуар. Регулювання швидкості переміщення поршня здійснюється настройкою дроселів 3(1) і 3(2).

За схемою, зображеною на рисунку 4.70, здійснюється напіваавтоматичне управління роботою циліндра з регулюванням швидкості робочого руху.

При короткочасному увімкненні кнопки повітря скидається з лівої порожнини управління розподільника 5, який перемикається і подає повітря в резервуар 3. Тиск повітря витісняє масло в безштокову порожнину циліндра. Поршень циліндра переміщується вправо і при завершенні ходу кулачок на штоку циліндра вмикає кінцевий вимикач 4.

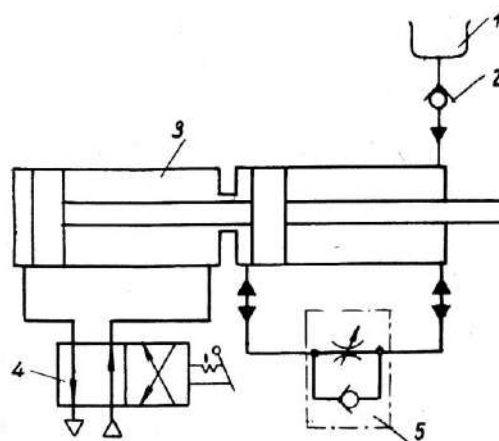


Рисунок 4.68 – Схема управління циліндром з регулюванням швидкості в одному напрямі переміщення поршня

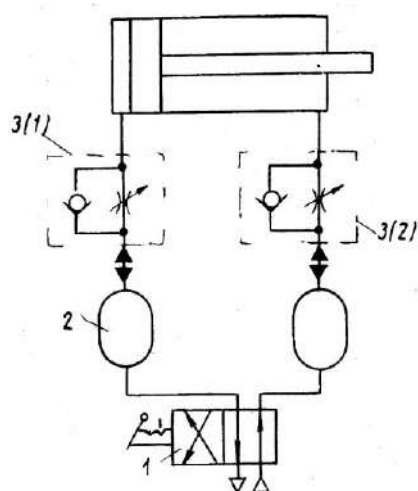


Рисунок 4.69 – Схема управління циліндром з регулюванням швидкості в обох напрямках переміщення поршня

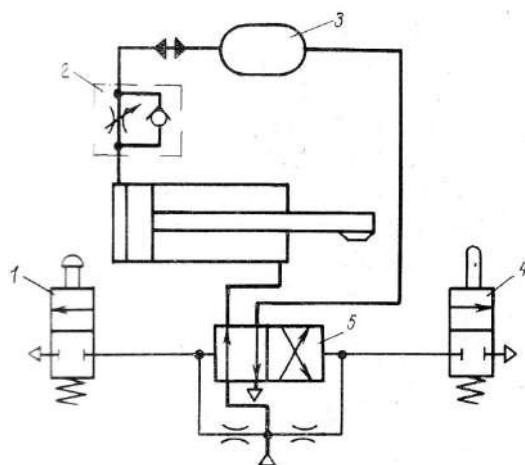


Рисунок 4.70 – Схема напівавтоматичного управління циліндром з регулюванням швидкості робочого ходу

Останній скидає повітря з правої порожнини управління розподільника 5, який перемикається і подає тиск повітря в штокову порожнину циліндра. Масло з безштокової порожнини витісняється в резервуар через регульований дросель зі зворотним клапаном 2, а повітря витісняється з резервуара 3, й скидається через розподільник 5 в атмосферу.

На рисунку 4.71 показана схема пневмогідравлічного приводу зворотньо-поступального руху.

Автоматична робота системи здійснюється за допомогою, кінцевих вимикачів 3(1) і 3(2) при увімкненому тумблері 4. Регулювання швидкості переміщення поршня здійснюється дроселями зі зворотним клапаном 2(1) і 2(2).

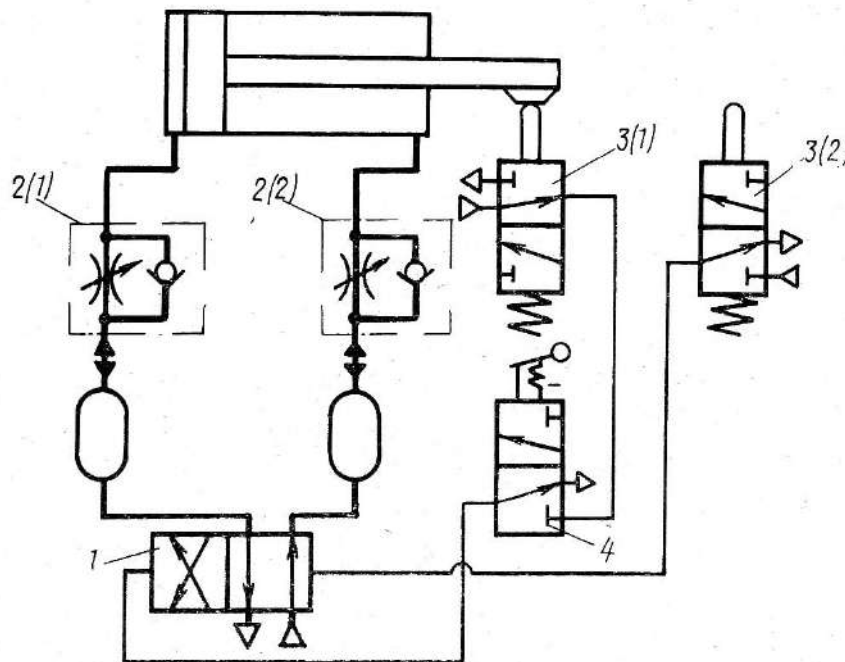


Рисунок 4.71 – Схема автоматичного управління циліндром з регулюванням швидкості

На рисунку 4.72 зображена схема, що забезпечує зміщення штока вперед і назад при різних положеннях. Пройшовши через редукційний клапан стиснене повітря при тиску, який визначається настройкою клапа-

на, заповнює резервуар 3 і порожнину над поверхнею масла в резервуарі 4. Масло під тиском поступає в безштокову порожнину циліндра через дросель 5, якщо кінцевий вимикач 6 не увімкнений, або минаючи дросель при увімкненому кінцевому вимикачі. Увімкнення кінцевого вимикача 6 здійснюється кулачком. При увімкненні електромагніту розподільника 1 стиснене повітря поступає в штокову порожнину циліндра. Шток повернеться у вихідне положення, оскільки редуктор тиску 2(1) настроєний на більший тиск, ніж клапан 2(2). Редукційний клапан 2(2) повинен мати скидання в атмосферу.

Для отримання великих затискних зусиль на штоку застосовуються схеми з пневмогідравлічними підсилювачами (рисунок 4.73).

При перемиканні крана 1 стиснене повітря поступає в порожнину підсилювача 2, масло з гідравлічної порожнини якого витісняється в безштокову порожнину циліндра 3. Кран 1, перемкнутий у вихідне положення, подає стиснене повітря в безштокову порожнину підсилювача 4, поршень переміщається вправо і витісняє масло з гідропідсилювача в штокову порожнину гідроциліндра 3. Коефіцієнт посилення дорівнює відношенню площ поршнів підсилювача.

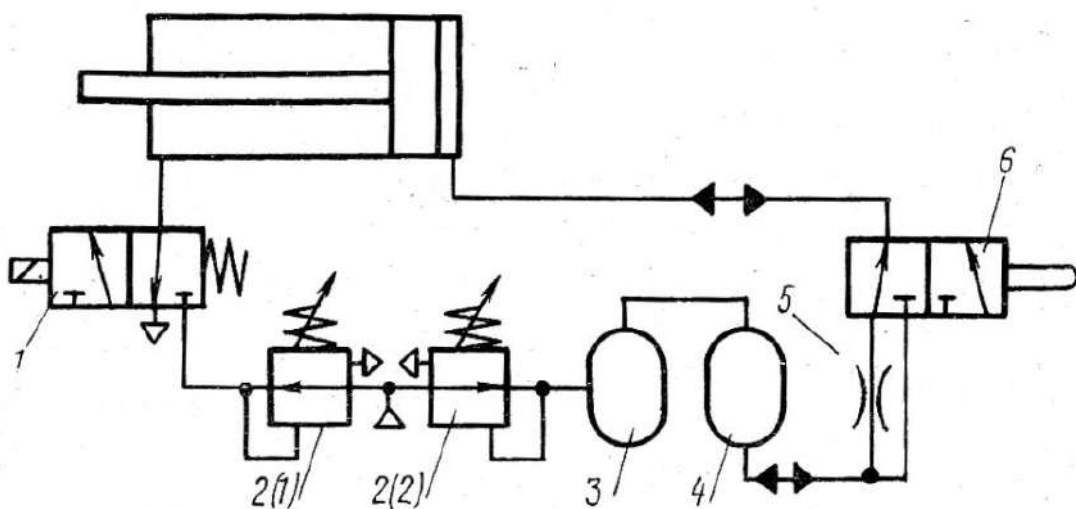


Рисунок 4.72 – Електропневмогідравлічна схема управління циліндром, що забезпечує рух штока при різних тисках

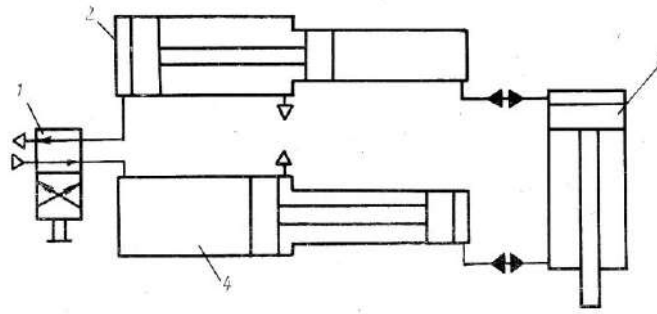


Рисунок 4.73 – Схема ручного управління циліндром з пневмогідравлічними підсилювачами

У тих випадках, коли значне зусилля потрібне тільки в кінці ходу поршня циліндра, можна використовувати схему, показану на рисунку 4.74, що дозволяє зменшити габаритні розміри підсилювача. При увімкненні крана 1 повітря поступає у резервуар 5, витісняє з неї масло через підсилювач 6 в безштокову порожнину циліндра 7, переміщаючи його шток. Через проміжок часу, який визначається настройкою дроселя 3, перемикається дволінійний розподільник 4, і повітря поступає в підсилювач 6. Поршень підсилювача, рухаючись вниз, відсікає масло з резервуара 5 і подає його в циліндр 7 під тиском, що перевищує тиск повітря. При перемиканні крана 1 у вихідне положення повітря подається у резервуар 2 і в штокову порожнину підсилювача 6, повертаючи його поршень і поршень циліндра 7 у вихідне положення.

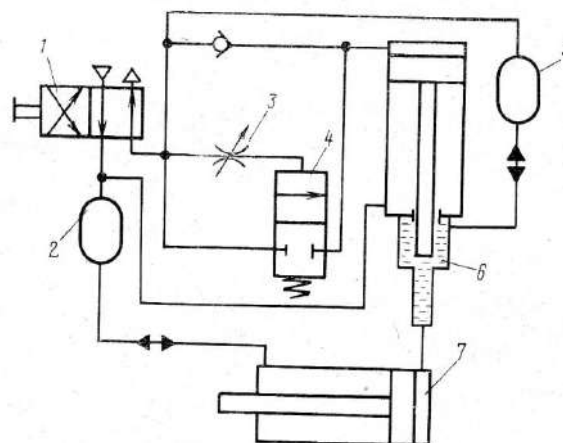


Рисунок 4.74 – Схема ручного управління циліндром з пневмогідравлічним підсилювачем

Схема, зображена на рисунку 4.75, дозволяє отримати кілька різних швидкостей переміщення поршня циліндра за допомогою гідравлічного гальмівного пристрою. Вибір швидкості здійснюється увімкненням кінцевих вимикачів 4(1), 4(2) або 4(3), які відповідно з'єднані з порожнинами управління гідравлічних перепускних клапанів 3(1), 3(2) та 3(3). Клапан 3(4) служить для забезпечення швидкого ходу циліндра на обраній ділянці шляху, яка визначається вмиканням і вимиканням кулачкового кінцевого вимикача 1. Кінцеві вимикачі 4(1), 4(2) і 4(3), мають пневмоповернення і порожнини управління з'єднані через клапани АБО так, що при увімкненні одного з розподільників інші автоматично вимикаються. Налаштування швидкостей здійснюється за допомогою дроселів 2(1), 2(2) і 2(3).

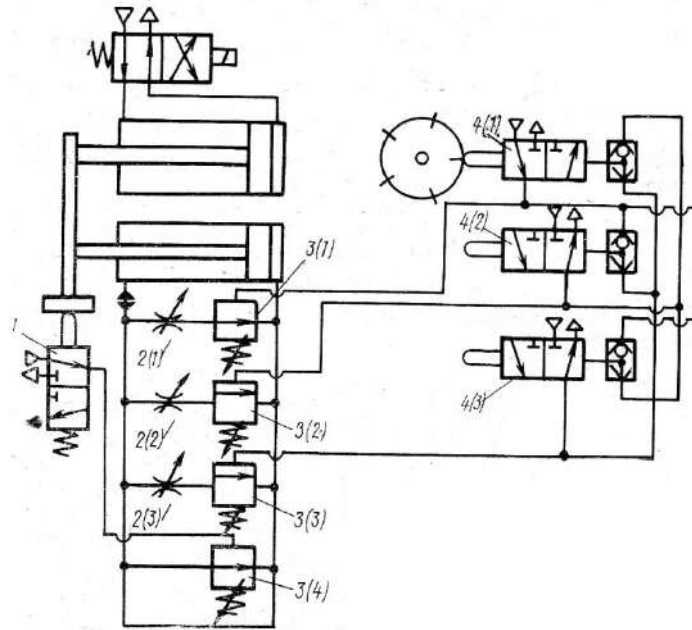


Рисунок 4.75 – Схема управління циліндром, що забезпечує різні швидкості переміщення поршня

Пневмогідравлічна система, що забезпечує плавну зупинку вантажу, показана на рисунку 4.76. Коли вантаж опускається вниз, висувається поршень здвоєного пневмогідроциліндра, і масло виштовхується з штокової порожнини гідроциліндра в безштокову через кінцевий вимикач 1. При переміщенні вниз кулачок на штоку, діючи на штовхач кінцевого

вимикача 1, перекриває прохідний переріз, дроселюючи потік масла до повного перекриття, що забезпечує гальмування та зупинку вантажу.

Інтенсивність гальмування залежить від кута нахилу кулачка.

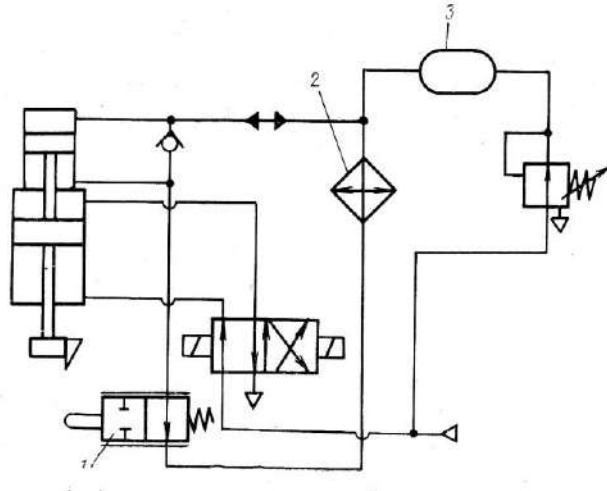


Рисунок 4.76 – Електропневмогідравлічна схема управління здвоєним пневмогідроциліндром з плавною зупинкою штока

Для охолодження масла при дроселюванні встановлюється теплообмінник 2 з водяним охолодженням. Поповнення витоків масла здійснюється з резервуара 3, де масло знаходиться під тиском, завдяки чому запобігається всмоктування повітря в гідроциліндр через прокладку при ході штока вгору.

На рисунку 4.77 показана схема ручного та автоматичного управління зворотно-поступальним рухом гідроциліндра, а також ручної зупинки поршня в будь-якому проміжному положенні. При увімкненні кнопки 1(4) сигнал проходить через клапан АБО 3(1) у верхню порожнину управління розподільника 4(1) і перемикає його. Стиснене повітря від розподільника 4(1) через клапан АБО 3(3) поступає на перемикання гідравлічного трипозиційного розподільника 5 з пневматичним управлінням. Поршень циліндра переміщується вправо і кулачок на штоку натискає штовхач кінцевого вимикача 2(2), сигнал від якого йде через клапан ПЛІ 3(6), перемикаючи розподільник 4(2), і через клапан АБО 3(2), повертаючи у вихідне

положення розподільник 4(1). Стиснене повітря від розподільника 4(2) через клапан АБО 3(4) поступає в праву порожнину управління розподільника 5. Поршень циліндра переміщується вліво, вмикається кінцевий вимикач 2(1), пропускаючи повітря до верхньої порожнини управління розподільника 4(1). Цикл роботи циліндра повторюється.

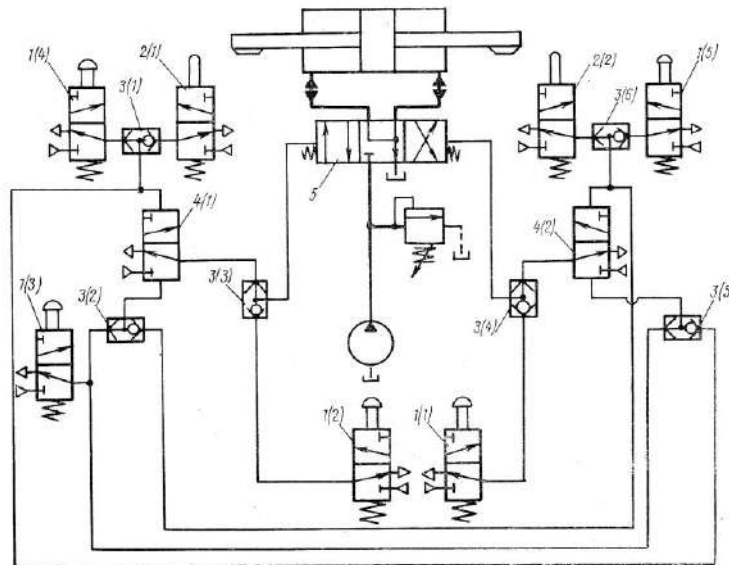


Рисунок 4.77 – Схема ручного та автоматичного управління циліндром, що дозволяє зупинити поршень в будь-якому проміжному положенні

Пуск системи може бути також здійснений увімкненням кнопки 1(5). При цьому шток циліндра здійснює хід вліво. Безпосереднє управління гідравлічним розподільником здійснюється кнопками 1(1) і 1(2). При увімкненні кнопки 1(2) поршень переміщується вправо, при увімкненні кнопки 1(1) – вліво.

Для зупинки поршня потрібно увімкнути кнопку 1(3). В цьому випадку стиснене повітря від кнопки 1(3) через клапани АБО 3(2) та 3(5) подається в нижні порожнини управління розподільників 4(1) і 4(2) які, перемикаючись, скидають тиск з обох порожнин управління гідравлічного розподільника. Останній під дією встановлювальних пружин займає середнє положення і з'єднує обидві порожнини циліндра зі зливом. Циліндр зупиняється. На рисунку 4.78 показана схема пневматичного управління гідравлічним підйомником. Коли зі столу знімається верхня

заготівка, спрацьовує кінцевий вимикач 1, що визначає крайнє верхнє положення заготівки, подаючи сигнал через клапан АБО 2(1) на перемикання розподільника 3, який управляє поданням тиску в масляні резервуари 4, і через клапани АБО 2(2) і 2(3) на увімкнення розподільників 5(1) і 5(2). Масло з резервуара 4 витісняється в гідроциліндр, і підйомник переміщається вгору, поки наступна заготівка не увімкне кінцевий вимикач 1, який з'єднає з атмосферою ліві порожнини управління розподільників 5(1) і 5(2). Останні перемкнуться і замкнуть систему. Кнопки 6(1) і 6(2) включені в схему для здійснення управління підйомником незалежно від кінцевого вимикача 1.

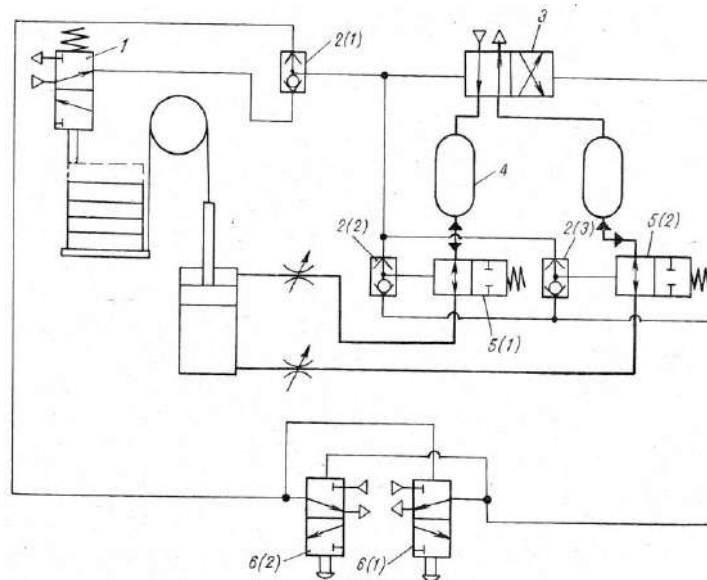


Рисунок 4.78 – Схема пневматичного управління гідравлічним підйомником

На рисунку 4.79 показана схема, що дозволяє здійснити зупинку поршня циліндра в будь-якому положенні. При перемиканні трипозиційного перемикача 1 повітря через клапан АБО 3 подається в порожнини управління дволінійних розподільників 5(1) і 5(2), які відкривають доступ масла, що витікає під дією повітря з резервуарів 2 або 4 в циліндр. Установка розподільного елементу перемикача 1 в середнє положення веде до

перемикання розподільників 5(1) і 5(2) у вихідне положення і замиканню масла в порожнинах циліндра.

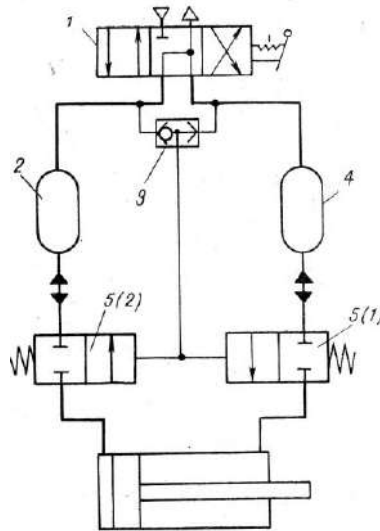


Рисунок 4.79 – Схема ручного управління, що дозволяє зупинити поршень циліндра в будь-якому проміжному положенні

На рисунку 4.80 зображена пневмоелектрогідравлічна схема управління багатопозиційним циліндром. При різному поєднанні увімкнених розподільників з циліндра витісняються деякі об'єми масла і шток циліндра займає відповідну позицію. Керуючі циліндри 3, 4, 5 і 6 відрегульовані за допомогою регулювальних муфт 7 на задану величину ходу.

При поданні тиску в безштокові порожнини керуючих циліндрів шток багатопозиційного циліндра переміщається на задану величину. Наприклад, при увімкненні електромагнітів розподільників 1(1), 2(1) і 1(5) здійснюється переміщення штока виконавчого циліндра на величину ходу, яка визначається об'ємом масла, витісненого з циліндра 6.

Для переміщення штока виконавчого циліндра з крайнього висуненого положення у вихідне вмикаються електромагніти всіх розподільників, крім електромагніту розподільника 2(1). В цьому випадку стиснене повітря з магістралі через розподільники 2(1) і 1(1) поступає в штокову порожнину виконавчого циліндра. Масло з безштокової порожнини витісняється через

розподільники 1(2), 1(3), 1(4) і 1(5) в керуючі циліндри. Повітря з безштокових порожнин керуючих циліндрів скидається в атмосферу через розподільники 2(2), 2(3), 2(4) і 2(5).

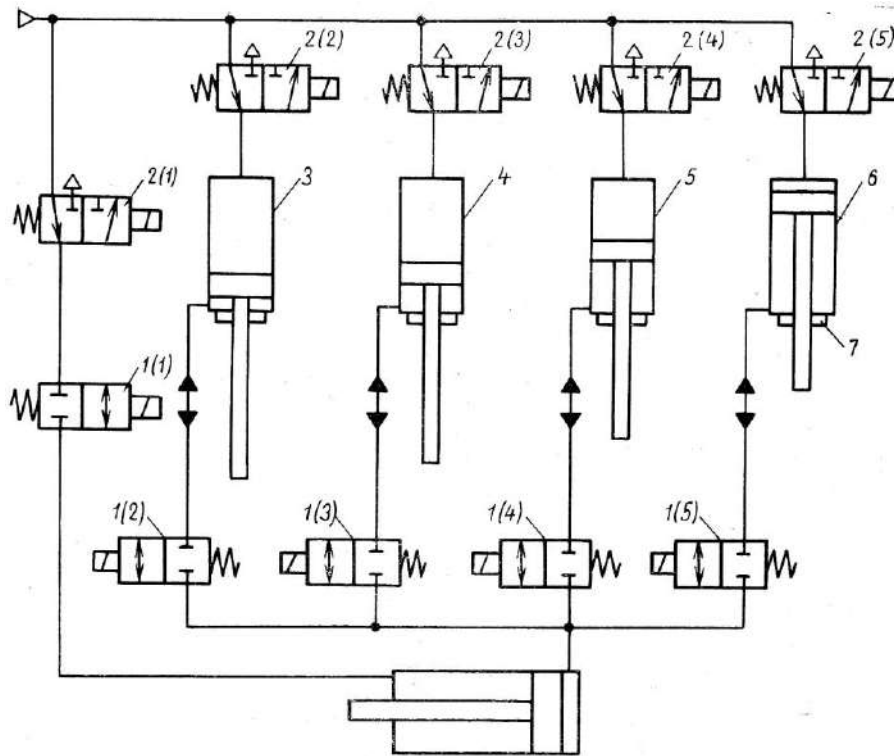


Рисунок 4.80 – Пневмоелектрогідравлічна схема управління багатопозиційним циліндром

4.1.4.1. Багатотактні пристрої гідропневмоавтоматики

Використовуються при побудові багатотактних схем гідропневмоагрегатів.

На рисунках 4.81, а-ж представлені схеми ЕП, які використовують в пневматичних КА високого тиску. ЕП з «механічною пам'яттю» (рисунок 4.81, а) працюють таким чином. У канал 1 подається тиск живлення, а канал 3 з'єднується з атмосферою. При подачі сигналу $x_1 = 1$ розподільник перемикається, і сигнал на виході $2 y = 1$. При знятті сигналу ($x_1 = 0$) запам'ятовується вихідний сигнал ($y = 1$) до тих пір, поки не подається сигнал $x_4 = 1$ на повернення розподільника у вихідну позицію. Аналогічно працює ЕП (див. рисунок 4.81, б), що має два виходи.

ЕП (а. с. №№ 853626, 951279) (див. рисунок 4.81, в) виконує функцію тригера з домінуючою одиницею і працює таким чином: при подачі вхідного сигналу $S=1$ розподільник перемикається, і на виході 2 сигнал $y=1$. Під час скидання вхідного сигналу $S=0$ запам'ятовується вихідний сигнал $y=1$. Далі при подачі сигналу $R=1$ розподільник повертається у вихідну позицію і $y=0$. При дії сигналів $S=1$ и $R=1$ сигнал на виході $y=1$.

ЕП (див. рисунок 4.81, г) виконує функцію тригера з домінуючим нулем. При подачі вхідного сигналу $S=1$ розподільник перемикається і на виходах 2 і 4 формуються сигнали $y=1$; $\bar{y}=0$. Одночасно сигнал y з виходу 4 через клапан $\vee$ запам'ятовує позицію розподільного елемента, і при скиданні вхідного сигналу $S=0$ сигнали на виходах не змінюються до тих пір, поки не буде подано сигнал $R=1$, який повертає розподільник у вихідну позицію. При дії сигналів $S=1$ та $R=1$ сигнал на виході 4 $y=0$, а на виході 2 $\bar{y}=1$.

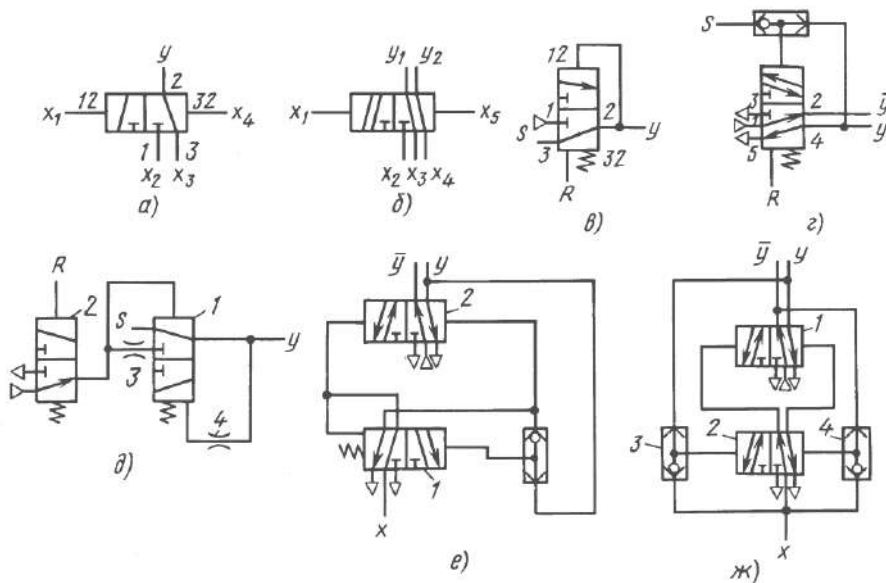


Рисунок 4.81 – Пристрої запам'ятання сигналів, побудовані на розподільниках і клапанах

Тригер (див. рисунок 4.81, д) дозволяє підвищити швидкодію при його включенні за рахунок безпосереднього з'єднання вхідного каналу включення з вихідним каналом тригера (а. с. № 1156042). Під час подачі

сигналу вмикання $S=1$ вихідний сигнал $y=1$. Сигнал з виходу розподільника 1 подається через дросель в камеру керування, внаслідок чого розподільник 1 перемикається і вихідний канал з'єднується з каналом живлення через розподільник 2. При знятті вхідного сигналу $S=0$ вихідний сигнал $y=1$ запам'ятовується. Для виключення тригера подається сигнал $R=1$. При цьому переключастся розподільник 2, і вихідний сигнал $y=0$. У момент зняття сигналу R на виході тригера формується короткочасний імпульс. Для зменшення його амплітуди може бути встановлений дросель 3, опір якого підбирається експериментально і практично дуже малий. Для уникнення автоколивань розподільника 1, які можуть виникнути при включенні тригера, встановлений дросель.

На рисунку 4.81, є представлена схема тригера з рахунковим входом (а. с. № 1005008). Тригер працює наступним чином: у вихідній позиції тиск живлення проходить на вихід ($\bar{y}=1$). При подачі вхідного сигналу ($x=1$) тиск, проходячи через розподільник 1, перемикає розподільник 2 і подається в пружинну камеру розподільника 2. При цьому тиск з виходу скидається в атмосферу ($\bar{y}=1, y=0$), і одночасно тиск через елемент $\vee$ подається в камеру керування розподільника 1. При знятті вхідного сигналу ($x=0$) залишаються сигнали $y=1, \bar{y}=0$ і перемикається розподільник 1. Якщо знову подати вхідний сигнал $x=1$, тиск перемикає розподільник 2 і поступає через канал $\vee$ в камеру керування розподільника 1.

На виходах сигнали $\bar{y}=1, y=0$. При знятті вхідного сигналу ($x=0$) на виходах тиск не змінюється, а розподільник 1 перемикається під дією пружини у вихідну позицію. Подальша робота відбувається аналогічно описаній при подачі сигналу $x=1$. Даний тригер має найменшу кількість випущених серійних елементів.

Тригер з рахунковим входом, який працює на високому тиску (див. рисунок 4.81, ж), містить два розподільника 1, 2 і два клапана $\vee$ 3, 4. У ви-

хідному положенні на виходах сигнали $\bar{y} = 1, y = 0$. При подачі вхідного сигналу $x = 1$ перемикається розподільник 1 і на виходах сигнали $y = 1, \bar{y} = 0$. При цьому розподільник не переходить по сигналу $y = 1$, який проходить через клапан $\vee 3$, до тих пір, поки сигнал, що проходить через клапан $\vee 4$, не буде $x = 1$. При скиданні вхідного сигналу $x = 0$ відбувається запам'ятовування вихідних сигналів $y = 1, \bar{y} = 0$. Якщо знову подати вхідний сигнал $x = 1$, розподільник 1 повертається у вихідну позицію і на виходах сигнали $y = 0, \bar{y} = 1$. Далі при скиданні вхідного сигналу $x = 0$ відбувається запам'ятовування сигналів на виходах $y = 0, \bar{y} = 1$, розподільник 2 перемикається у вихідну позицію під дією сигналу $\bar{y} = 1$ тощо.

Схеми тригерів, побудованих на семилінійних розподільниках, наведені на рисунку 4.82.

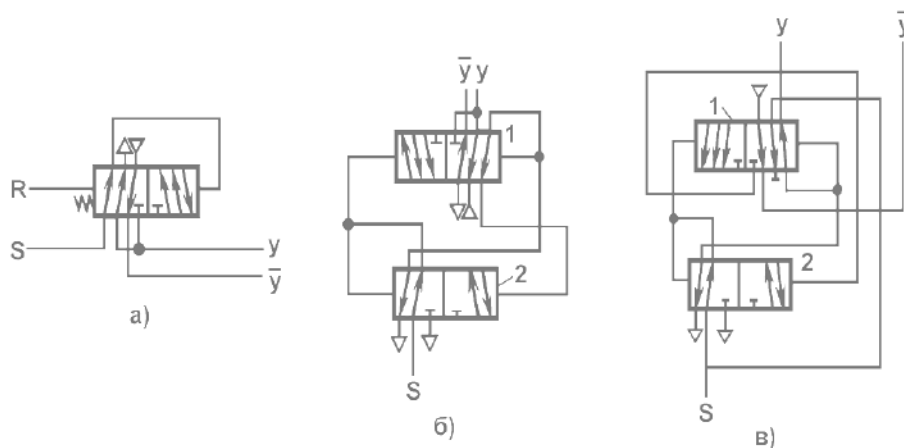


Рисунок 4.82 – Тригери, побудовані з використанням семилінійних розподільників

Тригер з домінуючим нулем (див. рисунок 4.82, а), що містить лише один розподільник (а. с. № 1012226), працює в такий спосіб. У вихідній позиції тиск живлення на виході ($y = 0, \bar{y} = 1$). Під час подачі на вхід сигналу $S = 1$ перемикається розподільник і тиск живлення поступає на вихід ($y = 1$). Одночасно тиск з виходу ($y = 0$) скидається в атмосферу. Сигнали на виходах запам'ятовуються ($y = 1, \bar{y} = 0$) при знятті вхідного сигналу ($S = 0$). Під час подачі на відключаючий вхід сигналу ($R = 1$) розподільник під дією тиску і зусилля пружини повертається у вихідну позицію незале-

жно від значення сигналу: $S = 1$ або $S = 0$. Подальша робота після зняття сигналу проходить так само, як під час подачі сигналу $S = 1$.

Тригер з рахунковим входом (а. с. № 1062673) (див. рисунок 4.82, б) працює таким чином. У вихідній позиції тиск живлення поступає на вихід ($\bar{y} = 1, y = 0$); по сигналу $S = 1$ перемикається розподільник 1 і одночасно тиск подається в камеру керування розподільника 2; при цьому $y = 1$, а $\bar{y} = 0$. Під час зняття сигналу ($S = 0$) сигнали на виходах зберігають свої значення $\bar{y} = 0, y = 1$. Якщо знову подати сигнал $S = 1$, розподільник 6 перемикається у вихідну позицію, при цьому $\bar{y} = 1, y = 0$, а розподільник 2 залишається у включеному стані. Під час зняття вхідного сигналу ($S = 0$) значення сигналів на виходах залишаються $\bar{y} = 1, y = 0$, а розподільник 2 під дією пружини перемикається у вихідну позицію. Подальша робота проходить аналогічно описаній при подачі сигналу $S = 1$.

Тригер з рахунковим входом (а. с. № 1111144) (див. рисунок 4.82, в) формує сигнал, рівний 1, у вихідних каналах по передньому фронту вхідного сигналу, а сигнал, що дорівнює 0, – по задньому фронту вхідного сигналу. Тригер працює таким чином: у вихідному положенні тиск живлення поступає у вихідний канал, при цьому $\bar{y} = 1, y = 0$. Під час подачі вхідного сигналу $S = 1$ розподільник 1 перемикається, одночасно сигнал подається в камеру керування розподільника. Сигнал $S = 1$ зберігає сигнал $y = 1$. Під час зняття вхідного сигналу ($S = 0$) сигнал на виході $\bar{y} = 0$, а $y = 1$, одночасно розподільник 2 перемикається. Якщо знову подати сигнал $S = 1$, то розподільник 1 переключиться у вихідну позицію і при цьому $y = 1$, а сигнал живлення поступає на вихід ($\bar{y} = 1$). Під час скидання вхідного сигналу $\bar{y} = 1$, а $y = 0$. Одночасно під дією пружини розподільник 2 повертається у вихідну позицію. Далі робота повторюється.

На рисунках 4.83, а-д зображені елементи пам'яті, які використовуються в схемах низького тиску. На рисунку 4.83, а представлена схема тригера з роздільними входами. Сигнал $y = 1$ з'являється після подачі вхідного сигналу S_1 або S_2 і потім зберігає значення $y = 1$ при скиданні вхідно-

го сигналу ($S_1 = 0$ або $S_2 = 0$). Далі сигнал на виході $\bar{y} = 1$ щоб під час надходження $R_1 = 1$ або $R_2 = 1$ і зберігає своє значення під час зняття сигналу $R_1 = 0$ або $R_2 = 0$ тощо.

Схема тригера з роздільними входами (див. рисунок 4.83, б) побудована на елементі СТ55, а – на рисунку 4.83, в – на елементах СТ41. Схеми тригерів з рахунковим входом, представлені на рисунках 4.83, г, д.

На рисунку 4.84, а, б зображені схеми командоапаратів, призначених для реалізації блоку пам'яті в пневматичних КА високого тиску. У даних пристроях при подачі сигналу S на один з входів на одному з виходів сигнал $y = 1$, а на інших – сигнали $y = 0$. Крім того, при включенні наступного розподільника ланцюга, вимикається попередній (наступним після останнього розподільника вважається перший).

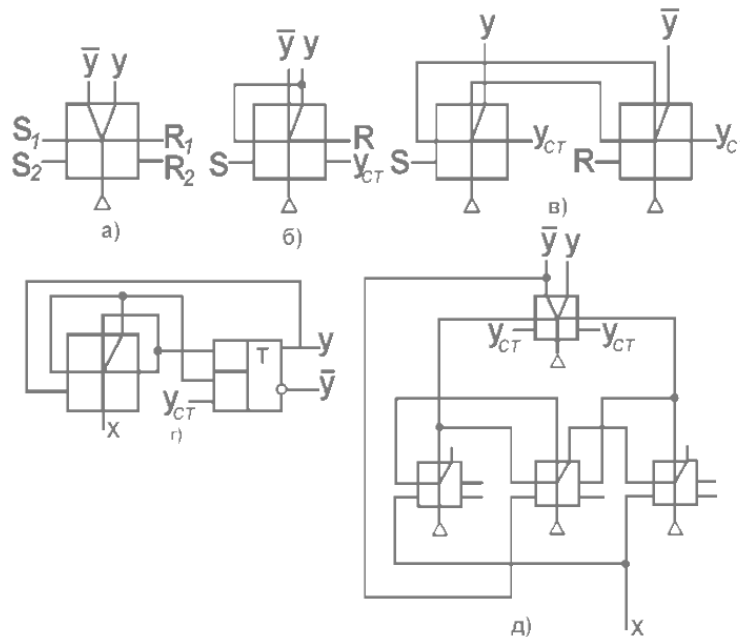


Рисунок 4.83 – Пристрій пам'яті, побудований на елементах системи «Волга»

Командоапарат (рисунок 4.84, б) відрізняється від командоапарата (рисунок 4.88, а) тим, що входні сигнали в ньому подаються не в керуючі камери розподільників, а в їх входні канали. Крім того, кожен наступний розподільник вимикає попередній і включає наступний і тим самим готує

його до прийому вхідного сигналу. Схема (див. рисунок 4.84, б) є пасивною, але дозволяє в ряді випадків заощадити елементи.

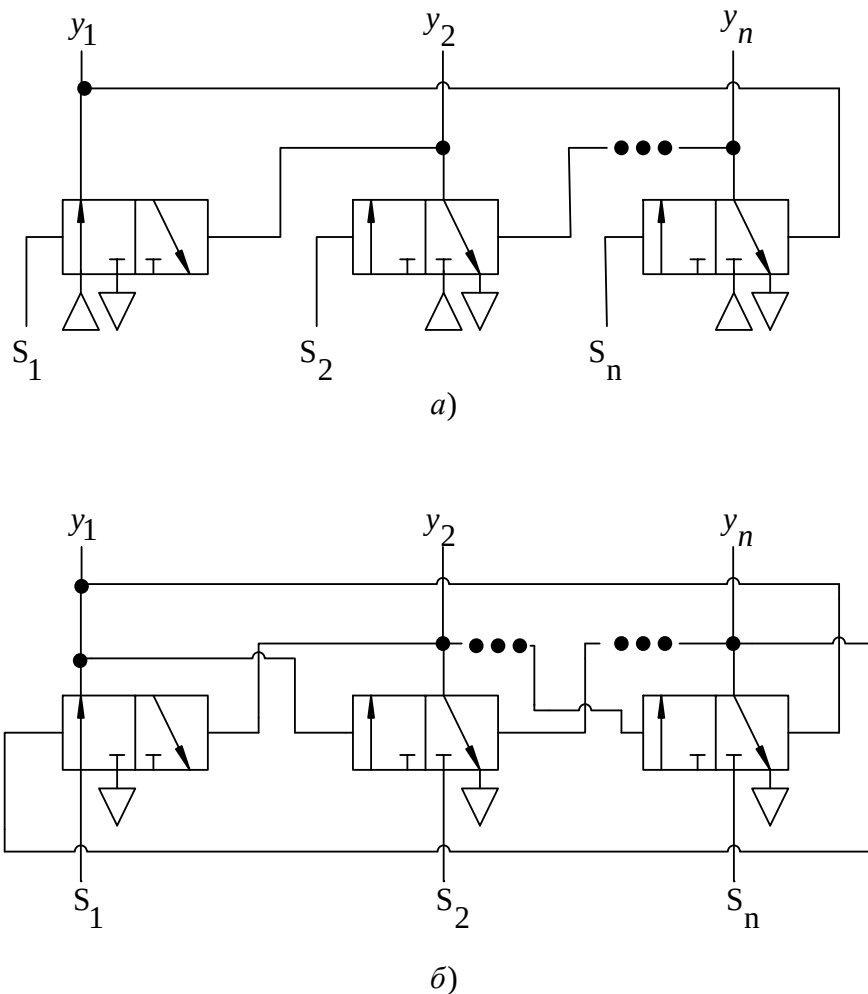


Рисунок 4.84 – Схеми командоапаратів, побудованих на розподільній апаратурі

Командоапарат (а. с. № 1242926) (рисунок 4.85) підвищує швидкість його виключення. Командоапарат працює таким чином. У вихідній позиції сигнали $x_1 - x_n$ у вхідних каналах і сигнали $y_1 - y_n$ у вихідних каналах дорівнюють нулю. Під час подачі сигналу пуску p_n через елемент $\vee$ перемикається розподільник 1 першого осередку, тиск живлення поступає у вихідний канал ($y_1 = 1$). Під час подачі сигналу $x_2 = 1$ перемикається розподільник 2 другого осередку, вихідний сигнал якого викличе перемикання розподільника 1 другого осередку, вихідний сигнал $y_2 = 1$. Цей сигнал че-

рез елемент $\vee$ вимикає розподільник 1 першого осередку, в результаті $y_1 = 0$. Послідовна подача вхідних сигналів $x_i = 1$ викличе послідовне формування вихідних сигналів $y_i = 1$. Під час подачі сигналу виключення p_0 , незалежно від наявності вхідного сигналу $x_i = 1$, всі розподільники 2 перемикаються, поєднуючи камери керування розподільників 1 з атмосферою. одночасно сигнал p_0 через елементи $\vee$ проходить в камери керування розподільників 1, що викликає зняття вихідних сигналів ($y_i = 0$).

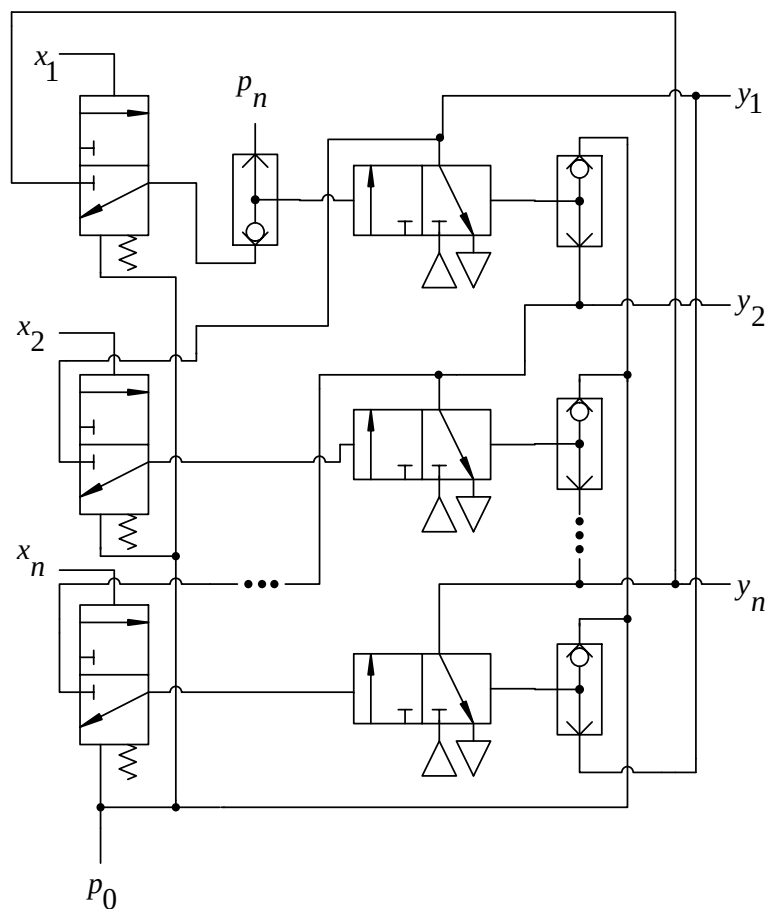


Рисунок 4.85 – Схема командоапарата, побудованого на розподільниках і клапанах

Якщо з даної схеми вилучити клапани $\vee$, з'єднані з сигналом аварійного скидання, то отримуємо відому схему командоапарата з контролем попереднього такту.

У схемі командоапарата (а. с. № 1303656), зображеного на рисунку 4.86, використані для запам'ятовування сигналів логічні елементи, що до-

звояють зменшити число елементів. Командоапарат працює таким чином. У вихідній позиції сигнали на входах $(x_1, x_2, \dots, x_n)$ і виходах $(y_1, y_2, \dots, y_n)$ рівні 0. При подачі сигналу $(p_n = 1)$ на вхід елемента $\vee$ перемикається розподільник 1 першого осередку. При цьому тиск живлення поступає на вихід першого осередку $(y_1 = 1)$.

На інших виходах командоапарата сигнали рівні 0 $(y_2, y_3, \dots, y_n = 0)$. Сигнал, який дорівнює 1, поступає також у камери керування розподільника 2 першого осередку і розподільника 1 останнього осередку, фіксуючи їх вихідне положення, на вхід розподільника 2 наступного другого осередку і на вхід розподільника 2 першого осередку. Через розподільник 2 сигнал, який дорівнює 1, проходить через елемент в камеру керування розподільника 1. Цим забезпечується запам'ятовування вихідного сигналу після зняття сигналу p_n .

Під час подачі на вхід другого осередку сигналу $x_2 = 1$ розподільник 2 другого осередку перемикається і сигнал поступає в камеру керування розподільника 1 цього ж осередку, перемикаючи розподільник 1. Тиск живлення через розподільник 1 другого осередку поступає на вихід другого осередку командоапарата $(y_2 = 1)$ і в камери керування розподільника 2 другого осередку і розподільника 1 першого осередку, перемикаючи їх. Після перемикання розподільника 2 другого осередку у вихідному положенні сигнал, який дорівнює 1, проходить через цей розподільник в камеру керування розподільника 2 цього ж осередку. При цьому відбувається запам'ятовування сигналу, який дорівнює 1, на виході $(y_2 = 1)$. Одночасно розподільник 1 першого осередку повертається у вихідну позицію під дією пружини підпору і сигналу $y_2 = 1$, який поступає в інверсну камеру керування розподільника 1 першого осередку. При цьому на виході сигнал y_1 , як і на інших виходах сигнали $y_3, y_4, \dots, y_n$, рівні 1.

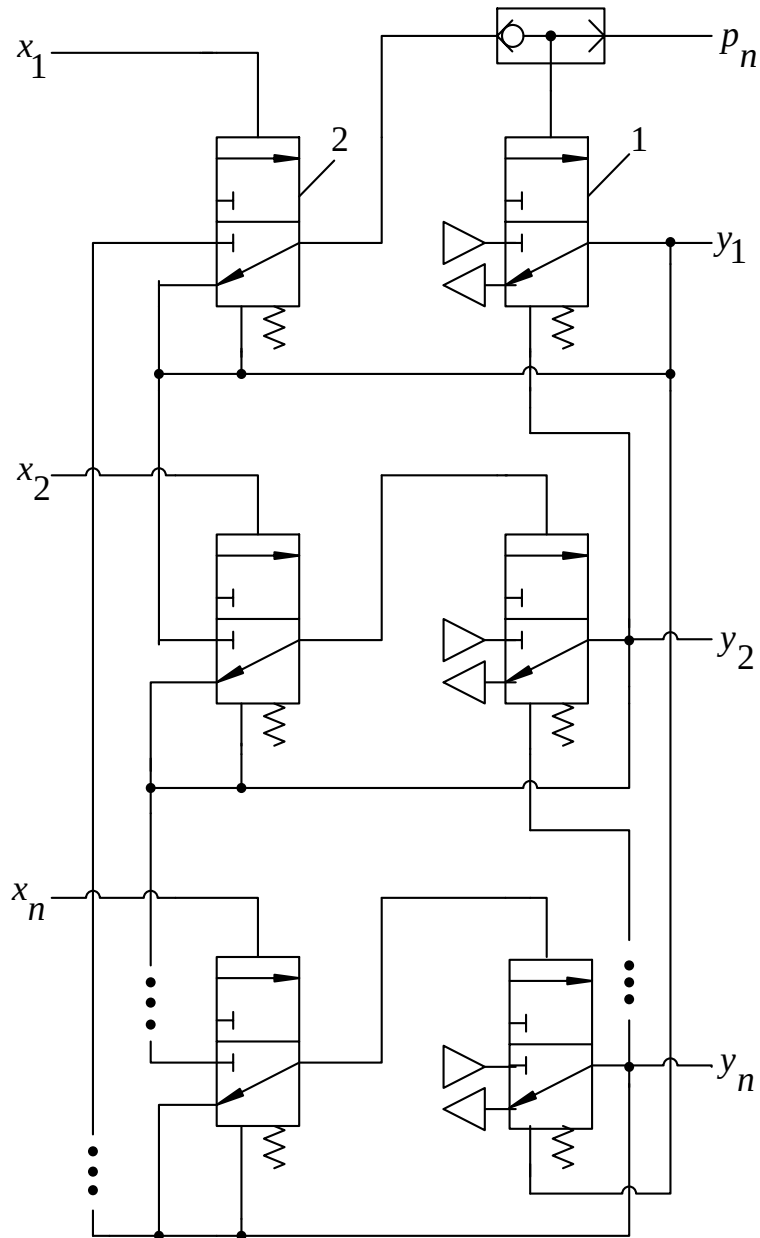


Рисунок 4.86 – Схема командоапарата, що використовує розподільники з одностороннім керуванням

Далі подача сигналу x_n призводить до появи сигналу y_n , який дорівнює 1, на виході останнього осередку. На останніх виходах сигнали рівні 0, робота командоапарата тут проходить аналогічно роботі розглянутих осередків. Цикл роботи командоапарата поновлюється при подачі сигналу $x_1 = 1$ в камеру керування розподільника 2 першого осередку.

У разі зняття тиску живлення, в тому числі в аварійному випадку, командоапарат встановлюється у вихідне положення завдяки застосуванню розподільників з пружинами підпору.

Перепрограмовний командоапарат (а. с. № 1241217) зображений на рисунку 4.87. Командоапарат працює таким чином. Під час подачі сигналу пуску p_n через елемент перемикається розподільник 1 першого осередку. У вихідному каналі цього осередку формується сигнал $y_1 = 1$.

На інших виходах сигнали рівні 0. Сигнал з виходу розподільника 1 першого осередку поступає в елемент $\wedge$ другого осередку, а при подачі сигналу $x_2 = 1$ перемикається розподільник 1 другого осередку і формується сигнал $y_2 = 1$. Одночасно сигнал з виходу розподільника 1 другого осередку вимикає розподільник 1 першого осередку; вихідний сигнал $y_1 = 0$ тощо.

При необхідності отримання вихідних сигналів подається сигнал на настроювальний вхід ($N_{i-2} = 1$) в камеру керування розподільника 2 останнього осередку. При цьому сигнал з виходу розподільника 1 останнього осередку через розподільник 2 подається на вхід елемента $\wedge$ першого осередку.

Цикл повторюється при подачі сигналу $x_1 = 1$. Якщо необхідно отримати менше число і вихідних сигналів командоапарата, сигнал подається на настроювальний вхід N_{i-2} ($N_{i-2} = 1$). Тут реалізується послідовність, яка містить будь-яке число n і менше, до трьох операцій.

Використання семилінійних розподільників дозволяє спростити конструкцію командоапарата (див. рисунок 4.85) за умови, що кожен наступний такт здійснюється при контролі попереднього такту. Такий командоапарат (а. с. № 935933) зображений на рисунку 4.88.

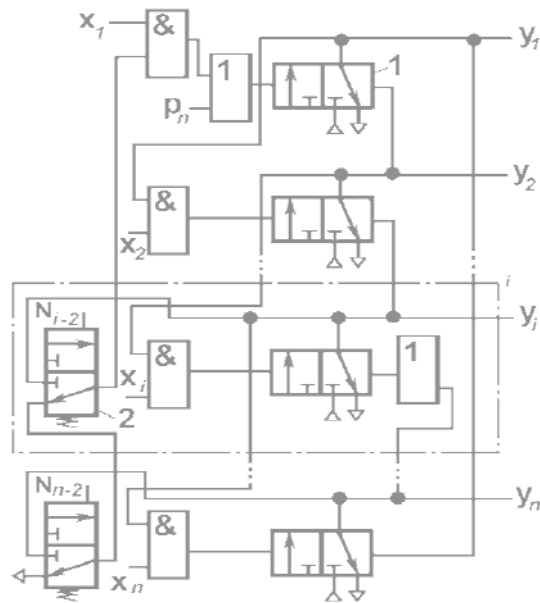


Рисунок 4.87 – Схема перепрограмовного командоапарата

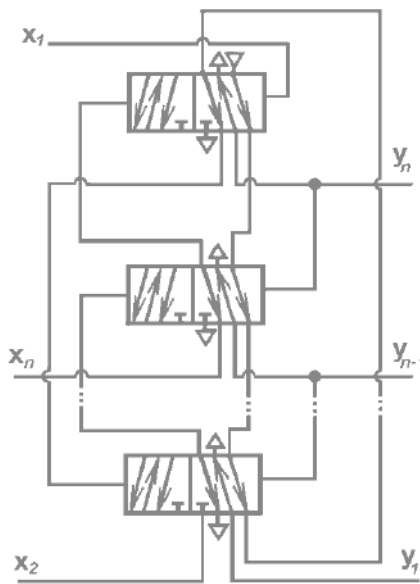


Рисунок 4.88 – Схема командоапарата, побудованого на семилінійних розподільниках

Схема командоапарата, що використовує поєднання функціональних і логічних можливостей розподільної апаратури, представлена на рисунку 4.89.

На рисунку 4.90 наведені схеми генератора імпульсів і реле часу. Генератор імпульсів (див. рисунок 4.90, а) призначений для видачі тактових імпульсів при наявності постійного вхідного сигналу, а реле витримки часу

(рисунок 4.91, б) – для затримки одиничного вихідного сигналу $p_{вих}$ щодо одиничного вхідного сигналу $p_{вх}$.

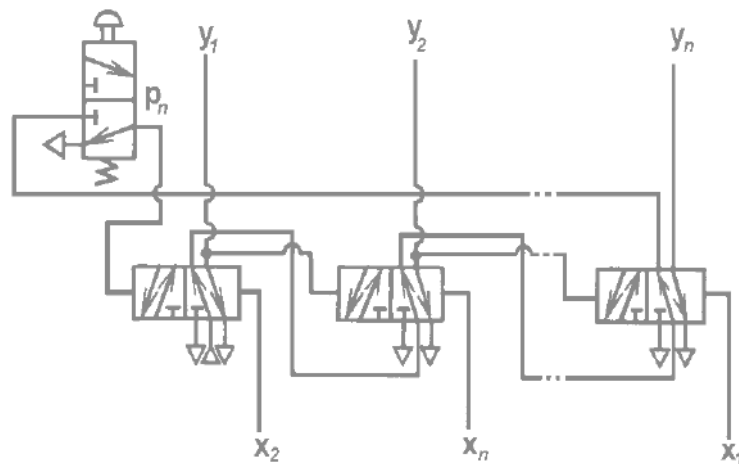


Рисунок 4.89 – Схема командоапарата, що використовує поєднання функціональних і логічних можливостей розподільної апаратури

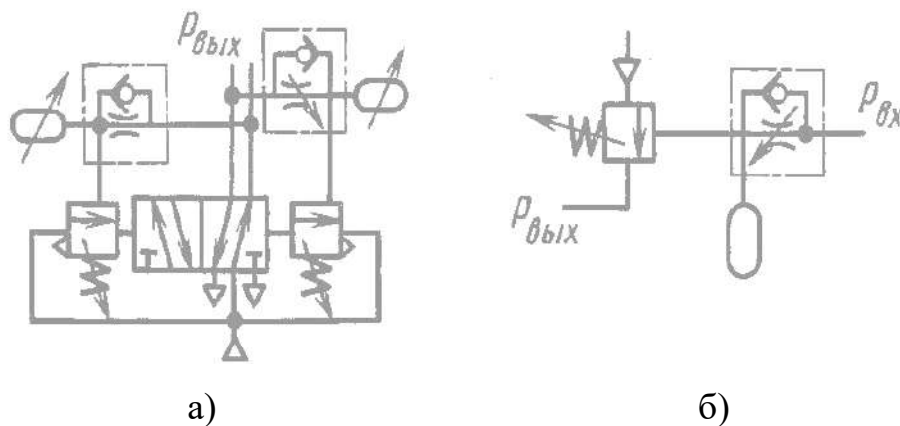


Рисунок 4.90 – Генератор імпульсів (а) і реле часу (б)

На рисунку 4.91 приведена схема командоапарата, побудована на струминних елементах.

Оббігаючий пристрій (а. с. № 1501018), представлений на рисунку 4.92, працює таким чином. Під час натискання кнопки «Пуск» тиск живлення p_n , якщо відсутній сигнал N_1 , поступає на вхід елемента затримки 3_1 . З появою першого тактового імпульсу у вхідному каналі ($x=1$) дискретний сигнал запам'ятовується на елементі 3_1 першого осередку, проходить на

його вихід, поступає у вихідний канал ($y_1 = 1$) і через невелику затримку, викликану дроселем (встановлений для того, щоб встиг спрацювати елемент затримки), розподільник 1 встановлюється у вихідну позицію. Вихідний сигнал першого осередку через розподільник 2 першого і другого осередків (при відсутності сигналу N_2) поступає на вхід елемента затримки другого осередку, зберігаючись у вихідному каналі ($y_1 = 1$). При подачі наступного тактового імпульсу ($x = 1$) дискретний сигнал запам'ятовується на елементі затримки другого осередку, поступає у вихідний канал ($y_2 = 1$) і знімається з виходу ($y_1 = 0$). Аналогічно дискретний сигнал проходить через наступні осередки.

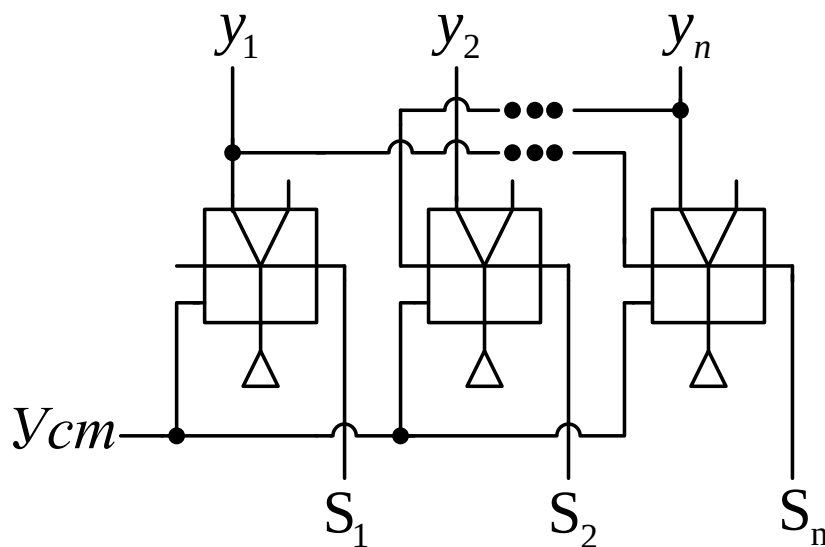


Рисунок 4.91 – Командоапарат, побудований на струминних елементах

В кінці циклу оббігання сигнал, який з'явився в вихідному каналі ($y_n = 1$), через розподільник наступного осередку і розподільник 1 проходить до розподільника 2 першого осередку і цикл повторюється. З подачею одного з сигналів ($N_1 = 1, \dots, N_n = 1$) в камеру управління відповідного розподільника вихідний сигнал, який відповідає цьому осередку, вимикається з циклу оббігання. Наприклад, з подачею сигналу $N_1 = 1$ розподільник першого осередку перемикається і сигнал, минаючи елемент затримки першо-

го осередку, проходить через розподільник 2 другого осередку. У цьому випадку перший осередок не працює.

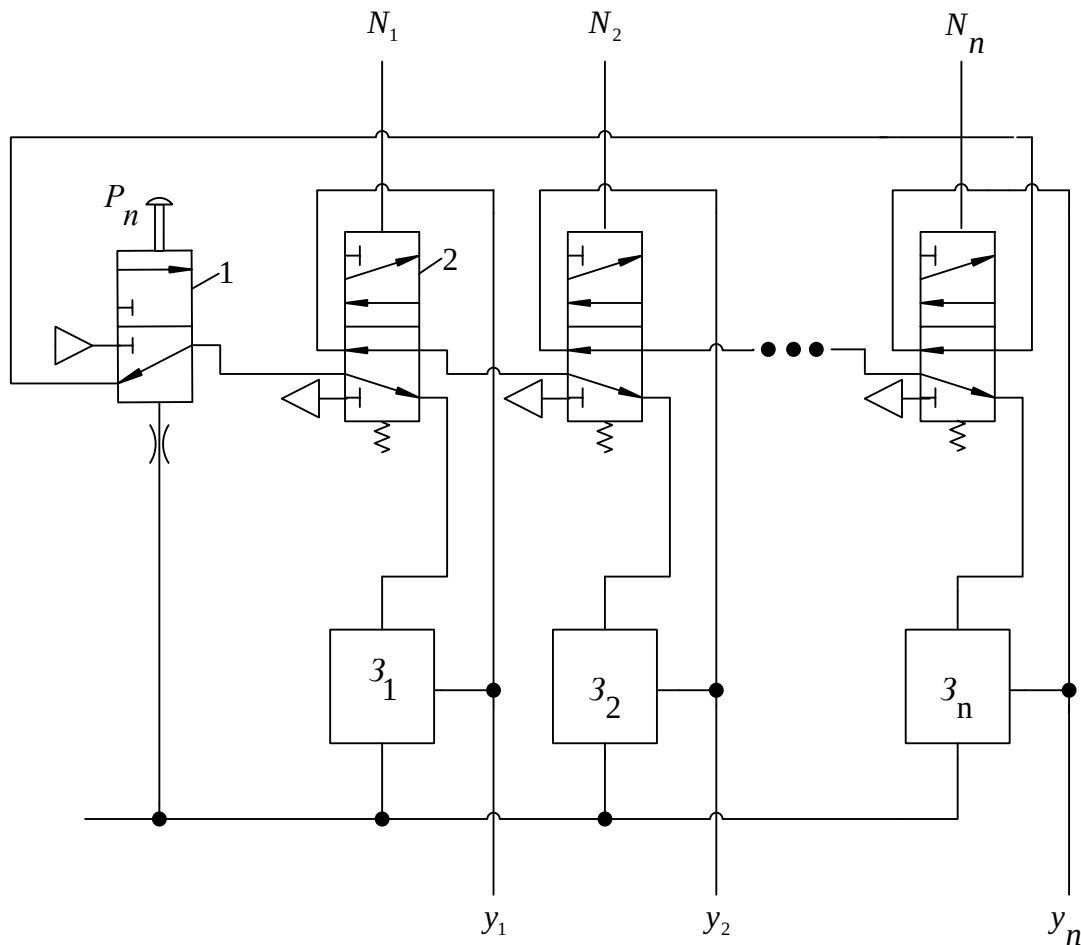


Рисунок 4.92 – Програмовний оббігаючий пристрій керування, побудований на розподільниках

4.1.5. Схеми управління виконавчими циліндрами

Розглянуті вище принципи управління одним циліндром можна застосувати в схемах управління декількома виконавчими механізмами.

Нижче описуються схеми управління двома і декількома циліндрами, що забезпечують послідовну, паралельну і послідовно-паралельну роботу.

Для короткого запису циклу роботи циліндрів (послідовної або паралельної) позначимо хід штока циліндра 1 вперед – індексом циліндра 1, а хід штока циліндра 1 назад – індексом зверху 1. Послідовну роботу двох

циліндрів 1 і 2 домовимося позначати 12, тобто спочатку зробить хід вперед шток циліндра 1, після завершення цього ходу піде вперед шток циліндра 2. Паралельну (одночасну) роботу двох циліндрів позначимо дужками. Наприклад, вираз 12 означає, що тиск на повернення штоків циліндрів 1 і 2 у вихідне положення подається одночасно. Послідовно-паралельну роботу циліндрів 1 і 2, коли штоки циліндрів отримують сигнал на переміщення вперед одночасно, а повернення у вихідне положення послідовно – спочатку шток циліндра 1, а потім – циліндра 2, позначимо (12)12.

Цикл роботи системи можна також виразити за допомогою циклограми, яка наочно показує послідовність переміщення поршнів. Цикли розбиваються на такти, тобто на послідовні комбінації положень поршнів, що відрізняються положенням хоча б одного з них.

На рисунку 4.93 показана циклограма послідовної роботи двох циліндрів, яка складається з чотирьох тактів: в першому відбувається переміщення вперед штока циліндра 2, у другому – штока циліндра 1, в третьому – шток циліндра 2 повертається у вихідне положення, а в четвертому – шток циліндра 1 повертається у вихідне положення.

Послідовна робота циліндрів. Послідовна робота циліндрів може бути забезпечена декількома способами:

- із застосуванням клапанів послідовності;
- за допомогою кінцевих вимикачів;
- застосуванням як клапанів послідовності, так і кінцевих вимикачів.

Перший спосіб застосовується, як правило, в тих випадках, коли необхідно проконтролювати роботу циліндрів по зусиллю, що розвивається в кінці ходу. Наприклад, при затиску заготовки, пресуванні і т. п.

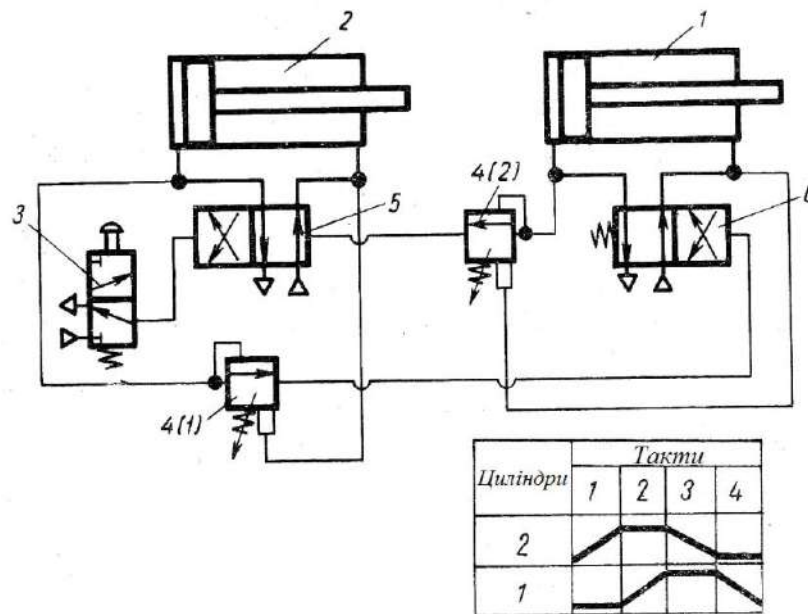


Рисунок 4.93 – Схема і циклограмма напівавтоматичного управління по циклу $21 \leftarrow 2 \leftarrow 1$ з клапанами послідовності

Другий спосіб використовується, коли необхідно перемістити деталь або подати інструмент на визначену величину ходу циліндра, що задається установкою кінцевих вимикачів.

Коли необхідно здійснити контроль і по зусиллях і по кінцевих положеннях, застосовують третій спосіб.

Контроль за тиском. Схема напівавтоматичного управління двома циліндрами по циклу $21 \leftarrow 2 \leftarrow 1$ із застосуванням клапанів послідовності показана на рисунку 4.93. У цій схемі для здійснення послідовної роботи циліндрів використовуються клапани послідовності диференціального типу, які реагують на різницю тисків в обох порожнинах циліндра, що дозволяє уникнути помилкової команди при підвищенні тиску в робочій порожнині циліндра в момент рушання поршня з місця.

При короткочасному увімкненні кнопки 3 перемикається головний розподільник 5 і шток циліндра 2 висувається. Коли в кінцевому положенні поршня тиск в безштоковій порожнині перевищує величину настрійки клапана послідовності 4(1) клапан спрацьовує і перемикає розподільник 6, який управляє роботою циліндра 1. Після закінчення ходу

вперед тиск в безштоковій порожнині циліндра 1 підвищується, спрацьовує клапан послідовності 4(2). Сигнал управління від клапана 4(2) перемикає розподільник 5 у вихідне положення. Поршень циліндра 2 також повертається у вихідне положення. Падіння тиску в безштоковій порожнині циліндра 2 призводить до зняття сигналу на виході клапана послідовності 4(1). Розподільник 6 під дією пружини повертається у вихідне положення і поршень циліндра 1 втягується.

Схема автоматичного управління по циклу $45 \leftarrow 4 \leftarrow 5$ з клапанами послідовності зображена на рисунку 4.94. При увімкненні тумблера 1 сигнал від клапана послідовності 2(3) перемикає розподільник 3(1) і з'єднує безштокову порожнину циліндра 4 з тиском. Шток висувається. Тиск у безштоковій порожнині підвищується і при досягненні величини, на яку настроєний клапан послідовності 2(2), спричиняє його спрацьовування і, отже, подання команди на перемикання розподільника 3(2). Шток циліндра 5 висувається. Тиск у безштоковій порожнині циліндра 5 підвищується і перемикає клапан послідовності 2(4). Команда від цього клапана перемикає розподільник 3(1) у вихідне положення – шток циліндра 4 повертається у вихідне положення. Тиск у штоковій порожнині циліндра 4 досягає необхідної величини, спрацьовує клапан 2(1) і посиляє команду на повернення поршня циліндра 5 у вихідне положення. Після закінчення ходу тиск в штоковій порожнині циліндра 5 вмикає клапан 2(3) і, якщо тумблер 1 увімкнений, цикл повторюється.

Перевагами схем управління тиском є забезпечення контролю величини зусилля на виконавчому механізмі, відсутність кінцевих перемикачів і т. д. Їх недоліки полягають в можливості помилкових сигналів на спрацьовування чергового виконавчого механізму при заклинюванні попереднього. В пневматичних системах управління застосовуються переважно схеми з шляховим контролем, які забезпечують необхідну послідовність циклу за допомогою кінцевих вимикачів.

Контроль за кінцевим положенням. Схема напівавтоматичного управління по циклу $54 \leftarrow 5 \leftarrow 4$ з кінцевими вимикачами показана на рисунку 4.95. При короткочасному увімкненні кнопки 1 перемикається головний розподільник 3(1), і тиск подається в безштокову порожнину циліндра 5. Шток циліндра 5 переміщається вліво і в кінці ходу натискає штовхач кінцевого вимикача 2(1), від якого подається сигнал на перемикавання головного розподільника 3(2). Тиск поступає в безштокову порожнину циліндра 4, шток якого, висуваючись, в кінці ходу натискає кінцевий вимикач 2(3), сигнал від якого повертає розподільник 3(1) і, отже, шток циліндра 5 у вихідне положення. Аналогічно при спрацьовуванні кінцевого вимикача 2(2) повертається у вихідне положення шток циліндра 4.

Таким чином, при такій послідовності шток кожного пневмоциліндра в кінці ходу дає команду на початок руху поршня іншого циліндра. Загальна кількість керуючих розподільників в таких схемах завжди дорівнює числу рухів поршнів.

Схема автоматичного управління по циклу $34 \leftarrow 3 \leftarrow 4$ з кінцевими вимикачами показана на рисунку 4.96. Тут вводиться ще один кінцевий вимикач і трилінійний двопозиційний розподільник для пуску і зупинки системи. При увімкненні тумблера 5 перемикається головний розподільник 2(1) і шток циліндра 3 висувається, натискаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 1(1), який подає сигнал на перемикавання розподільника 2(2). Після перемикавання розподільника 2(2) шток циліндра 4 висувається, вмикаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 1(3), що пропускає сигнал на перемикавання розподільника 2(1). Шток циліндра 3 втягується, натискає штовхач кінцевого вимикача 1(2), перемикаючи розподільник 2(2) і повертаючи у вихідне положення шток циліндра 4. Якщо тумблер 5 натиснутий, то при увімкненні кінцевого вимикача 1(4) цикл роботи циліндрів повторюється.

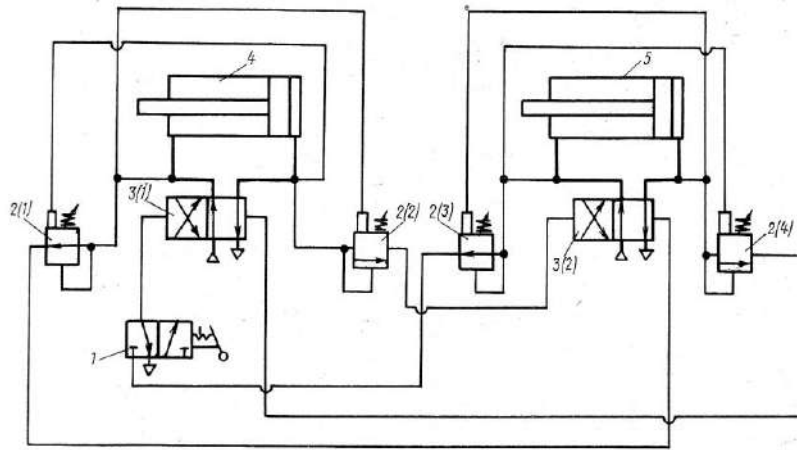


Рисунок 4.94 – Схема автоматичного управління по циклу 45←4←5 з клапанами послідовності

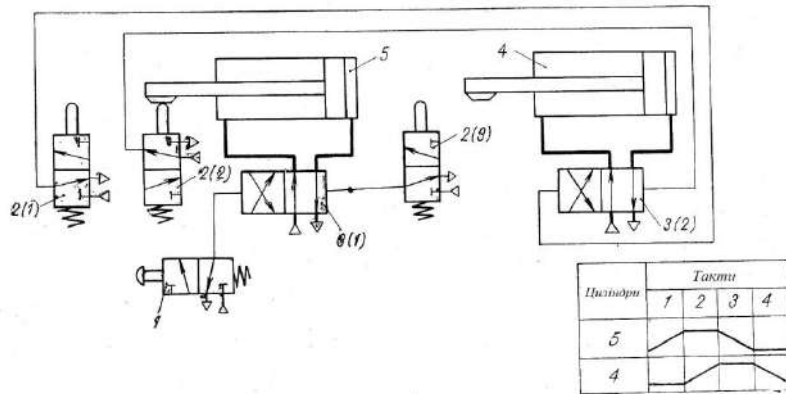


Рисунок 4.95 – Схема напівавтоматичного управління по циклу 54←5←4 з кінцевими вимикачами

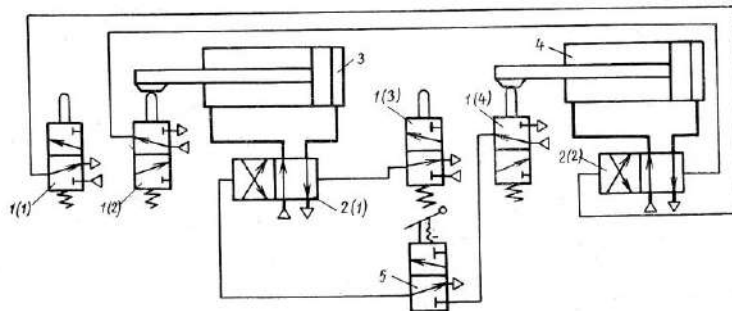


Рисунок 4.96 – Схема автоматичного управління по циклу 34←3←4 з кінцевими вимикачами

Схема автоматичного управління по циклу 52←2←5 за допомогою кінцевих вимикачів з лямким важелем показана на рисунку 4.97. Для

реалізації циклу $52 \leftarrow 2 \leftarrow 5$ необхідне включення в систему додаткових апаратів або розподільників з ламким важелем, які спрацювують при дії на орган управління тільки в разі руху в одному напрямі. Послідовність по циклу $52 \leftarrow 2 \leftarrow 5$ забезпечується застосуванням кінцевих вимикачів 3(1) і 3(2) з ламким важелем.

Система працює наступним чином.

При увімкненні тумблера 6 стиснене повітря через натиснутий кінцевий вимикач 4(2) поступає в праву порожнину управління розподільника 1(2). Оскільки кінцевий вимикач 3(1) не натиснутий і ліва порожнина розподільника 1(2) з'єднана з атмосферою, то останній перемикається і з'єднує безштокову порожнину циліндра 5 з тиском. Шток циліндра 5 переміщається вправо і в кінці ходу короткочасно вмикає кінцевий вимикач 3(2), який посилає сигнал на перемикання розподільника 1(1). Шток циліндра 2 переміщається вправо. При цьому кінцевий вимикач 3(1) не вмикається завдяки застосуванню ламкого важеля. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 2 вмикає кінцевий вимикач 4(1), який подає сигнал на перемикання розподільника 1(1) у вихідне положення. Шток циліндра 2 повертається у вихідне положення і вмикає кінцевий вимикач 3(1). Короткочасний сигнал від кінцевого вимикача 3(1) перемикає розподільник 1(2), шток циліндра 5 повертається у вихідне положення і вмикає кінцевий вимикач 4(2). Якщо тумблер 6 натиснутий, то цикл роботи циліндрів повторюється. У зв'язку з тим, що кінцеві вимикачі з ламким важелем посилають короткочасні сигнали, необхідно перевіряти систему – чи встигнуть спрацювати головні розподільники за час подання сигналу. Це є недоліком систем з ламким важелем. Схема автоматичного управління по циклу $24 \leftarrow 2 \leftarrow 4$ із застосуванням додаткового чотирилінійного розподільника показана на рисунку 4.98. При увімкненні тумблера 5 стиснене повітря через кінцевий вимикач 3(1) подається в ліву порожнину управління допоміжного розподільника 6. Сигнал від нього поступає в порожнину управління розподільника з диференціальним управлінням 1(1),

який перемикається внаслідок різниці площ, незважаючи на наявність тиску в протилежній порожнині управління. Шток циліндра 2 висувається. Увімкнення кінцевого вимикача 3(2) спричиняє перемикання розподільника 1(2) і, отже, висунення штока циліндра 4. Кулачок на кінці штока циліндра 4 натискає штовхач кінцевого вимикача 3(4), який подає сигнал на перемикання допоміжного розподільника 6. Сигнал від нього повертає розподільник 1(2) і, отже, шток циліндра 4 у вихідне положення.

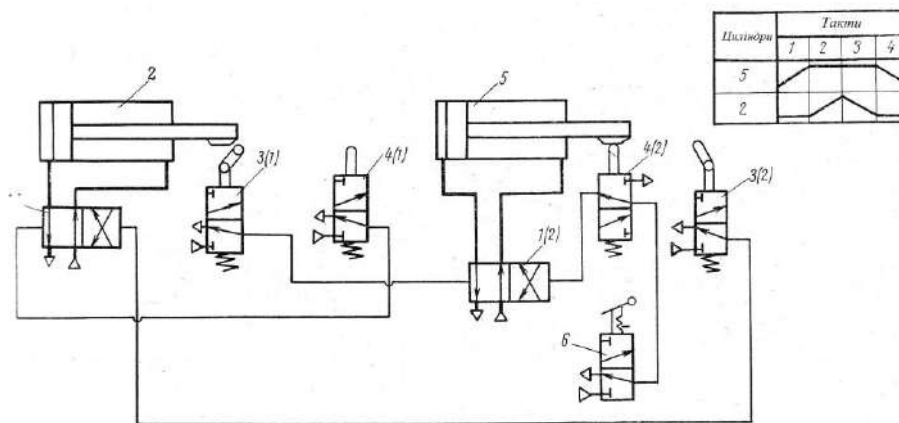


Рисунок 4.97 – Схема і циклограма автоматичного управління по циклу 52←2←5 із застосуванням кінцевих вимикачів з ламким важелем

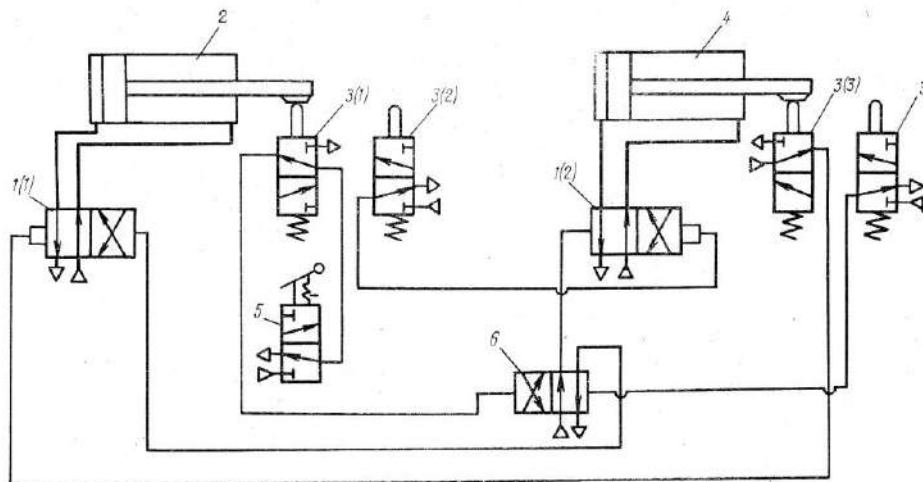


Рисунок 4.98 – Схема автоматичного управління по циклу 2424 з використанням додаткового чотирилінійного розподільника

Шток циліндра 4, в свою чергу, натискаючи штовхач кінцевого вимикача 3(3), повертає у вихідне положення розподільник 1(1) і шток циліндра 2. Цикл повторюється до вимкнення тумблера 5.

Схема автоматичного управління по циклу $46 \leftarrow 6 \leftarrow 4$ з використанням двох додаткових трілінійних розподільників показана на рисунку 4.99. При увімкненні тумблера 1 головний розподільник 3(1) перемикається і шток циліндра 4 переміщається вправо, вмикаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 5(2), сигнал від якого через розподільник 2(2) поступає в праву порожнину управління розподільника 3(2). Перемикання розподільника спричиняє переміщення штока циліндра 6 вправо. В кінці ходу штока спрацьовує кінцевий вимикач 5(4), який посилає сигнал в порожнину управління розподільників 2(1), 3(2) та 2(2) і перемикає їх. Шток циліндра 6 повертається у вихідне положення. В кінці ходу вліво кулачок на штоку вмикає кінцевий вимикач 5(3), сигнал від якого проходить через допоміжний розподільник 2(1) в ліву порожнину управління головного розподільника 3(1). Останній перемикається, і шток циліндра 4 повертається у вихідне положення, вмикаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 5(1), сигнал якого перемикає у вихідне положення розподільники 2(1) і 2(2), а також розподільник 3(1) при увімкненому тумблері 1. Цикл повторюється.

Якщо при послідовній роботі циліндрів по визначеному циклу необхідно здійснити деяку затримку штока циліндра в одному з положень, то в систему включають реле часу або пристрій, що забезпечує затримку сигналу на деякий час. Схема, зображена на рисунку 4.100, забезпечує затримку штока циліндра 6 у висунутому положенні. Циліндри працюють по автоматичному циклу $36 \leftarrow 6 \leftarrow 3$. При увімкненні тумблера 5 тиск живлення від кінцевого вимикача 2(2) проходить в ліву порожнину управління головного розподільника 4. Шток циліндра 3 висувається і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 2(1), який подає сигнал на перемикання диференціального розподільника 5. Шток циліндра 6 висувається. При

увімкненні в кінці ходу штоком циліндра 6 кінцевого вимикача 2(3) подається сигнал на перемикання чотирилінійного розподільника 8 з диференціальним управлінням і через дросель – на заповнення резервуара 7. Розподільник 8 подає сигнал на перемикання кінцевого вимикача 2(2) і таким чином відключає тиск живлення від тумблера 7 і кінцевого вимикача 2(1).

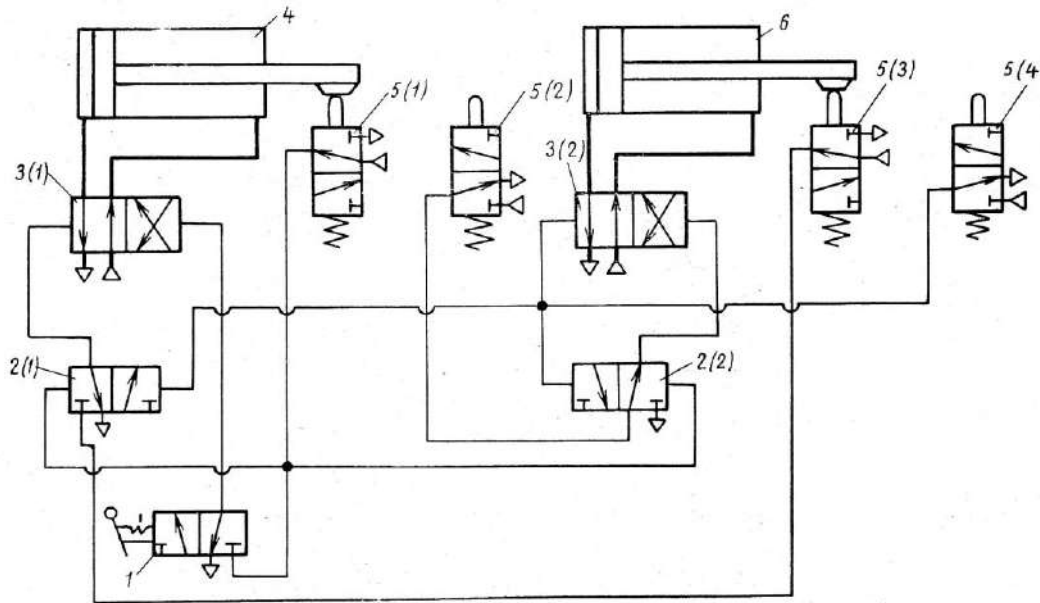


Рисунок 4.99 – Схема автоматичного управління по циклу $4б \leftarrow 6 \leftarrow 4$ з використанням двох додаткових трилінійних розподільників

Через проміжок часу, який визначається настройкою дроселя і розміром резервуара 7, розподільник 8 перемикається і подає тиск в праву порожнину розподільника 5. Шток циліндра 6, повертаючись у вихідне положення, вмикає кінцевий вимикач 2(4), який перемикає розподільник 4. Шток циліндра 3 повертається у вихідне положення. В кінці ходу кулачок на штоку вмикає кінцевий вимикач 2(2), який повертає кінцевий вимикач 2(3) у вихідне положення і подає живлення до тумблера 1. Якщо останній натиснутий, то цикл повторюється.

Схема напівавтоматичного управління по циклу $3 \leftarrow 3б \leftarrow 6$ з регулюванням швидкості і кінцевими вимикачами з ламким важелем показана на рисунку 4.101. У схеми, що реалізують цей цикл роботи циліндрів, так са-

мо, як і в схемі, що реалізують цикл $36 \leftarrow 3 \leftarrow 6$, необхідно вводити додаткові розподільники або кінцеві вимикачі з ламким важелем.

У розглянутій схемі передбачається регулювання швидкості робочого ходу циліндрів. Швидкість переміщення штока циліндра 3 вниз регулюється дроселем, встановленим на вихлопній лінії п'ятилінійного розподільника 2. Швидкість переміщення штока циліндра 6 вліво регулюється дроселем зі зворотним клапаном 7, встановленим на вихлопі з штокової порожнини циліндра 6.

При увімкненні кнопки 1 шток циліндра 3 переміщається вниз і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 5(1), що подає сигнал на повернення штока циліндра 3 у вихідне положення. При ході штока циліндра 3 вгору вмикається кінцевий вимикач 4 з ламким важелем, який подає сигнал на перемикання розподільника 8 і переміщення штока циліндра 6 вліво. В кінці ходу шток вмикає кінцевий вимикач 5(2), який здійснює реверс циліндра 6.

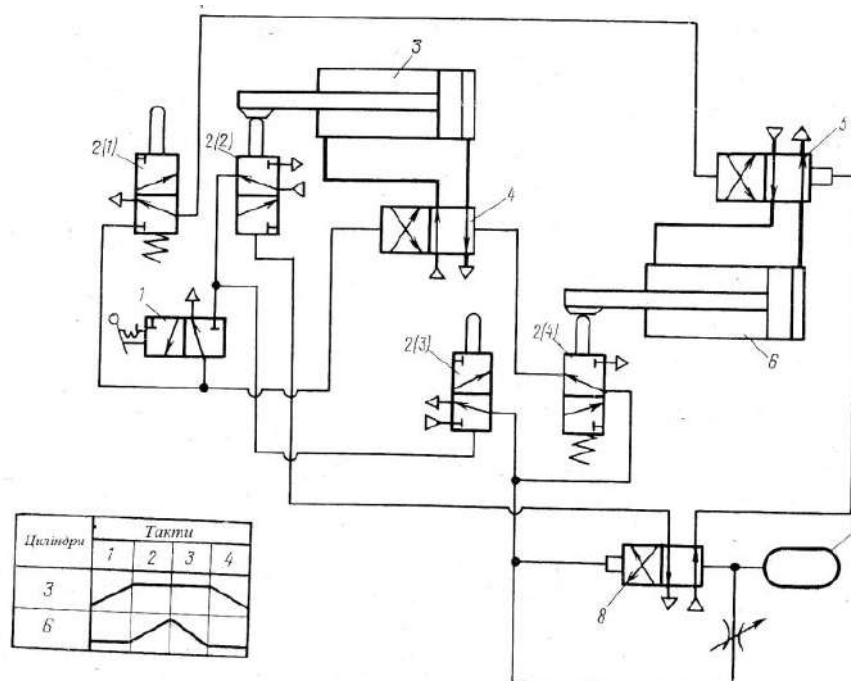


Рисунок 4.100 – Схема автоматичного управління по циклу $36 \leftarrow 6 \leftarrow 3$ з затримкою поршня в висунутому положенні

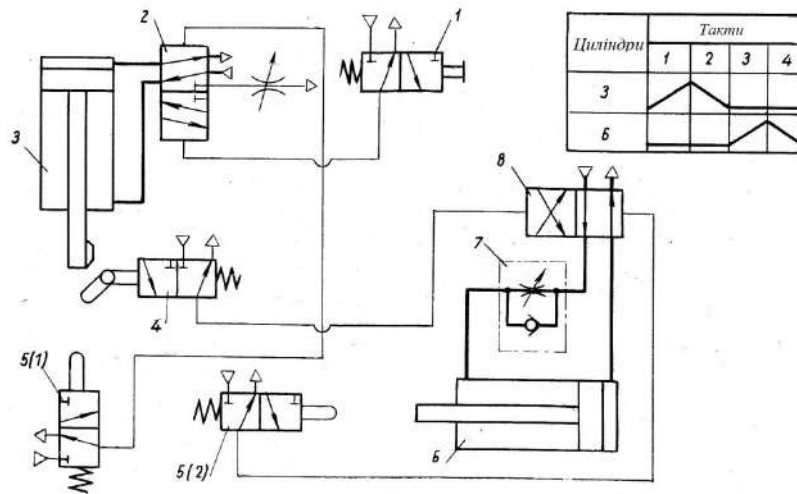


Рисунок 4.101 – Схема і циклограма напівавтоматичного управління по циклу 3←36←6 з регулюванням швидкості і застосуванням кінцевих вимикачів з ламким важелем

Схема, напівавтоматичного управління по циклу 4←41←1 з управлінням шляхом скидання тиску зображена на рисунку 4.102.

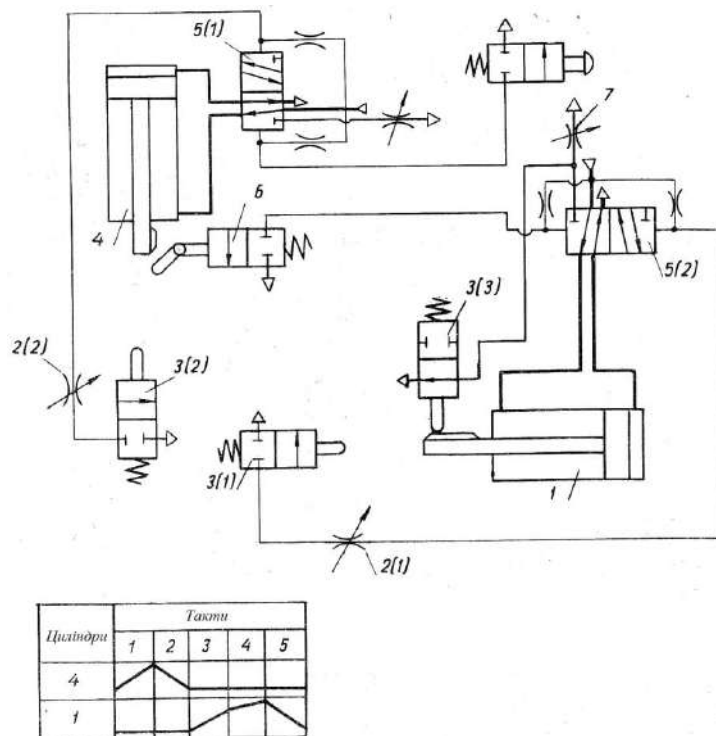


Рисунок 4.102 – Схема і циклограма напівавтоматичного управління по циклу 4←41←1 з управлінням шляхом скидання тиску

У схемі для управління послідовною роботою циліндрів застосовуються кінцеві вимикачі 6, 3(1) і 3(2), що представляють собою дволінійні розподільники, які здійснюють скидання тиску з порожнин управління головних розподільників 5(1) і 5(2). Дволінійний розподільник 3(3) вводиться для здійснення швидкого підведення циліндра 1, що переміщує інструмент. При наближенні інструменту до деталі розподільник 3(3) вимикається, закриває вільний вихід повітря з штокової порожнини циліндра в атмосферу, і швидкість переміщення поршня циліндра 1 регулюється дроселем 7.

Якщо необхідна затримка штока циліндра у висунутому положенні на декілька секунд, то встановлюють дроселі 2(1) і 2(2).

Схема автоматичного управління по циклу $2 \leftarrow 26 \leftarrow 6$ за допомогою кінцевих вимикачів з ламким важелем показана на рисунку 4.103. При увімкненні тумблера 5 сигнал від натиснутого кінцевого вимикача 4(2) через тумблер 5 проходить до правої порожнини управління головного розподільника 1(1), спричиняючи його перемикання. Шток циліндра 2 переміщається вправо, вмикаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 4(1), який подає сигнал на повернення розподільника 1(1) і, отже, штока циліндра 2 у вихідне положення. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 2 вмикає кінцевий вимикач з ламким важелем 3 і посилає короткочасний сигнал в праву порожнину управління головного розподільника 1(2), який перемикається. Шток циліндра 6 переміщається вправо, вмикаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 4(3), який здійснює реверс розподільника 1(2) і циліндра 6 у вихідне положення. В кінці ходу циліндра 6 вліво кулачок на штоку вмикає кінцевий вимикач 4(2) і, якщо тумблер 5 натиснутий, то сигнал від кінцевого вимикача 4(2) проходить через тумблер 5 до правої порожнини управління розподільника 1(1), і цикл роботи схеми повторюється.

Схема автоматичного управління по циклу $5 \leftarrow 53 \leftarrow 3$ із застосуванням розподільників з диференціальним управлінням і допоміжного розподільника показана на рисунку 4.104.

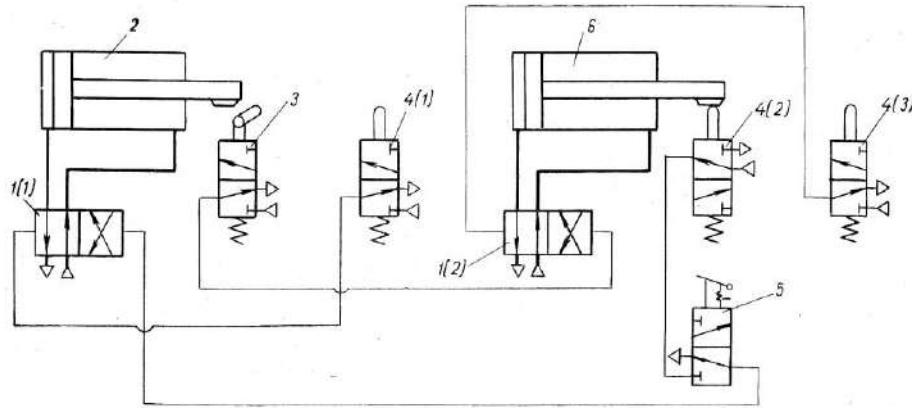


Рисунок 4.103 – Схема автоматичного управління по циклу $2 \leftarrow 26 \leftarrow 6$ із застосуванням кінцевих вимикачів з ламким важелем

При увімкненні тумблера 1 сигнал проходить через увімкнений кінцевий вимикач 2(2) в праву порожнину управління головного розподільника 4(2), останній перемикається, оскільки ліва порожнина управління в момент пуску з'єднана з атмосферою. Шток циліндра 5 переміщається вправо і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 2(3), який подає сигнал на перемикання допоміжного розподільника 6. При цьому ліва порожнина управління розподільника 4(2) з'єднується з тиском i , незважаючи на те, що права порожнина управління розподільника 4(2) теж з'єднана з тиском, внаслідок різниці площ відбувається перемикання розподільника з диференціальним управлінням 4(2). Шток циліндра 5 повертається у вихідне положення, вмикаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 2(4), який посиляє сигнал на перемикання головного розподільника з диференціальним управлінням 4(1). Шток циліндра 3 переміщається вправо і вмикає в кінці ходу кінцевий вимикач 2(1), який подає сигнал на перемикання допоміжного розподільника 6 у вихідне положення. При цьому ліва порожнина розподільника 4(1) з'єднується з тиском, розподільник 4(1)

перемикається і шток циліндра 3 повертається у вихідне положення, вмикаючи кінцевий вимикач 2(2), який при увімкненому тумблері 1 пропускає через себе сигнал на перемикання головного розподільника 4(2). Цикл роботи циліндрів повторюється.

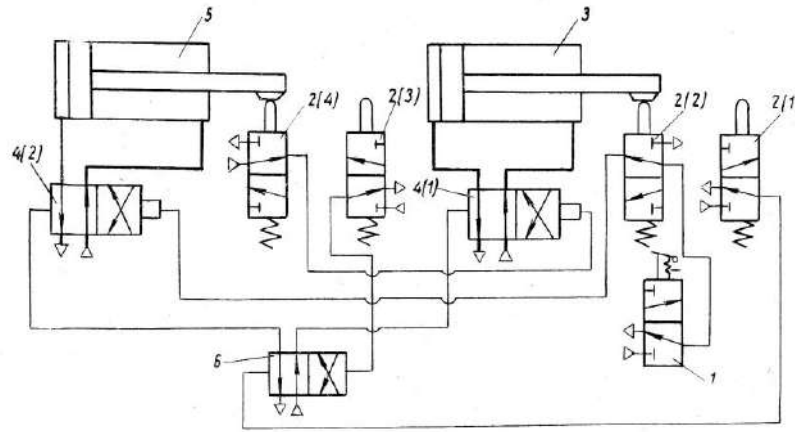


Рисунок 4.104 – Схема автоматичного управління по циклу $5 \leftarrow 53 \leftarrow 3$ із застосуванням розподільників з диференціальним управлінням

Схема автоматичного управління по циклу $27 \leftarrow 77 \leftarrow 7 \leftarrow 2$ з двома ходами штока циліндра 7 показана на рисунку 4.105. Пристрій для повторення ходу циліндра складається з двох чотирилінійних розподільників: 6(2) і 6(3) і чотирьох трилінійних розподільників: 8(1), 8(2), 8(3) і 8(4). Пуск системи здійснюється увімкненням тумблера 4. стиснене повітря через тумблер 4, кінцевий вимикач 3(1) і клапан АБО 5 поступає в ліву порожнину управління розподільника 6(1), за допомогою якого здійснюється перемикання розподільника 1(1).

Шток циліндра 2 переміщається вправо. В кінці ходу кулачок на штоку натискає штовхач кінцевого вимикача 3(2), перемикає розподільник 1(2). Шток циліндра 7 висувається. Після звільнення штовхача кінцевого перемикача 3(3) зі входу пристрою повторення ходу циліндра знімається сигнал, і стиснене повітря через розподільник 8(2) проходить в праву порожнину управління розподільника 6(2), переміщаючи його розподільний елемент. В кінці ходу кулачок штока циліндра 7 натискає на штовхач кін-

цевого вимикача 3(4), від якого стиснене повітря проходить в порожнину управління розподільника 6(1), що спричиняє перемикання розподільника 1(2). Шток циліндра 7 повертається у вихідне положення. При цьому від кінцевого вимикача 3(3) повітря подається через розподільник 6(2) на перемикання розподільника 6(3), який подає сигнал на перемикання розподільника 8(3). Від розподільника 8(3) через клапан АБО 5 сигнал поступає в ліву порожнину управління розподільника 6(1), і циліндр 7 знову робить хід вправо, а потім при спрацьовуванні кінцевого вимикача 3(4) – хід вліво.

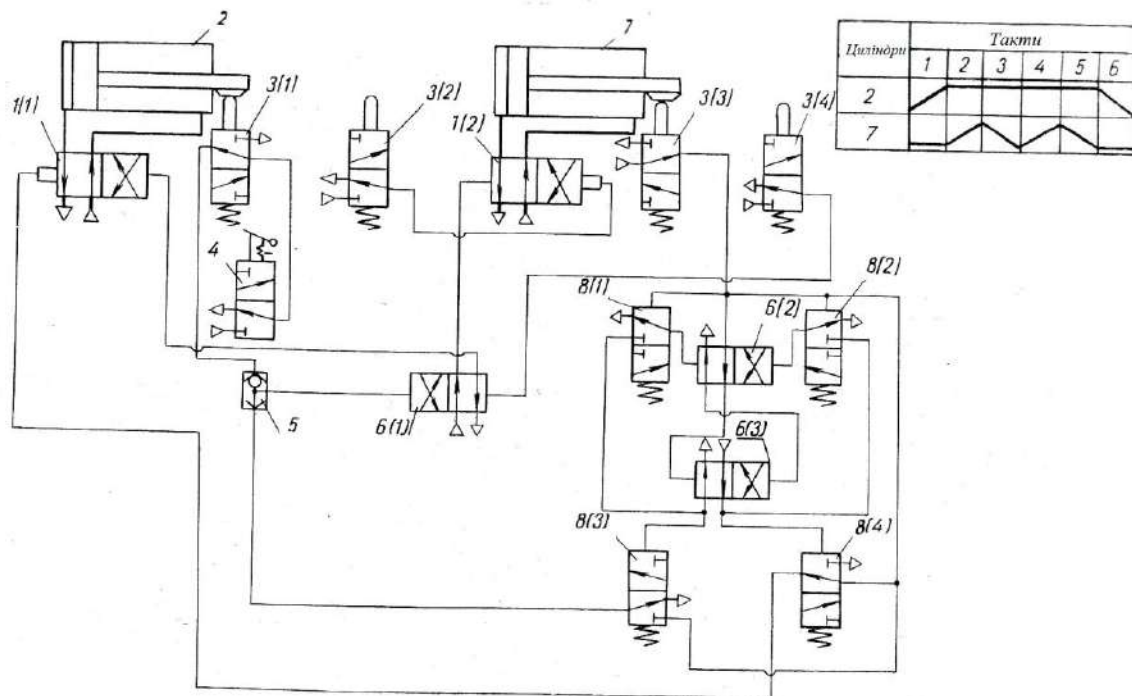


Рисунок 4.105 – Схема і циклограма автоматичного управління по циклу 27←77←7←2

Подальше подання сигналу від кінцевого вимикача 3(3) через розподільник 8(4) веде до перемикання розподільника 1(1) і поверненню поршня циліндра 2 у вихідне положення. Далі цикл повторюється до вимкнення тумблера 4. Схема напівавтоматичного управління трьома циліндрами по циклу 3(5←3)(6←5)←6 показана на рисунку 4.106. Схема такого типу забезпечує сувору послідовність роботи циліндрів, усуває

можливість неправильного спрацювання і може бути використана при передачі виробу. Пуск системи здійснюється увімкненням кнопки 1, що здійснює скидання тиску з верхньої порожнини управління розподільника 2(1), який при цьому перемикається, і поршень циліндра 3 здійснює хід вгору.

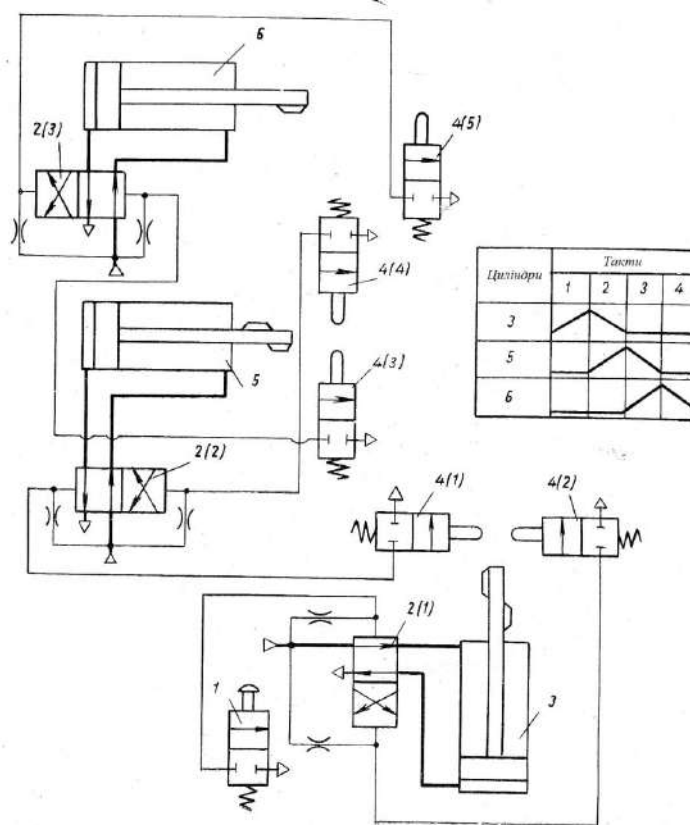


Рисунок 4.106 – Схема і циклограмма напіваавтоматичного управління трьома циліндрами по циклу 3(5←3)(6←5)←6 з кінцевими вимикачами

В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 3 вмикає кінцевий вимикач 4(1) і потім кінцевий вимикач 4(2). Кінцевий вимикач 4(1) скидає тиск з лівої порожнини управління розподільника 2(2), і шток циліндра 5 переміщається вправо, а кінцевий вимикач 4(2) подає сигнал на повернення розподільника 2(1), а, отже, і штока циліндра 3 у вихідне положення. Шток циліндра 5 в кінці ходу натискає спочатку штовхач кінцевого вимикача 4(3), а потім штовхач кінцевого вимикача 4(4). Тим самим перемикається розподільник 2(3), і циліндр 6 здійснює хід вправо.

Кінцевий вимикач 4(4) з'єднує праву порожнину управління розподільника 2(2) з атмосферою, розподільник перемикається у вихідне положення і циліндр 5 реверсує. В кінці ходу кулачок штока циліндра 6 натискає штовхач кінцевого вимикача 4(5), в результаті чого шток циліндра 6 реверсує. Цикл закінчений.

Контроль за тиском і кінцевим положенням. Схема напівавтоматичного управління по циклу $37 \leftarrow 7 \leftarrow 3$ з клапанами послідовності і кінцевими вимикачами показана на рисунку 4.107. При здійсненні циклу $37 \leftarrow 7 \leftarrow 3$ використаний шляховий контроль і контроль за тиском. Циліндр 3 затискає деталь, тому тут здійснюється контроль за тиском, а циліндр 7 підводить і відводить інструмент, і для управління його роботою встановлені кінцеві вимикачі.

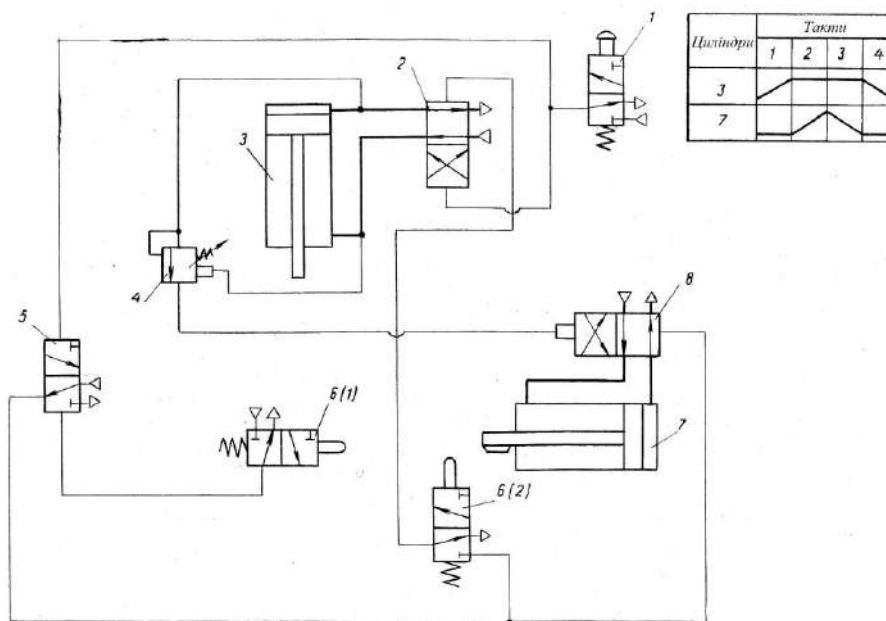


Рисунок 4.107 – Схема напівавтоматичного управління по циклу $37 \leftarrow 7 \leftarrow 3$ з клапанами послідовності і кінцевими вимикачами

При короткочасному увімкненні кнопки 1 перемикається розподільник 2, і циліндр 3 здійснює затиск. Коли зусилля затиску досягає необхідної величини, тобто тиск в безштоковій порожнині циліндра 3 піднімається настільки, що спрацьовує клапан послідовності 4,

перемикається розподільник 8 і шток циліндра 7 переміщається вліво. При цьому кулачок на штоку натискає штовхач кінцевого вимикача 6(2), але сигнал на перемикання розподільника 2 не поступає, оскільки допоміжний розподільник 5, що подає живлення до кінцевого вимикача 6(2), в момент пуску перемкнутий у верхнє положення. Коли шток циліндра 7 натискає штовхач кінцевого вимикача 6(1), поступає сигнал на перемикання розподільника 5 у вихідне положення. При цьому сигнал від розподільника 5 перемикає головний розподільник 8, шток циліндра 7 починає переміщатися вправо. При ході штока вправо вдруге вмикається кінцевий вимикач 6(2), до якого тепер підведене живлення від розподільника 5, і сигнал від кінцевого вимикача 6(2) перемикає головний розподільник 2 у вихідне положення. Циліндр 3 розтискає деталь.

Паралельна робота циліндрів. При паралельній роботі циліндрів сигнали на їх переміщення поступають одночасно, тобто проводиться одночасне з'єднання порожнин з тиском і з атмосферою, але враховуючи стисливість повітря й інші чинники синхронне переміщення поршнів циліндрів не забезпечується.

Схема ручного управління одночасною роботою чотирьох циліндрів показана на рисунку 4.108.

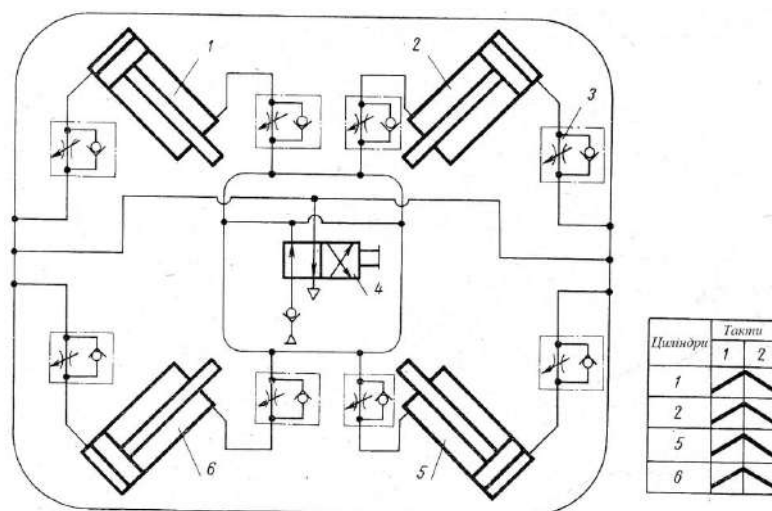


Рисунок 4.108 – Схема і циклограмма ручного управління одночасною роботою чотирьох циліндрів

Тут для управління циліндрами 1, 2, 5 і 6 використаний чотирилінійний розподільник 4 з ручним управлінням. Швидкість переміщення штоків в обох напрямках регулюється дроселями зі зворотним клапаном 3. Сигнал на переміщення штоків циліндрів поступає одночасно при увімкненні розподільника 4.

Схема управління від кулачка одночасною роботою п'яти циліндрів 1, 2, 3, 4 і 5 показана на рисунку 4.109. Коли кулачок 8 натискає штовхач розподільника 7, повітря з системи через зворотний клапан 9 і розподільник 7 поступає в безштокові порожнини циліндрів, змушуючи штоки переміщатися вниз. Швидкість переміщення штоків регулюється дроселем зі зворотним клапаном 6, встановленим на вихлопі з штокової порожнини. Коли кулачок звільняє штовхач розподільника, циліндри повертаються у вихідне положення. Зворотний клапан 9 встановлений для збереження тиску в системі при падінні тиску в магістралі.

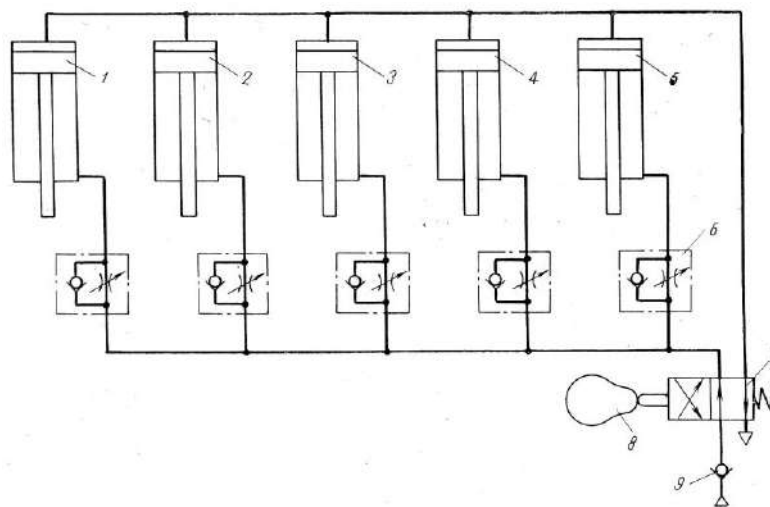


Рисунок 4.109 – Схема управління від кулачка одночасною роботою п'яти циліндрів

Послідовно-паралельна робота гідроциліндрів. Контроль за тиском. Схема ручного управління по циклу 12(←1←2) з клапанами послідовності зображена на рисунку 4.110. Коли кран 5 знаходиться в положенні, показаному на схемі, штоки циліндрів втягуються. При

перемиканні крана 5 тиск поступає в безштокову порожнину циліндра 1, до клапана послідовності 4 і до розподільника 3. Шток циліндра 1 висувається і, коли тиск в безштоковій порожнині підвищується, спрацьовує клапан послідовності 4 і перемикає трилінійний розподільник 3, який з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 2. Шток циліндра 2 висувається.

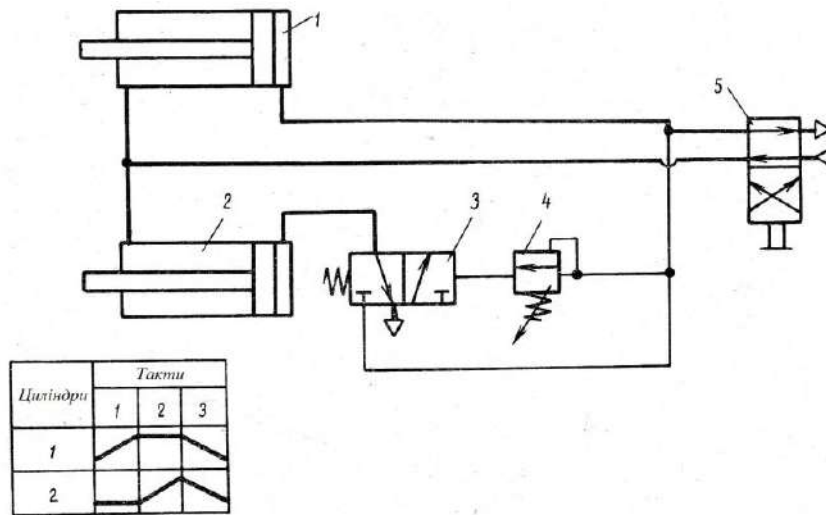


Рисунок 4.110 – Схема і циклограмма ручного управління по циклу 12(←1←2) з клапанами послідовності

Контроль за кінцевим положенням. Схема напівавтоматичного управління по циклу 4(32)(←3←2)←4 показана на рисунку 4.111. За цією схемою циліндр 4 здійснює затиск деталі, а циліндри 3 і 2 швидко здійснюють відрізку. Деталь розтискується тільки при поверненні циліндрів 3 і 2 у вихідне положення. Пуск системи здійснюється увімкненням розподільника 1. Шток циліндра 4 затискає деталь і вмикає кінцевий вимикач 5, який через деякий час, що настраюється дроселем зі зворотним клапаном 6, вмикає розподільник 8, і циліндри 3 і 2 здійснюють швидкий хід. Через деякий час, який визначається настройкою дроселя 7, розподільник 9 перемикається, і штоки циліндрів 3 і 2 відводяться. Як тільки тиск в штокових порожнинах циліндрів 3 і 2 підвищується, розподільник 1 перемикається і деталь звільняється.

Схема ножного управління циліндрами перекидаючого пристрою по циклу (47)3(←3←4←7) показана на рисунку 4.112. Коли деталь укочується на вилку 2, оператор вмикає розподільник з ножним управлінням 6(2), розподільник 5(3) перемикається і повітря проходить в штокову порожнину циліндра 4, шток якого втягується. Одночасно перемикається розподільник 5(2), з'єднуючи з тиском безштокову порожнину циліндра 7. Шток циліндра 7 висувається, припиняючи подання на вилку наступних деталей.

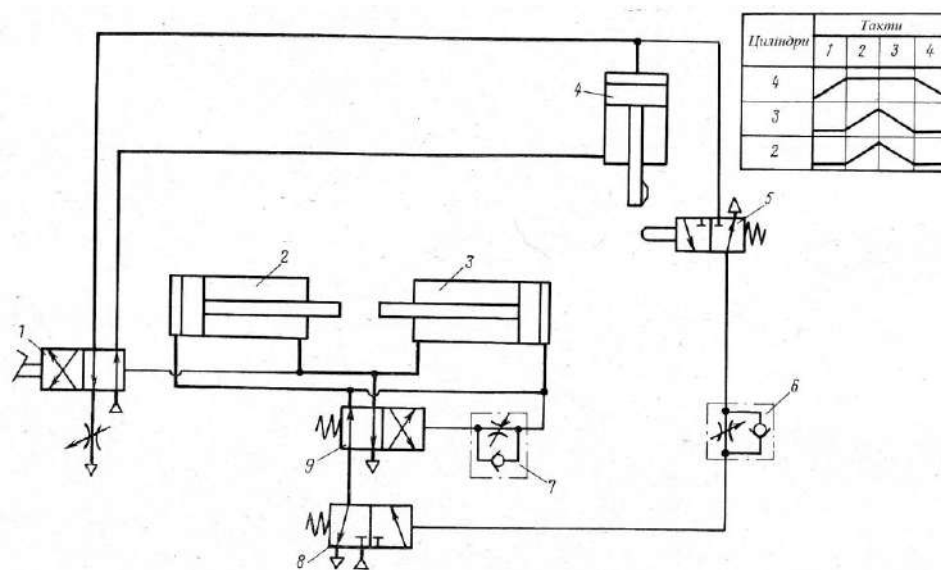


Рисунок 4.111 – Схема і циклограма напівавтоматичного управління по циклу 4(32)(←3←2)←4

Оператор натискає педаль розподільника 6(1), перемикаючи розподільник 5(1). Шток циліндра 3 висувається, повертаючи вилку 1 на 90° і переміщаючи деталь на другий напрям рольганга. Оператор вмикає розподільник 6(3), випускаючи повітря з лівих порожнин управління розподільників 5(1) і 5(3). Шток циліндра 3 втягується, і вилка 1 повертається у вихідне положення. Розподільник 5(3) пропускає повітря в безштокову порожнину циліндра 4, шток останнього висувається і повертає вилку 2 у вихідне положення. Одночасно тиск від розподільника

5(3) перемикає розподільник 5(2), шток циліндра 7 втягується і пропускає наступну деталь до вилки 2.

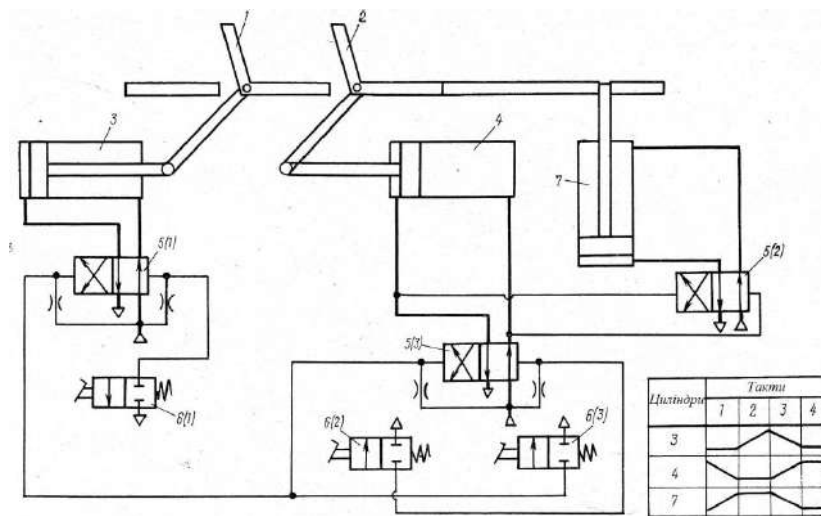


Рисунок 4.112 – Схема і циклограма ножного управління по циклу (47)3(←3←4←7)

Схема ручного управління трьома циліндрами по циклу (31)2(←3←1)←2 показана на рисунку 4.113. Система побудована таким чином, що при переміщенні штока циліндра 3 вгору шток циліндра 1 опускається одночасно вниз і навпаки. Коли тумблер 6 і кран 7 перемкнуті, повітря з магістралі поступає через тумблер 6 і кран 7 в безштокову порожнину циліндра 3 і штокову порожнину циліндра 1. Поршень циліндра 1 переміщається вниз, а поршень циліндра 3 вгору, вмикаючи кінцевий вимикач 4(1), який скидає тиск з лівої порожнини управління головного розподільника 5. Останній перемикається, і шток циліндра 2 переміщається вгору. Потім оператор перемикає тумблер 6 і кран 7 у вихідне положення, при цьому шток циліндра 3 опускається вниз, а шток циліндра 1 переміщається вгору, і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 4(2), який скидає тиск з правої порожнини управління головного розподільника 5, і шток циліндра 2 повертається у вихідне положення.

Схема напівавтоматичного управління по циклу 2875(←2←8←7←5) зображена на рисунку 4.114. При увімкненні розподільника 1 скидається

тиск з лівих порожнин управління чотирилінійних розподільників 3(2), 3(3) і 3(4), з нижньої порожнини управління розподільника 3(7), який при цьому перемикається, і з порожнин управління трилінійних розподільників 6(1), 6(2) і 6(3), в результаті чого вони зусиллям пружини перемикаються.

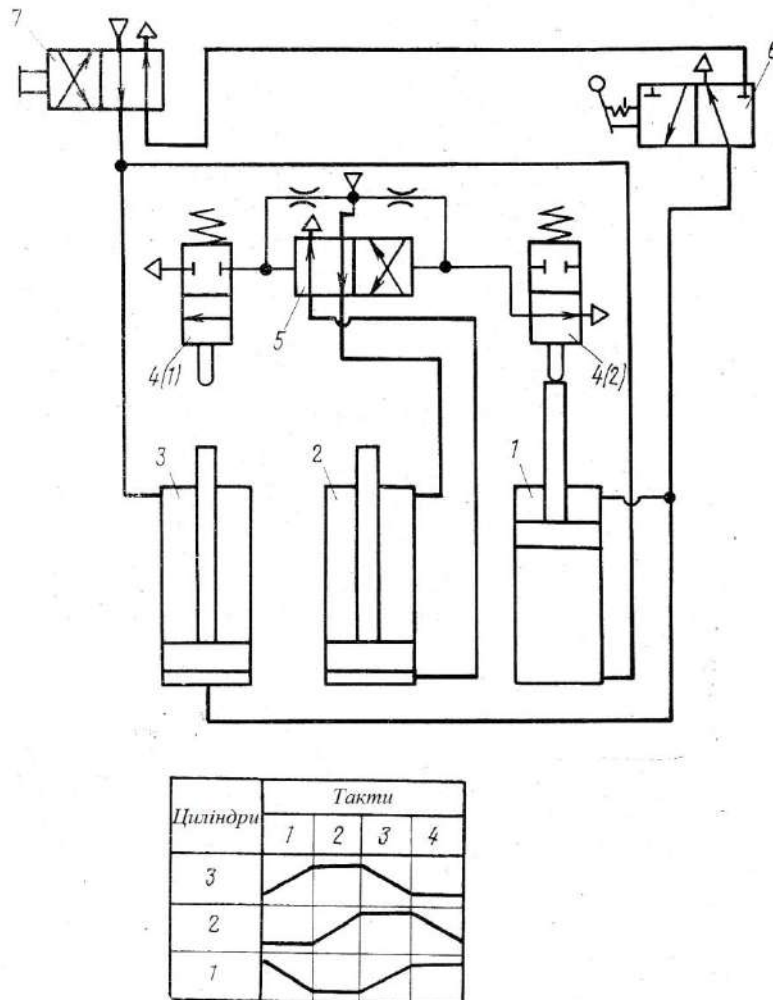


Рисунок 4.113 – Схема і циклограмма ручного управління по циклу

Шток циліндра 2 висувається, перемикаючи в кінці ходу кінцевий вимикач 4(4). Стиснене повітря через кінцевий вимикач 4(4) і розподільник 6(3) поступає в праву порожнину управління розподільника 3(4), перемикаючи його. Шток циліндра 8 висувається і вмикає в кінці ходу кінцевий вимикач 4(3). Сигнал від нього через розподільник 6(2) перемикає чотирилінійний розподільник 3(3), і шток циліндра 7 висувається.

Увімкненням кінцевого вимикача 4(2) подається сигнал на висування штока циліндра 5. Як тільки шток циліндра 5 натисне на штовхач кінцевого вимикача 4(1), подається команда на перемикання розподільника 1, вихідний сигнал якого перемикає у вихідне положення розподільники 3(1), 3(2), 3(3), 3(4), 6(1), 6(2) і 6(3). При цьому штоки всіх циліндрів повертаються у вихідне положення.

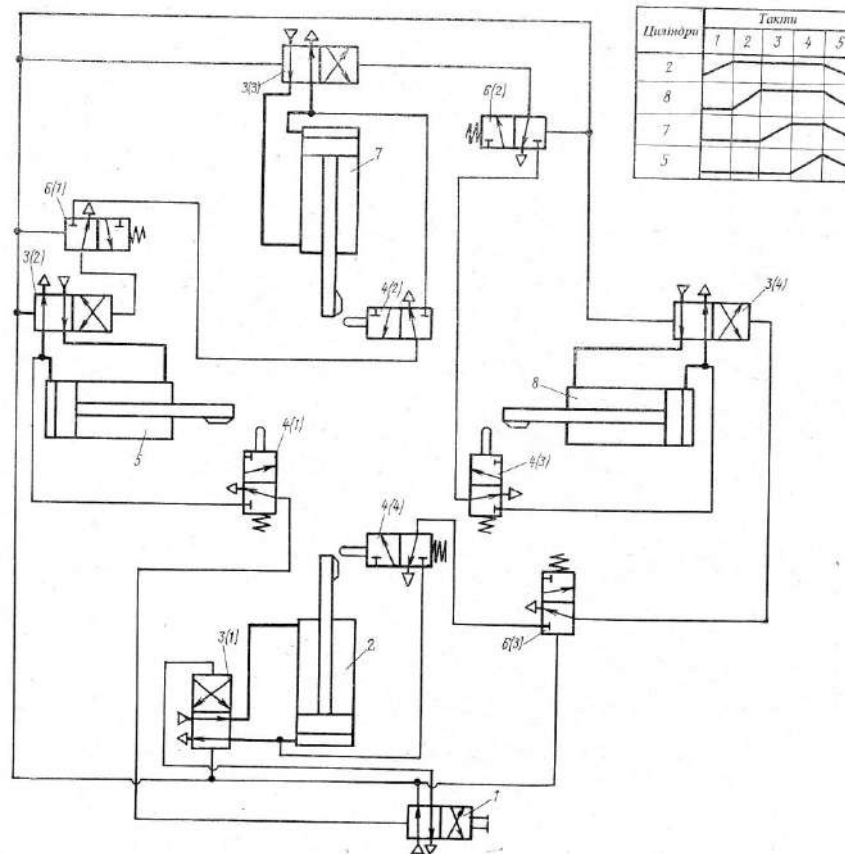


Рисунок 4.114 – Схема і циклограма напівавтоматичного управління по циклу 2875(←2←8←7←5)

Схема напівавтоматичного управління по циклу 14(←1←4) з кінцевими вимикачами типу сопло-заслінка показана на рисунку 4.115. При короткочасному увімкненні кнопки 3 перемикається головний розподільник 2(1) і шток циліндра 1 висувається. В кінці ходу заслінка на кінці штока перекриває струмінь повітря, що витікає із сопла 5(2). Підвищення тиску в лінії управління розподільника 7 призводить до його

перемикання. Сигнал, що поступає від розподільника 7, перемикає головний розподільник 2(2). Шток циліндра 4 висувається. В кінці ходу перекривається сопло 5(1), і циліндри 1 і 4 повертаються у вихідне положення. Момент перемикання розподільників 2(1) і 2(2), які повертають циліндри(1) і 4 у вихідне положення, можна регулювати шляхом зміни розмірів дроселів 6(1) і 6(2), сопел 5(1) і 5(2) і тиску, який настраюється за допомогою редукційного клапана 8.

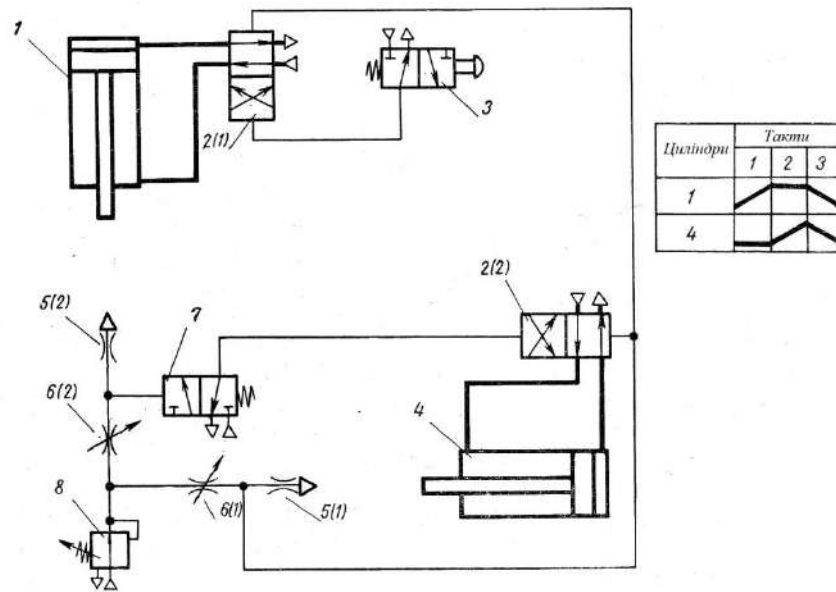


Рисунок 4.115 – Схема і циклограмма напівавтоматичного управління по циклу 14(←1←4) з кінцевими вимикачами типу сопло-заслінка

Схема напівавтоматичного управління по циклу (18) ←1←8 з застосуванням кінцевого вимикача типу сопло-сопло і управління скиданням тиску показана на рисунку 4.116. Управління реверсом циліндра 1 здійснюється кінцевим вимикачем типу сопло-сопло.

При короткочасному увімкненні кнопки 4 перемикається розподільник 3(1), і шток циліндра (1) переміщається вниз. Одночасно перемикається розподільник 3(2) в результаті скидання тиску з лівої порожнини управління. Шток циліндра 5 переміщається вліво. Швидкість переміщення поршня циліндра 1 регулюється дроселем зі зворотним клапаном 2.

Реверс циліндра 1 виконується, коли заслінка на штоку перекриває струмінь повітря між соплом 6 і розподільником 5, який перемикається і подає сигнал на перемикання головного розподільника 3(1).

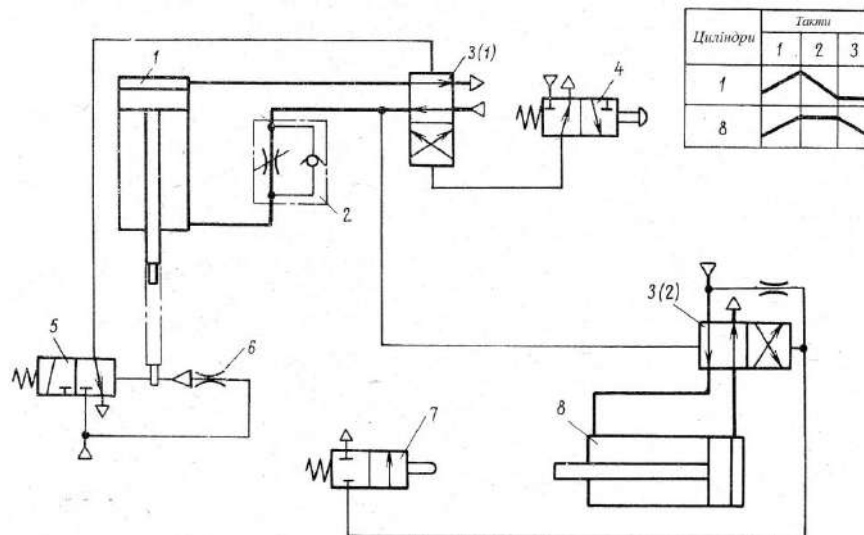


Рисунок 4.116 – Схема і циклограма напівавтоматичного управління по циклу (18)←1←8 з кінцевим вимикачем типу сопло-сопло

При управлінні за допомогою переривання струменя в системах необхідно застосовувати дуже чутливі елементи. Зазвичай у таких випадках використовують розподільники з мембранним приводом.

Повернення циліндра 8 у вихідне положення відбувається при увімкненні кінцевого вимикача 7. У цій системі в якості кінцевого вимикача використовується дволінійний розподільник, який скидає тиск з правої порожнини управління розподільника 3(2). Оскільки ліва порожнина управління розподільника 3(2) з'єднана з тиском, розподільник 3(2) перемикається і шток циліндра 8 повернеться у вихідне положення.

Схема напівавтоматичного управління пресом по циклу 174(←7←4)←1 з використанням циліндрів однобічної дії з пружинним поверненням показана на рисунку 4.117.

Оператор натискає ножну педаль розподільника 2, щоб за допомогою циліндра 1 привести в дію пусковий механізм преса. Коли педаль

відпущена, напрям потоків на виходах розподільника змінюється і шток циліндра 1 втягується. При пересуванні голівки преса вниз кінцевий вимикач 6(3) вмикається і подає сигнал на перемикання розподільника 5.

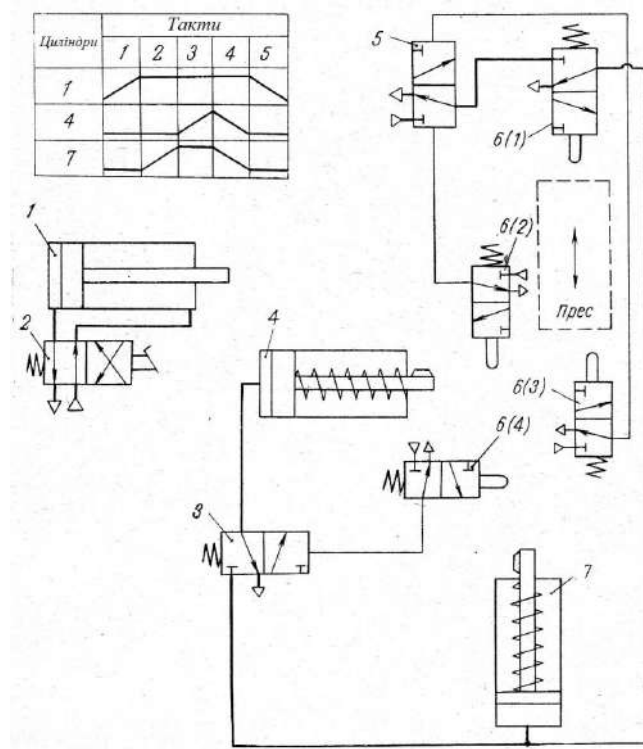


Рисунок 4.117 – Схема і циклограмма напівавтоматичного управління пресом по циклу 174(←7←4)←1

При русі пресової голівки вгору вмикається кінцевий вимикач 6(1), що пропускає стиснене повітря від розподільника 5 в безштокову порожнину циліндра 7 і на вхід розподільника 3.

Шток циліндра 7 висувається і зіштовхує деталь зі столу преса. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 7 натискає штовхач кінцевого вимикача 6(4), який подає сигнал на перемикання розподільника 3. Останній з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 4. Шток циліндра 4 висувається і подає нову деталь. В кінці ходу вмикається кінцевий вимикач 6(2), який перемикає розподільник 5 у вихідне положення і з'єднує з атмо-

сферою безштокові порожнини циліндрів 4 і 7. Штоки циліндрів 4 і 7 під дією зворотних пружин повертаються у вихідне положення.

Схема напівавтоматичного управління свердлильним верстатом із застосуванням здвоєного циліндра і циліндра з двостороннім штоком по циклу $38 \leftarrow 848 \leftarrow 8(\leftarrow 3 \leftarrow 4)$ показана на рисунку 4.118. Здвоєний циліндр переміщує і встановлює деталь в двох позиціях, а циліндр із двостороннім штоком служить для подачі свердлильної голівки.

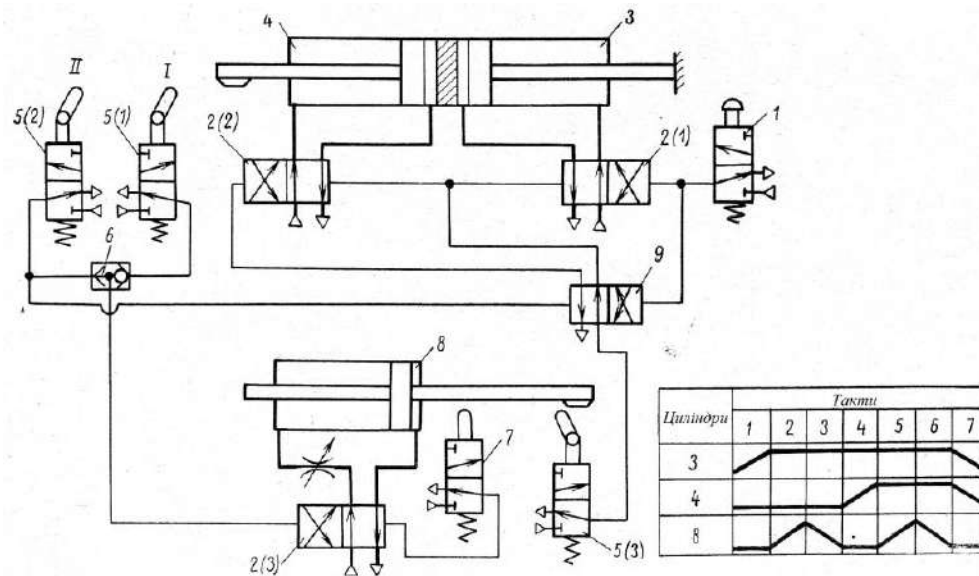


Рисунок 4.118 – Схема і циклограма напівавтоматичного управління свердлильним верстатом

При увімкненні кнопки 1 перемикаються чотирилінійні розподільники 2(1) і 9. Розподільник 2(1) з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 3. Оскільки кінець штока циліндра 3 закріплений, шток здвоєного циліндра переміщується вперед і подає деталь на першу позицію. При цьому перемикається кінцевий вимикач 5(1), який через клапан АБО 6 подає короткочасний сигнал на перемикання розподільника 2(3).

Поршень циліндра 8 переміщується вліво і переміщує свердлильну голівку. В кінці ходу голівки вмикається кінцевий вимикач 7, який подає команду на повернення розподільника 2(3), а отже, і штока циліндра 8 у вихідне положення. Свердлильна голівка відводиться. В кінці ходу кула-

чок на штоку циліндра 8 вмикає кінцевий вимикач 5(5), короткочасний сигнал від якого через розподільник 9 поступає на перемикання головного розподільника 2(2). Останній з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 4, шток його висувається, переміщаючи деталь в другу позицію і в кінці ходу вмикаючи кінцевий вимикач 5(2). Короткочасний сигнал від кінцевого вимикача 5(2) повертає у вихідне положення розподільник 9 і через клапан АБО 6 перемикає розподільник 2(3). Циліндр 8 здійснює робочий хід, вмикає кінцевий вимикач 7, який реверсує рух циліндра 8. Коли шток циліндра 8 переміщається вправо, вдруге вмикається кінцевий вимикач 5(5), сигнал від якого, пройшовши через розподільник 9, перемикає головні розподільники 2(1) і 2(2) у вихідне положення. Циліндри 3 і 4 також повертаються у вихідне положення.

Системи управління з блокуваннями та запобіжними пристроями. У ряді випадків при розробці пневматичних систем управління необхідно передбачати запобіжні пристрої на випадок падіння тиску в системі, для оберігання рук оператора під час виконання найбільш небезпечних операцій технологічного циклу (при пресуванні, відрізці і т. п.), заїданні або поломці інструменту. Схема напівавтоматичного управління по циклу $(23) \leftarrow 2 \leftarrow 3$ з блокуванням послідовності $(23) \leftarrow 2$ показана на рисунку 4.119. Блокування здійснюється шляхом послідовного з'єднання кінцевих вимикачів 1(1) і 1(3).

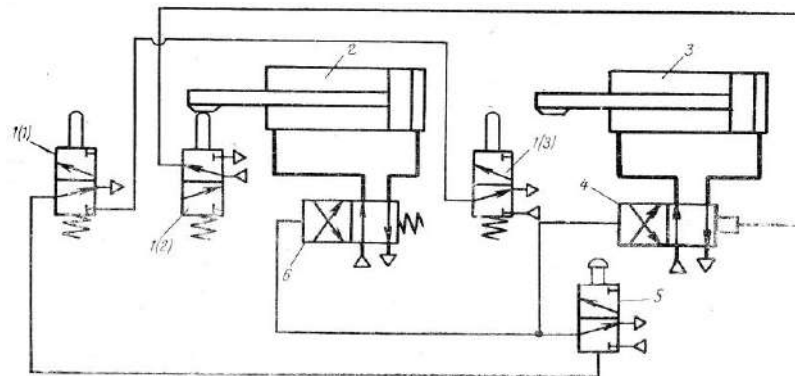


Рисунок 4.119 – Схема напівавтоматичного управління по циклу $(23) \leftarrow 2 \leftarrow 3$ з блокуванням послідовності $(23) \leftarrow 2$

При цьому зворотний хід циліндра 2 блокується до закінчення ходу циліндра 3 вперед.

При увімкненні кнопки 3 з пневмоповерненням обидва циліндри 2 і 3 роблять хід вперед. Команда на перемикання кнопки 5 поступає тільки тоді, коли натиснуті штовхачі кінцевих вимикачів 1(1) і 1(3). Кнопка 5 з'єднує з атмосферою порожнину управління розподільника 6, який перемикається під дією пружини у вихідне положення і шток циліндра 2 втягується. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 2 вмикає кінцевий вимикач 1(2), який подає сигнал на повернення розподільника 4 і штока циліндра 3 у вихідне положення.

Схема напівавтоматичного управління по циклу $1 \leftarrow 17 \leftarrow 7$ з блокуванням послідовності 71 показана на рисунку 4.120. Принцип роботи системи полягає в тому, що циліндр 1 не почне роботу при увімкненні кнопки 3 до тих пір, поки не підніметься до визначеної величини тиск в штоковій порожнині циліндра 7.

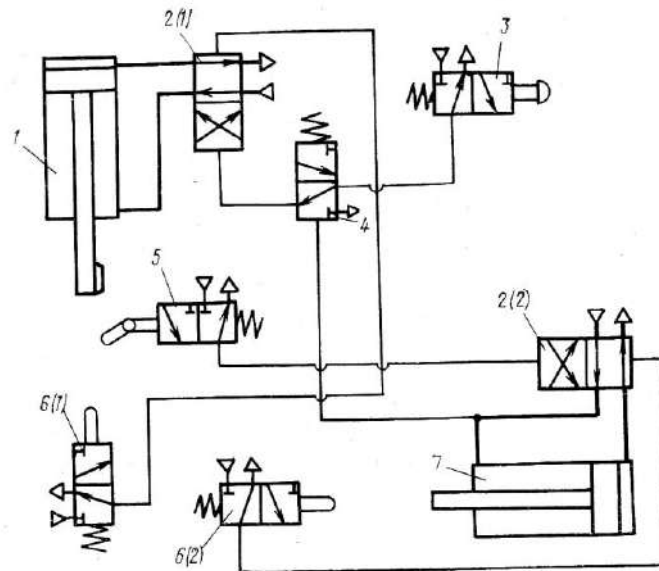


Рисунок. 4.120 – Схема напівавтоматичного управління по циклу $1 \leftarrow 17 \leftarrow 7$ з блокуванням послідовності 71

Блокування забезпечується включенням в систему трилінійного розподільника 4, що виконує функцію I, тобто він видає сигнал на переми-

кання головного розподільника 2(1) при наявності двох сигналів: від кнопки 3 і від циліндра 7. В кінці ходу вниз шток циліндра 1 вмикає кінцевий вимикач 6(1), який подає сигнал на повернення циліндра 1 у вихідне положення. В кінці ходу вгору кулачок на штоку вмикає кінцевий вимикач з ламким важелем 5, який посилає короткочасний сигнал в ліву порожнину управління розподільника 2(2). Шток циліндра 7 переміщається вперед. Реверс циліндра 7 здійснюється кінцевим вимикачем 6(2).

Схема напіваавтоматичного паралельного управління по циклу (21)(←2←1) з оберіганням рук двох операторів показана на рисунку 4.121. При увімкненому розподільнику 7(2) тиск проходить через зворотний клапан 9(1), розподільник 7(2) і скидається в атмосферу через розподільники 7(1), 7(3) і 7(4). Якщо увімкнені розподільники 7(1), 7(2) і 7(3), то тиск живлення скидається в атмосферу через розподільник 7(4). Коли увімкнені розподільники 7(1), 7(2), 7(3) і 7(4), стиснене повітря з магістралі поступає в безштокові порожнини циліндрів 1 і 2, і вони роблять робочий хід.

Якщо під час робочого ходу один з операторів припиняє дію на орган управління розподільника, то останній під дією тиску підпору, створюваного регулятором тиску 6, повертається у вихідне положення і з'єднує безштокові порожнини циліндрів з атмосферою. Рух штоків циліндрів припиняється і відновлюється тільки тоді, коли знову увімкнені всі розподільники.

Регулятор тиску 6 настроєний на більш низький тиск, ніж в магістралі. Коли безштокові порожнини з'єднані з живленням, одночасно повітря проходить через кінцевий вимикач 8 і дросель зі зворотним клапаном 3 в резервуар 4. Як тільки тиск в резервуарі підвищиться, розподільник 5 перемкнеться, що веде до падіння тиску в нижніх порожнинах управління розподільників 7(1), 7(2), 7(3) і 7(4). Тепер оператор може зняти руки з органів управління розподільників, і розподільники залишаться в увімкненому положенні.

Коли циліндри здійснюють робочий хід, один з них вмикає кінцевий вимикач 8, який скидає тиск в резервуарі 4. Розподільник 5 перемикається в ліве положення і посилає сигнал на перемикання розподільників 7(1), 7(2), 7(3) і 7(4) у вихідне положення.

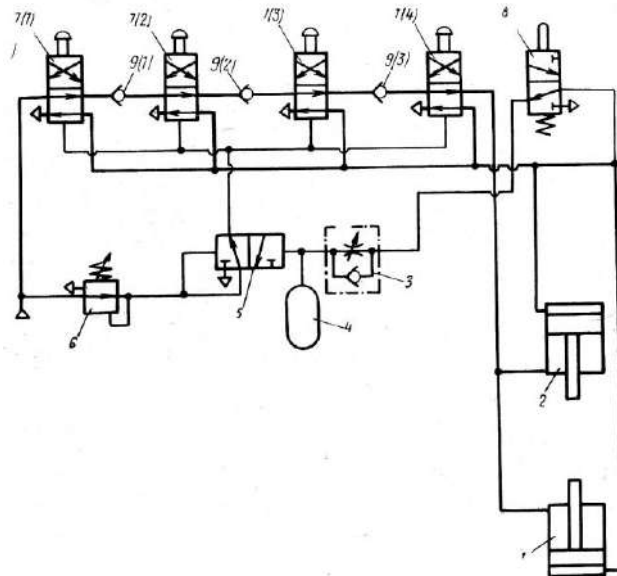


Рисунок 4.121 – Схема напівавтоматичного управління по циклу (21)(←2←1) з оберіганням рук двох операторів

Штоки циліндрів 1 і 2 також повертаються у вихідне положення. Зворотні клапани 9(1), 9(2) і 9(3) запобігають витокам повітря з розподільників 7(1), 7(2) або 7(3) і зводять до мінімуму можливість помилкового спрацювання циліндрів 1 і 2.

Схема напівавтоматичного управління по циклу 56(←5←6) з забезпеченням циклу незалежно від часу увімкнення кнопки показана на рисунку 4.122.

Повернення циліндрів у вихідне положення здійснюється повітряним підпором у штокових порожнинах циліндрів, який настроюється редукційним клапаном 9. При натисненні на кнопку 1 тиск живлення проходить через розподільник 2, який, пропустивши через себе деяку кількість повітря, вмикається. Цієї кількості повітря досить для перемикання розподільника 4, який з'єднує з тиском циліндр 5. Одночасно повітря про-

ходить через кінцевий вимикач 7, клапан АБО 3 в верхню порожнину управління розподільника 4. Таким чином, відбувається самоблокування розподільника 4.

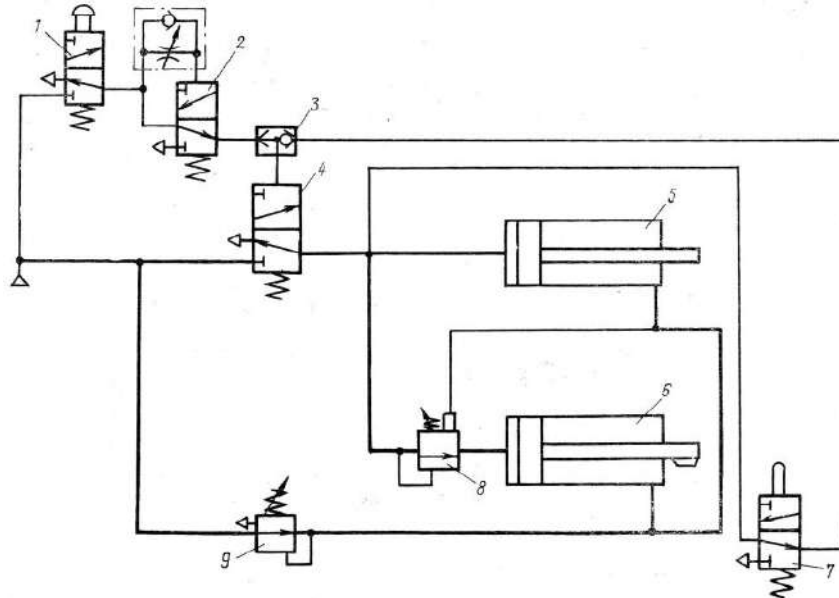


Рисунок 4.122 – Схема напівавтоматичного управління по циклу 56(←5←6) з забезпеченням циклу незалежно від часу увімкнення пускового розподільника

Коли циліндр 5 зробить повний хід, підвищення тиску спричинить відкриття клапана послідовності 8, який подає стиснене повітря в циліндр 6. В кінці ходу шток циліндра 6 натискає на штовхач кінцевого вимикача 7. Останній, перемикаючись, скидає тиск з порожнини управління розподільника 4. Тиск у обох циліндрах і клапані послідовності 8 падає до нуля. Низький тиск, що настроюється редукційним клапаном 9, повертає циліндри у вихідне положення.

Схема напівавтоматичного управління по циклу 16←1←6 з можливістю повернення циліндра у вихідне положення показана на рисунку 4.123. Обидва циліндри відводяться у вихідне положення увімкненням кнопки 4(2).

Схемою передбачене також блокування, яке полягає в тому, що шток циліндра 6 повертається у вихідне положення в будь-якому випадку при

перемиканні кінцевого вимикача 7(1) або 7(3) після повернення штока циліндра 1 у вихідне положення.

Система працює наступним чином. При увімкненні кнопки 4(1) перемикається головний розподільник 2, і шток циліндра (1) переміщується вниз.

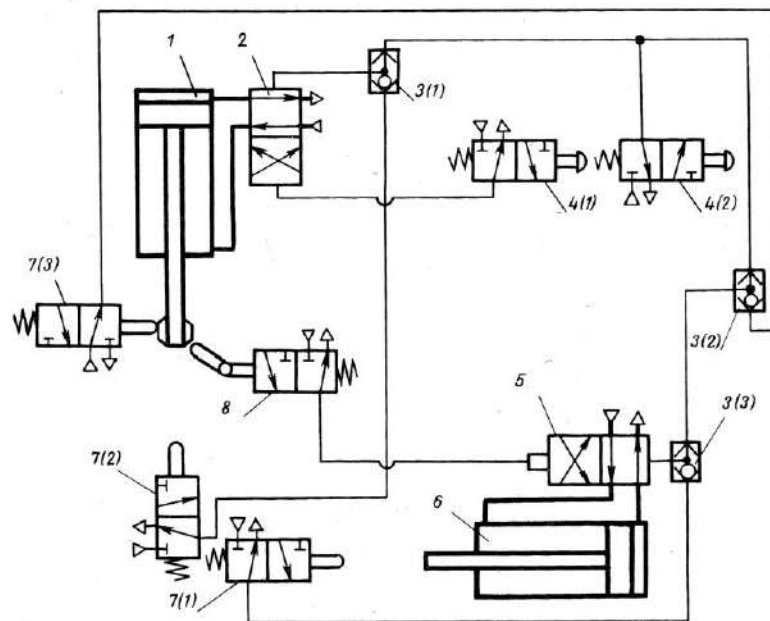


Рисунок 4.123 – Схема полуавтоматичного управління по циклу 16←1←6 з можливістю повернення штоків циліндрів у вихідне положення

При цьому він відпускає штовхач кінцевого вимикача 7(3), з'єднуючи праву порожнину управління розподільника 5 з атмосферою, і короткочасно вмикає кінцевий вимикач 8, який подає сигнал на перемикання розподільника 5. Шток циліндра 6 переміщується вліво. Реверс циліндра 1 здійснюється сигналом, який проходить через клапан АБО 3(1) від кінцевого вимикача 7(2) або кнопки 4(2). Аналогічно здійснюється реверс циліндра 6 – сигналом з одного з кінцевих вимикачів 7(1) і 7(3) або кнопки 4(2) через клапани АБО 3(2) та АБО 3(3).

Схема напівавтоматичного управління роботою преса для різання, згинання, прошивки із захистом рук оператора та контролем затиску деталі показана на рисунку 4.124. В системі використаний контроль за тиском.

Захист рук оператора здійснюється за допомогою блокування. Робота циліндрів здійснюється після увімкнення розподільників 4(1), 4(2) і 6. При цьому перемикається головний розподільник 3, який подає стиснене повітря в штокову порожнину циліндра 8, затискаючи деталь. Коли деталь затиснута, тиск в штоковій порожнині підвищується, спрацьовує клапан послідовності 2(1), пропускаючи повітря в безштокову порожнину робочого циліндра 1. Зворотний хід поршня робочого циліндра відбувається при знятті керуючої дії руки з одного або обох розподільників 4(1) і 4(2). Після закінчення зворотного ходу спрацьовує клапан послідовності 2(2), який пропускає повітря в безштокову порожнину циліндра 8. Відбувається розтиск деталі. Клапан швидкого вихлопу 5 служить для підвищення швидкості спрацьовування розподільника 3.

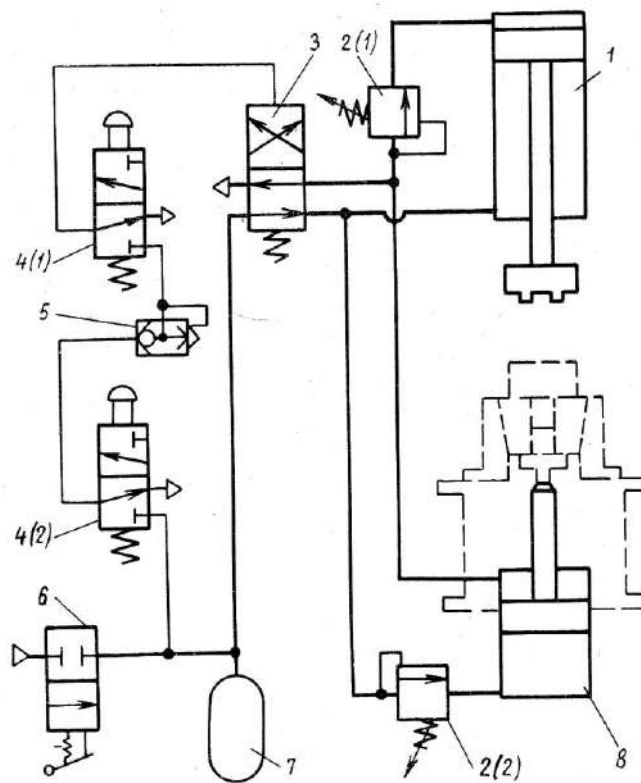


Рисунок 4.124 – Схема напівавтоматичного управління пресом із захистом рук оператора та контролем затиску деталі

Для збільшення робочих швидкостей в систему вводиться резервуар 7, об'єм якого перевищує в два-три рази об'єм робочого циліндра.

Схема ручного управління пресом із забезпеченням безпеки роботи оператора і недопущенням роботи преса при неправильному розташуванні пуансонів показана на рисунку 4.125. При увімкненні крана 5(2) циліндр 12 затискає заготівку 13, а циліндр 11 відводить упор 10. Увімкненням крана 5(7) подається повітря в циліндр 6, який встановлює пуансон 9 на один рівень із заготівкою. При цьому вмикається кінцевий вимикач 4(3), який пропускає повітря до розподільника 2. При одночасному увімкненні обох кнопок 1(1) і 1(2) подається сигнал на перемикання головного розподільника 2, який після перемикання подає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 3. Шток циліндра 3 висувається і натискає пуансон 9. Як тільки кнопки 1(1) і 1(2) вимкнені, шток циліндра 3 повертається у вихідне положення.

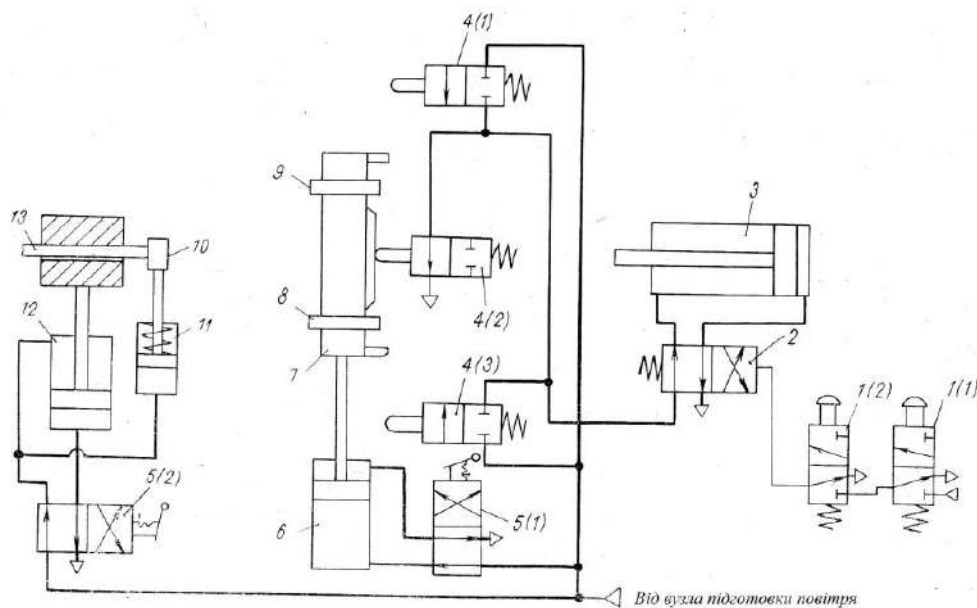


Рисунок 4.125 – Схема ручного управління пресом

Перемиканням крана 5(7) виставляють пуансон 8 на один рівень із заготівкою. При цьому вмикається кінцевий вимикач 4(1), який пропускає повітря до вхідного отвору головного розподільника 2. Поки пуансони 8 і 9 не перебувають в правильному положенні, кінцеві вимикачі 4(3) і 4(1) не вмикаються і до розподільника 2, який управляє циліндром 3, не підводиться тиск. Коли будь-який з пуансонів 8 і 9 знаходиться в правиль-

ному положенні, кінцевий вимикач 4(2) вимкнений. При переміщенні поршню 7 кінцевий вимикач натиснутий, при цьому він з'єднує з атмосферою лінію між кінцевими вимикачами 4(1) і 4(3), що не дозволяє працювати циліндру 3 при неправильному положенні пуансонів. З'єднання кнопок 1(1) і 1(2) за схемою I забезпечує безпеку роботи оператора.

Синхронізація роботи двох циліндрів. Коли в машинах потрібна одночасна робота декількох виконавчих механізмів, застосовується синхронізація пневматичних циліндрів. Синхронізацію циліндрів здійснюють за допомогою механічних зв'язків або стежачих пневмогідрравлічних систем. Застосування стежачих пневматичних систем для синхронізації руху циліндрів через їхню складність на практиці обмежене.

На рисунку 4.126 зображена схема синхронізації двох циліндрів 1 і 4 з використанням жорсткого механічного зв'язку. Тут забезпечується висока точність синхронізації шляхом з'єднання штоків циліндрів за допомогою штанги 2, що переміщується по напрямній 3.

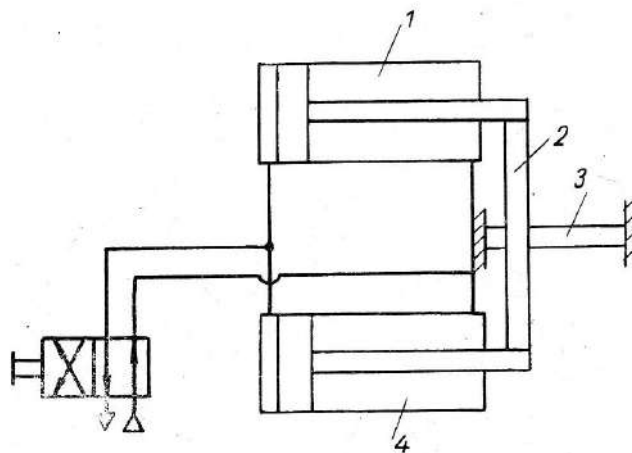


Рисунок 4.126 – Схема синхронізації двох циліндрів

На рисунку 4.127 показаний інший варіант жорсткого зв'язку. В цьому випадку синхронізація досягається за допомогою зубчастих рейок 2, закріплених на штоках циліндрів 1 і 4, і двох шестерень 3, закріплених на валу. Зубчастий жорсткий зв'язок може забезпечити синхронізацію поршнів, що рухаються в протилежних напрямках. Для підйому столів і

плит паралельно їх вихідному положенню за допомогою циліндрів (1) і 2 застосовується система важеля синхронізації (рисунок 4.128). Важільні системи за умови зведення до мінімуму зазорів в шарнірах також забезпечують досить високу ступінь синхронізації.

Недоліком систем синхронізації за допомогою жорсткого механічного зв'язку і системи важеля є їх велика вага і габарити. Для усунення цих недоліків застосовується система синхронізації за допомогою тросів (рисунок 4.129). Широко застосовуються пневмогідравлічні системи синхронізації з парними пневмогідроциліндрами. На рисунку 4.130 показана схема, що забезпечує синхронну роботу двох циліндрів 2 і 5 з одночасним регулюванням швидкості.

При увімкненні пускового розподільника 1 повітря поступає в безштокові порожнини циліндрів, і їх поршні починають рух вправо. Оскільки гідравлічні порожнини обох циліндрів представляють собою замкнуту систему (масло із спорожнюваної порожнини циліндра 5 поступає в наповнювану порожнину циліндра 2 і навпаки), при однакових розмірах циліндрів забезпечується синхронність руху їх поршнів. Регулювання швидкості переміщення штоків здійснюється настройкою дроселів 3 і 4.

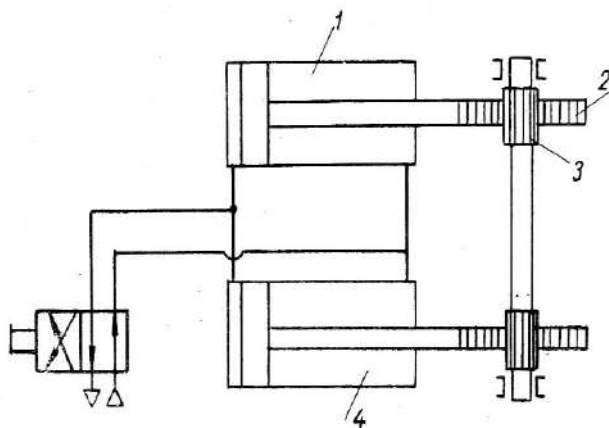


Рисунок 4.127 – Схема
синхронізації двох циліндрів за
допомогою жорсткого зв'язку

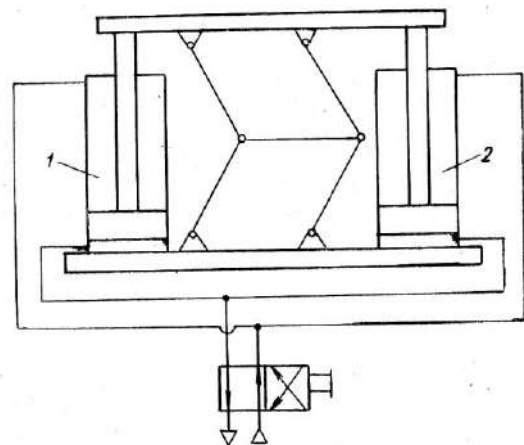


Рисунок 4.128 – Схема
синхронізації двох циліндрів за
допомогою важеля

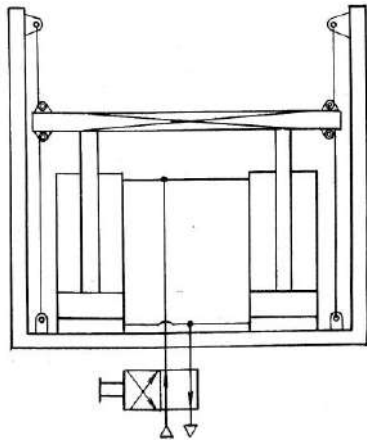


Рисунок 4.129 – Схема синхронізації двох циліндрів з допомогою тросів

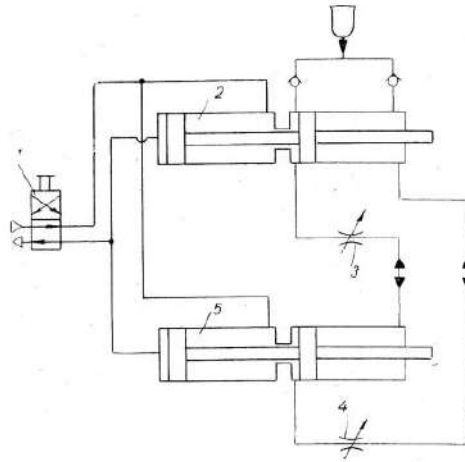


Рисунок 4.130 – Схема синхронізації з регулюванням швидкості

Пневмогідравлічні системи управління. Схема напівавтоматичного управління двома циліндрами по циклу $8 \leftarrow 87 \leftarrow 7$ з регулюванням швидкості переміщення поршня в кінці ходу показана на рисунку 4.131. Швидкість переміщення регулюється гідравлічними циліндрами, розташованими на одній осі з пневмоциліндрами.

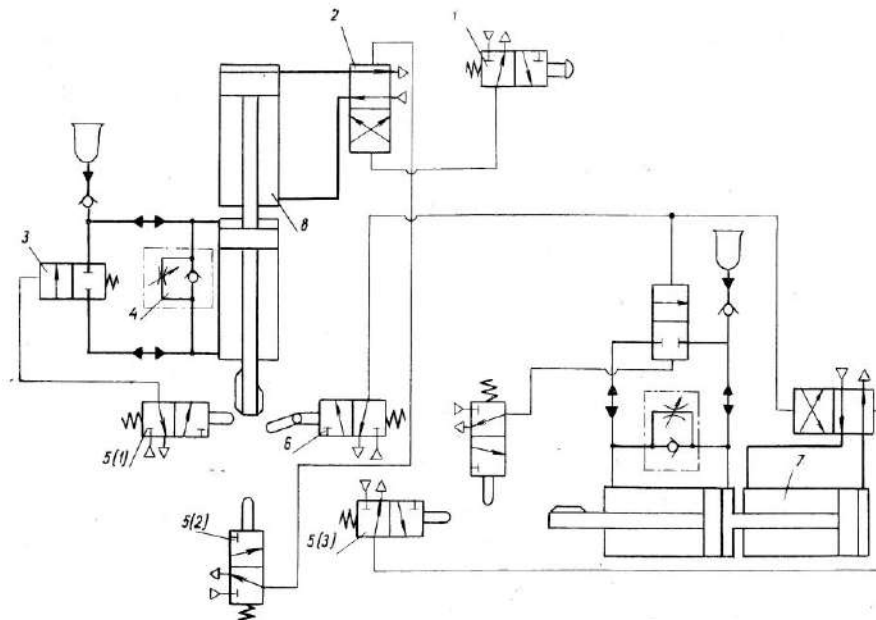


Рисунок 4.131 – Пневмогідравлічна схема напівавтоматичного управління по циклу $8 \leftarrow 87 \leftarrow 7$

При увімкненні кнопки 1 перемикається розподільник 2, і шток циліндра 8 починає рухатися вниз. На початку ходу кулачок на штоку вмикає кінцевий вимикач 5(1), який подає сигнал на увімкнення розподільника 3 і масло вільно перетікає через розподільник 3 з нижньої порожнини гідроциліндра в верхню. Коли кулачок сходить з штовхача кінцевого вимикача 5(1), гідравлічний розподільник 3 вмикається і швидкість переміщення поршня регулюється дроселем зі зворотним клапаном 4. Під час зворотного ходу масло перетікає через зворотний клапан.

В кінці ходу вниз шток циліндра 8 вмикає кінцевий вимикач 5(2), який здійснює реверс циліндра 8. Шток циліндра 8 повертається у вихідне положення і вмикає кінцевий вимикач 6, який подає короткочасний сигнал на початок роботи циліндра 7. Цикл роботи циліндра 7 аналогічний циклу роботи циліндра 5. Регулювання швидкості переміщення поршня циліндра 7 здійснюється в кінці ходу вліво, коли кулачок на штоку вмикає кінцевий вимикач 5(3).

Схема напівавтоматичного управління по циклу $5 \leftarrow 52 \leftarrow 2$ з використанням гідравлічних перепускних клапанів для запобігання одночасної роботи циліндрів показана на рисунку 4.132.

При увімкненні кнопки 3(2) скидається тиск з нижньої порожнини управління головного розподільника 4, який перемикається і подає тиск в безштокову порожнину циліндра 5. Шток циліндра не почне переміщення вниз, якщо вимкнений перепускний клапан 1(2), який управляється тиском з штокової порожнини циліндра 2. Швидкість переміщення штока циліндра 5 регулюється гідроциліндром, шток якого жорстко з'єднаний зі штоком пневмоциліндра. При натиснутому кінцевому вимикачі 6 шток переміщається швидко, а коли кулачок штока зійде з штовхача кінцевого вимикача 6, швидкість переміщення штока визначається настройкою дроселя.

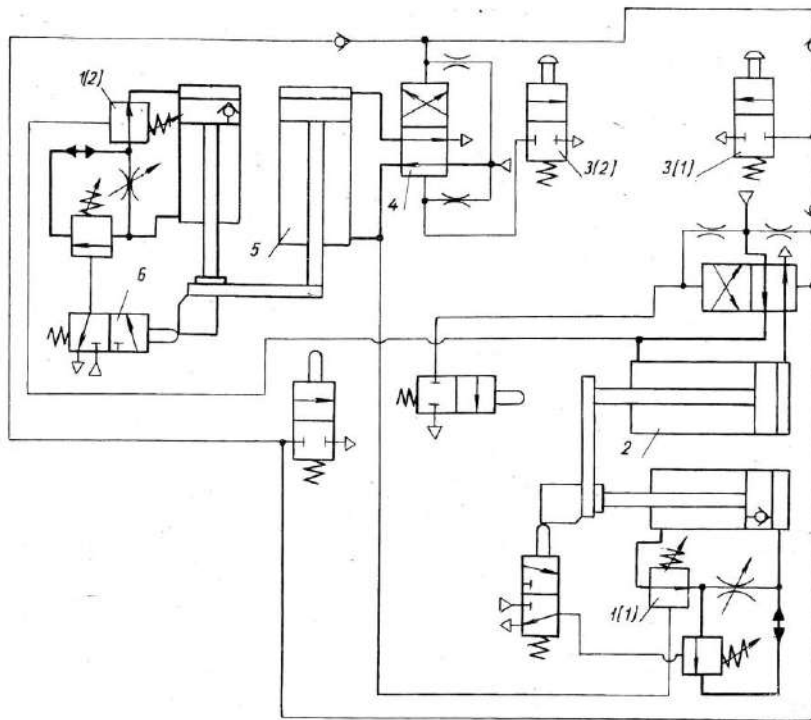


Рисунок 4.132 – Схема напівавтоматичного управління по циклу $5 \leftarrow 52 \leftarrow 2$ з використанням гідравлічних перепускних клапанів

Аналогічно циліндр 2 не зможе почати рух вліво до тих пір, поки шток циліндра 5 не повернеться у вихідне положення і тиск в його штоковій порожнині не подолає зусилля пружини перепускного клапана 1(1). Увімкненням кнопки 3(1) можна в будь-який момент повернути кожен з циліндрів у вихідне положення. Схема напівавтоматичного управління по циклу $48(\leftarrow 4 \leftarrow 8)$ з тимчасовою затримкою одного з циліндрів за допомогою гідравлічного перепускного клапана показана на рисунку 4.133. Управління роботою циліндрів 4 і 8 здійснюється одним головним розподільником 2. При увімкненні кнопки 1 циліндри 4 і 8 здійснюють робочий хід. Причому циліндр 8 починає роботу дещо пізніше, ніж циліндр 4, тобто переміщення штока циліндра 8 станеться тільки тоді, коли буде натиснутий штовхач кінцевого вимикача 5(1) і надійде сигнал на увімкнення гідравлічного перепускного клапана 7. Циліндр 8 здійснює швидкий хід, поки натиснутий кінцевий вимикач 5(3) і, отже, увімкнений перепускний клапан 6. Як тільки кулачок штока циліндра 8 зійде з штовха-

ча кінцевого вимикача 5(3), перепускний клапан 6 закриється і швидкість переміщення поршня циліндра 8 буде регулюватися дроселем. Реверс циліндрів здійснюється увімкненням кінцевого вимикача 5(2), який скидає тиск з нижньої порожнини управління розподільника 2.

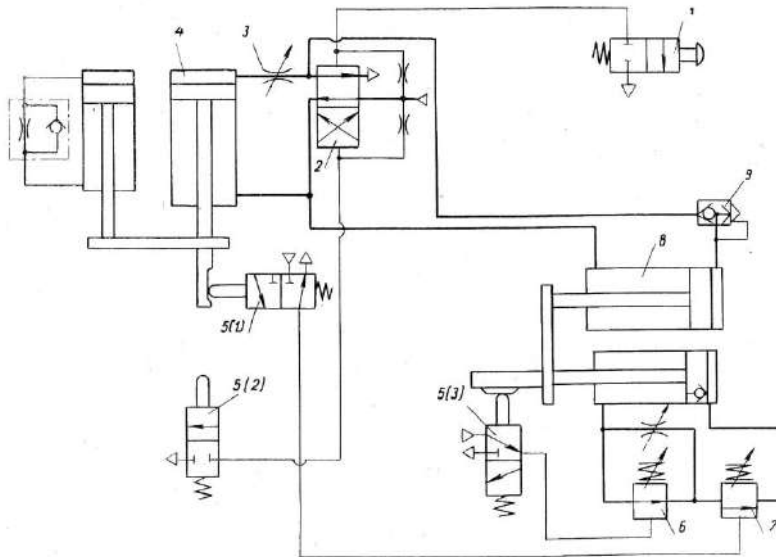


Рисунок 4.133 – Схема напівавтоматичного управління по циклу 48(←4←8) з тимчасовою затримкою одного з циліндрів

Циліндри повертаються у вихідне положення, швидкість переміщення поршня циліндра 4 регулюється дроселем 3, а поршень циліндра 8 повертається з високою швидкістю завдяки наявності клапана швидкого вихлопу 9.

Схема напівавтоматичного управління зі здвоєним циліндром зображена на рисунку 4.134. Вона може бути використана для управління поперечним супортом і свердлильною голівкою. Тут для отримання середнього положення використовується здвоєний пневмоциліндр 3-4. Головні розподільники 5(1), 5(2) і 5(3) управляються шляхом скидання тиску з порожнин управління. Швидкість переміщення циліндрів регулюється гідравлічними гальмівними пристроями 1(1), 1(2) і 8. При увімкненні кнопки 6 шток циліндра 4 переміщається вниз і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 2(1), який скидає тиск з порожнин управління розподільників 5(2) і 5(3).

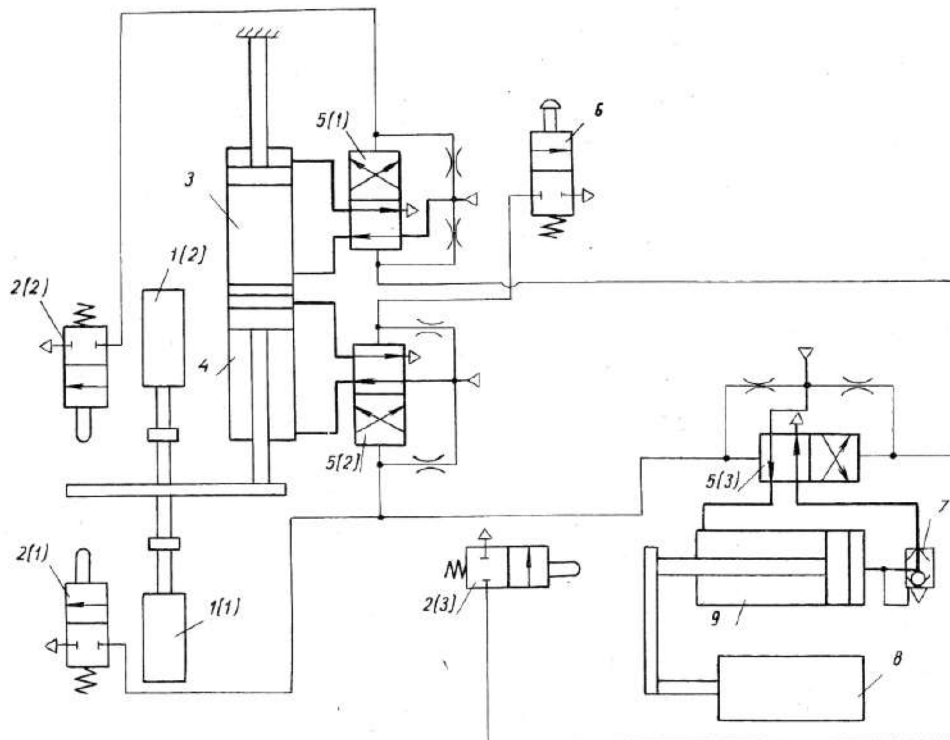


Рисунок 4.134 – Схема напівавтоматичного управління з застосуванням здвоєного циліндра

Шток циліндра 4 повертається у вихідне положення, а шток циліндра 9 переміщається вліво. Реверс циліндра 9 відбувається після увімкнення кінцевого вимикача 2(3). Клапан швидкого вихлопу 7 дозволяє здійснити швидко відведення інструменту.

Одночасно з сигналом від кінцевого вимикача 2(3) перемикається головний розподільник 5(1) і тиск поступає в штокову порожнину циліндра 3. Оскільки шток циліндра 3 закріплений, здвоєний циліндр переміщається вгору і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 2(2), який здійснює реверс розподільника 5(1) і циліндра 3 у вихідне положення. Цикл роботи циліндра завершений. Схема напівавтоматичного управління по циклу $42 \leftarrow 2 \leftarrow 4$ з контролем затиску деталі і регулюванням швидкості переміщення циліндра подачі зображена на рисунку 4.135.

При натисненні на кнопку 6 перемикаються розподільники 1(2), 5 і 1(1). Розподільник 5 скидає тиск з нижньої порожнини управління

розподільника 1(2), який, перемикаючись, подає тиск в безштокову порожнину циліндра 4. Циліндр 4 здійснює затиск деталі. Розподільник 1(1) перемкнувся, але повітря не поступає в безштокову порожнину циліндра 2 до тих пір, поки тиск в безштоковій порожнині циліндра 4 не подолає зусилля пружини клапана послідовності 7. Таким чином, як тільки деталь буде затиснута, циліндр переміщення 2 подає її разом з кондукторною плитою в зону обробки. Регулювання швидкості переміщення деталі здійснюється дроселем зі зворотним клапаном в лінії гідроциліндра. В кінці ходу вправо кулачок на штоку циліндра 2 вмикає кінцевий вимикач 3(2) і тиск від останнього поступає в порожнини управління розподільників 5 і 1(1). Шток циліндра 2 втягується, а шток циліндра 4 повертається у вихідне положення тільки після того, як шток циліндра 2 повернеться у вихідне положення і натисне штовхач кінцевого вимикача 3(1). Тиск від кінцевого вимикача 3(1), пройшовши через розподільник 5, перемикає головний розподільник 1(2), і циліндр 4 здійснює розтиск деталі.

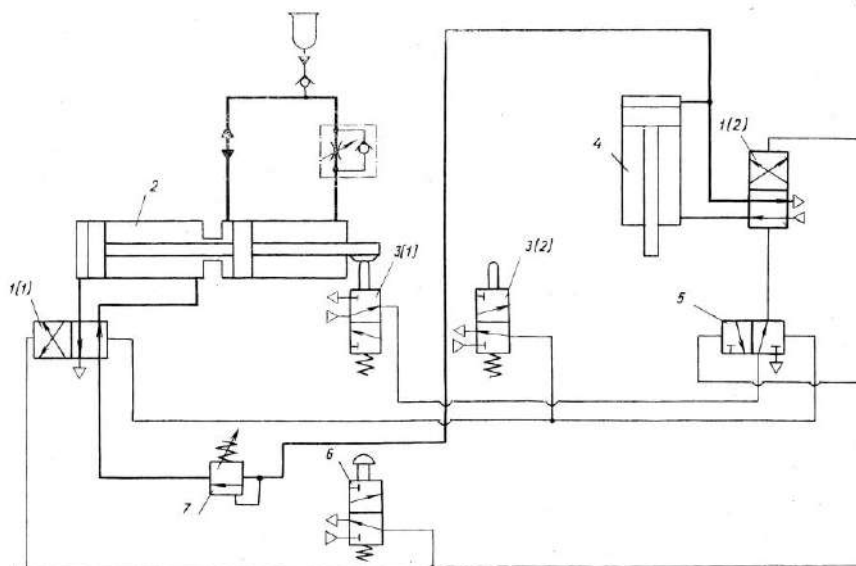


Рисунок 4.135 – Схема напівавтоматичного управління по циклу $42 \leftarrow 2 \leftarrow 4$ з контролем затиску деталі

Схема автоматичного управління зворотно-поступальним рухом столу за допомогою розподільника з електроуправлінням показана на рисунку 4.136. Ця схема застосовується, коли необхідний реверс циліндра подачі при заїданні або утворенні дефекту на виробі шляхом увімкнення електрокнопки, що управляє розподільником 2. Схеми подібного типу застосовуються на шліфувальних, фрезерних та інших верстатах зі столом, що здійснює зворотно-поступальний рух. При увімкненні крана 6 циліндр затиску 5 здійснює затиск деталі. Потім оператор натискає електрокнопку «Пуск». При цьому вмикається система управління циліндром подачі столу 4 і останній здійснює зворотно-поступальний рух. Швидкість переміщення столу регулюється двома гідравлічними циліндрами з регуляторами швидкості 3.

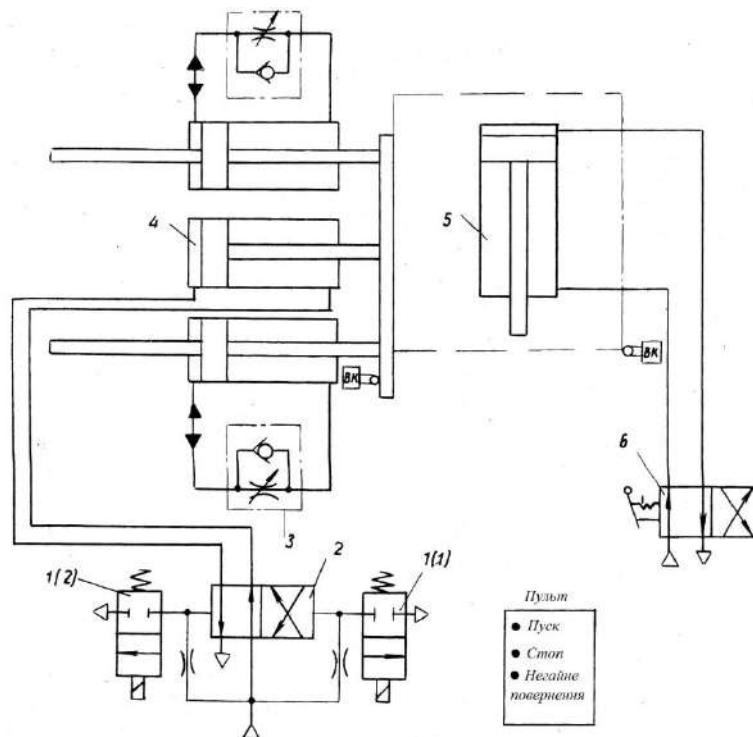


Рисунок 4.136 – Схема автоматичного управління зворотно-поступальним рухом

В кінці ходу столу встановлені кінцеві вимикачі, які при дії на них кулачків посилають електроімпульси на увімкнення електромагнітів розподільників 1(1) і 1(2). При увімкненні кнопки «Стоп» циліндр закінчує

хід і зупиняється. Якщо під час ходу вперед оператор натисне кнопку «Негайне повернення», то стіл негайно повернеться у вихідне положення, а потім почне новий хід вперед. Якщо під час руху поршня циліндра натиснути кнопки «Негайне повернення» і «Стоп», то стіл повернеться у вихідне положення і зупиниться.

4.1.6. Схеми управління металорізальними верстатами

Наведені нижче схеми містять типові рішення автоматизації та механізації характерних операцій на металорізальних верстатах і автоматичних лініях: установку, затиск, завантаження і вивантаження виробів, холосту і робочу подачі різального інструменту, транспортування виробів, управління послідовністю операцій з контролем по шляху, часу, тиску і т. д.

Реалізація управління засобами пневмоавтоматики дана на прикладі конкретних токарних, фрезерних, свердлильних, протяжних, агрегатних верстатів і автоматичних ліній. Враховуючи те, що перераховані операції характерні для металорізального обладнання, наведені типові рішення можуть бути використані при проектуванні систем пневматичного управління відповідних груп верстатів.

Пневмогідралічна схема управління токарним верстатом.

Верстат (рисунок 4.137) призначений для обробки гільзи веломотора. Затиск заготовки здійснюється у пневмокамері 2. Пневмоциліндр 3 фіксує шпиндель, пневмогідроциліндр 4 здійснює поперечну подачу супорта, а пневмокамера 8 вмикає муфту поздовжньої подачі супорта. Після установки заготовки за допомогою електрокнопки «Пуск» вмикається електродвигун швидких переміщень. На початку швидкого підведення супорт діє на штовхач розподільника (1) з шляховим управлінням, від якого стиснене повітря проходить в камеру 2 закріплення заготовки і в порожнину управління кінцевого вимикача 5. Кінцевий вимикач перемикається і

звільняє гальмо шпинделя. З гальмом пов'язаний електричний кінцевий вимикач, який подає команду на увімкнення головного електродвигуна. Наприкінці швидкого підведення супорта через кінцевий вимикач вмикається двигун швидких переміщень і вмикається електромагніт розподільника 7. Штоком циліндра 8 вмикається муфта поздовжньої подачі супорта. Після закінчення обточування вмикається електромагніт чотирилінійного розподільника 6.

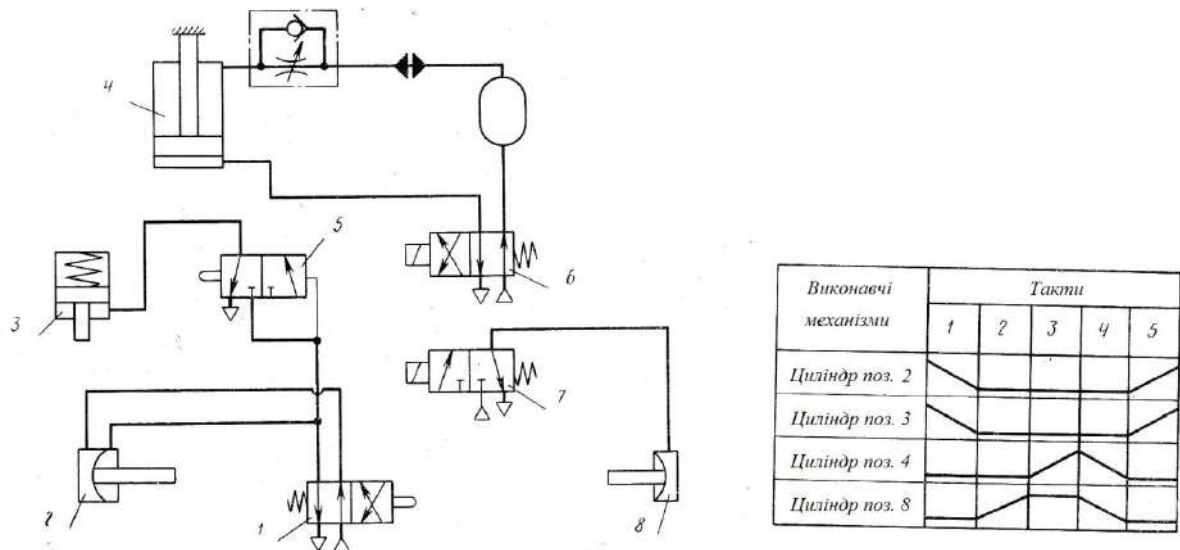


Рисунок 4.137 – Схема управління і циклограмма роботи токарного верстата

Стиснене повітря від нього поступає в безштокову порожнину циліндра 4, шток якого жорстко пов'язаний з нерухомою частиною верстата. Здійснюється підрізання фланця в напрямі від центру до периферії заготовки. В кінці ходу вмикається двигун швидких переміщень для відведення поздовжнього супорта і знеструмлюються електромагніти розподільників 6 і 7, які зусиллям пружини перемикаються у вихідне положення. Циліндри 4 і 8 повертаються у вихідне положення. При поверненні супорта зусиллям пружини розподільник 1 перемикається у вихідне положення, шпиндель гальмується і заготовка відкріплюється. Застосування електричних елементів автоматики викликане необхідністю управління електродвигунами.

Тому доцільно використовувати розподільники 6 і 7 з електроуправлінням.

Схема управління багатошпіндельним токарним автоматом.

При довжині деталі, що перевищує можливості обробки її на п'ятишпіндельному токарному автоматі, здійснюється обробка деталі з двох сторін. Заготівка 6 (рисунок 4.138) закладається в завантажувальний пристрій для обробки однієї сторони.

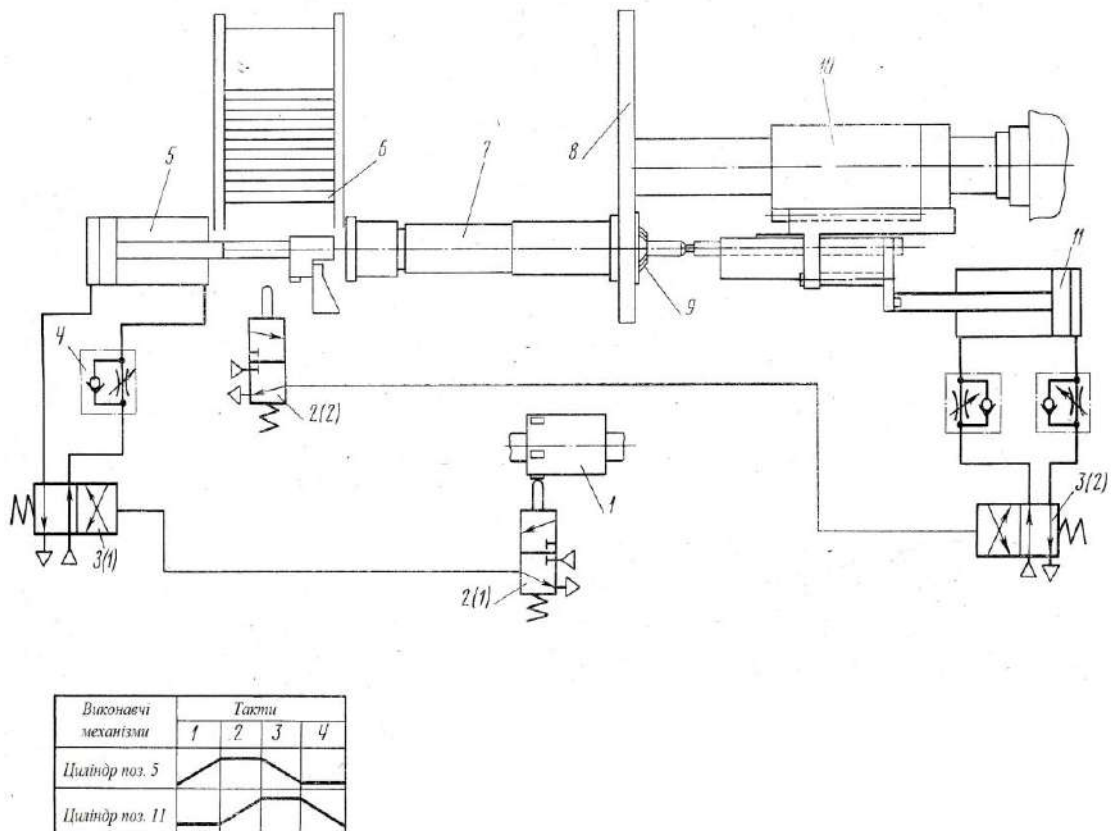


Рисунок 4.138 – Схема управління багатошпіндельним токарним автоматом, призначеним для обробки заготовок довжиною, що перевищує граничну

Після індексування шпіндельного барабана 10 по команді кулачкового барабана 1 здійснюється розтиск цангового патрона 9. Одночасно кулачковий барабан діє на кінцевий вимикач 2(1), який подає сигнал в порожнину управління розподільника 3(1), що пропускає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 5. Шток циліндра 5 вводить чергову заготівку в пустотілий шпіндель 7. Одночасно заготівка діє на кінцевий вими-

кач 2(2), який подає сигнал в порожнину управління розподільника 3(2). Розподільник 3(2) перемикається, і шток циліндра 11 повертає утримувач заготівки, в якому є виїмка для введення заготівки в позицію, де деталь затиснута і обробляється, і виїмка для введення заготівки в позицію, де деталь розціплюється і скидається на склиз. Далі кулачки обертового барабана (1) дають команду на закриття цангового патрона і відпускають кінцевий вимикач 2(1), що змушує поршень циліндра 5 повернутися у вихідне положення. При цьому дія з кінцевого вимикача 2(2) знімається, розподільник 3(2) повертається у вихідне положення і циліндр 11 відводить утримувач заготівок у вихідне положення. Безпосередньо перед цим шпindelний барабан 10 здійснив чергове індексування, розпочався черговий етап обробки заготівки, затиснутої в цангові патрони 9, інструментами, закріпленими в супорті 8. Регулювання швидкості переміщення заготівки та утримувача заготівки здійснюється за допомогою дроселів 4 із зворотними клапанами.

Схема управління автоматизованим верстатом, побудована на основі шляхового контролю. Завантаження верстата здійснюється з магазину живильником (рисунок 4.139), що приводиться в дію циліндром 4. Пневмоциліндр 6, пов'язаний з пінолью задньої бабки, закріплює заготівку, притискаючи її до переднього центру. Пневмоциліндр 8 управляє муфтою увімкнення руху подачі супорта. Відводить супорт у вихідне положення циліндр 7, поршень якого, щоб надати плавність руху супорту, пов'язаний зі штоком гідроциліндра.

У положенні, показаному на рисунку 4.139, заготівка подана на лінію центрів, а кінцевий вимикач 3 натиснутий. Супорт відведений у вихідне положення. При увімкненні тумблера 1 стиснене повітря через кінцеві вимикачі 2(1) і 2(2) поступає відповідно в безштокові порожнини циліндрів 6 і 8. Здійснюється затиск заготівки і фіксація муфти увімкнення руху супорта. Розподільник 5 має двостороннє механічне управління від

циліндра 6. Коли деталь затиснута, розподільник 5 перемикається і подає стиснене повітря в штокову порожнину циліндра 4, і живильник відводиться. В кінці ходу шток циліндра 4 діє на кінцевий вимикач 2(2), що скидає тиск в безштокову порожнину циліндра 5. При цьому муфта увімкнення подачі супорта розфіксується. Подається електричний сигнал на увімкнення електродвигунів. Здійснюється обробка деталі. В кінці ходу супорт вмикає кінцевий вимикач 2(1), в результаті чого скидається тиск в циліндрі 6. Заготівка розтискається.

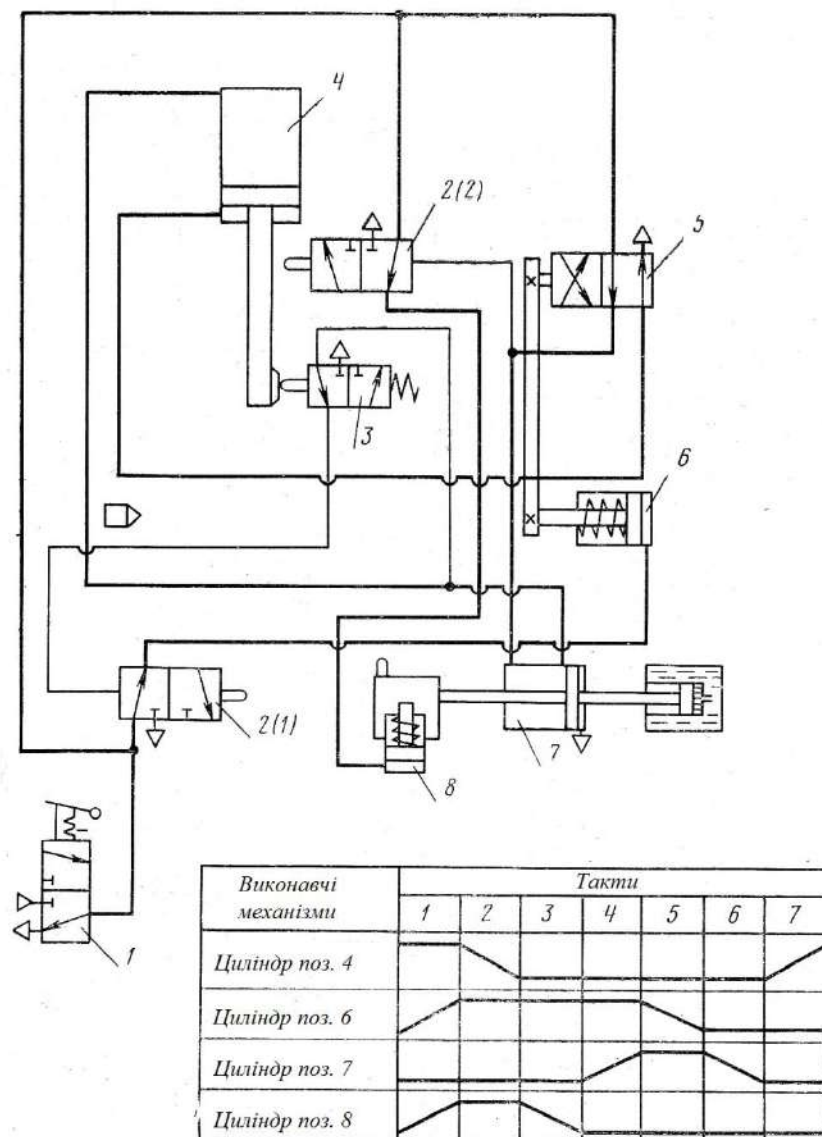


Рисунок 4.139 – Схема управління і циклограма роботи автоматизованого верстата, побудована на основі шляхового контролю

Одночасно перемикається жорстко пов'язаний з штоком циліндра 6 розподільник 5, від якого подається тиск в порожнину управління розподільника 2(2) і в циліндр 7. Циліндр 7 відводить супорт у вихідне положення. Коли супорт повністю відведений, стиснене повітря з циліндра 7 проходить у безштокову порожнину циліндра 4, і нова заготівка подається на лінію центрів. Кулачок на штоку циліндра 4 в кінці ходу вниз діє на кінцевий вимикач 3, керуючий сигнал якого повертає кінцевий вимикач 2(1) у вихідне положення. Цикл повторюється.

Схема управління відрізним автоматом

Автомат призначений для розрізання труб діаметром від 6 до 18 мм на частини довжиною від 85 до 600 мм. Тривалість циклу 2,5-5 сек. Циліндр 7 (рисунок 4.140) здійснює підведення і відведення ролика 6 подачі труби, а також увімкнення приводу затиску цанги. Циліндр 9 приводить в дію супорт з різцем, а циліндр 3 здійснює підведення і відведення упору.

У вихідному положенні ролик 6 підведений до труби 5. При увімкненні електродвигуна, що приводить в обертання ролики подачі, труба подається до упору 4, який діє на кінцевий вимикач 2(1). Якщо увімкнений пусковий розподільник 1, то сигнал від нього через розподільник 2(1) поступає в порожнини управління розподільників 8(1) і 10.

Розподільник 10 з'єднує з атмосферою нижню порожнину управління розподільника 8(1), який, перемикаючись, подає тиск в безштокову порожнину циліндра 7. Циліндр 7 відводить ролик 6, вмикає привід затиску цанги і в кінці ходу діє на кінцевий вимикач 2(2), який пропускає сигнал від розподільника 10 до розподільника 8(2).

Розподільник 8(2) перемикається і з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 9 і ліву порожнину циліндра 3. Циліндр 9 приводить в

дію супорт з різцем, а циліндр 3 відводить упор і відпускає кінцевий вимикач 2(1).

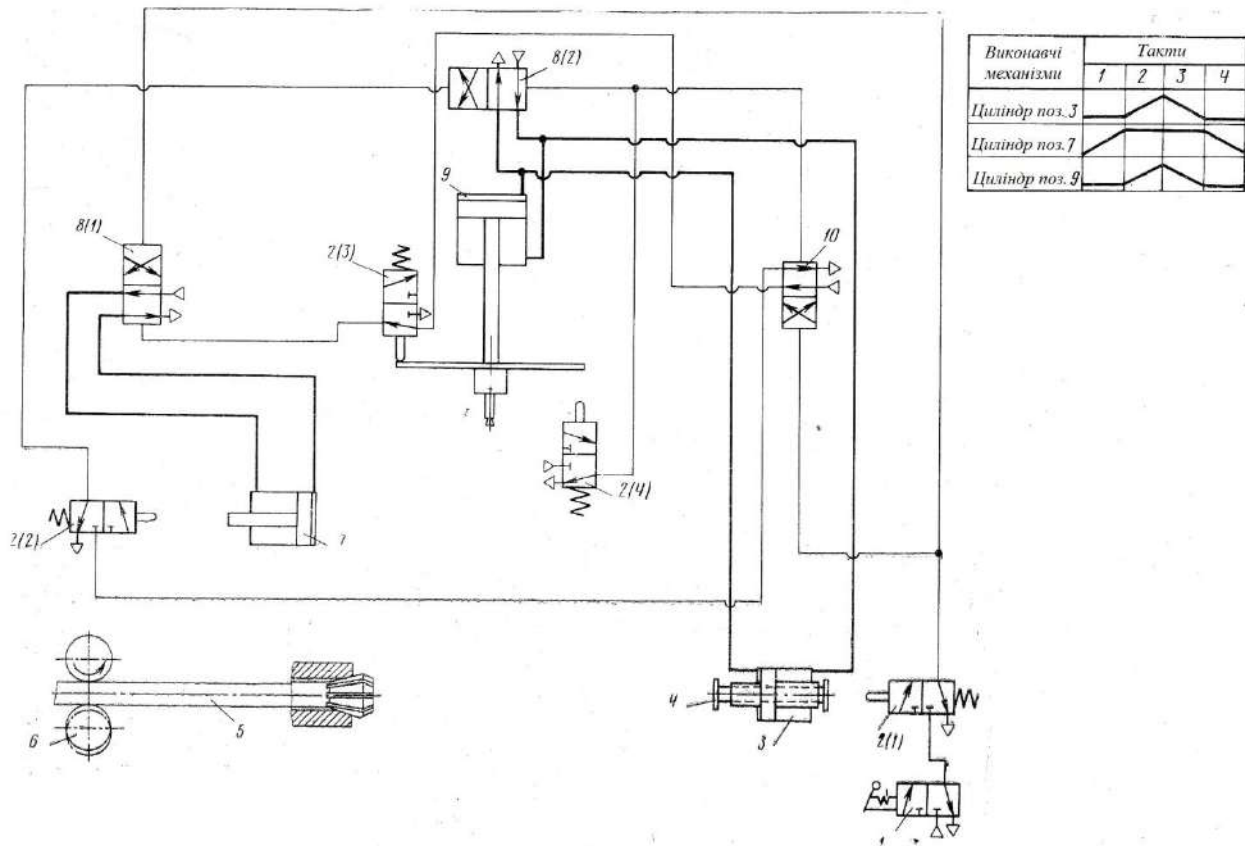


Рисунок 4.140 – Схема управління і циклограмма роботи відрізного автомата

В кінці ходу супорт діє на кінцевий вимикач 2(4), сигнал від якого перемикає розподільник 8(2) у вихідне положення, в результаті чого відводиться супорт і підводиться упор 4, готуючи автомат до наступного циклу.

Одночасно сигнал від кінцевого вимикача 2(4) перемикає розподільник 10, від якого тиск через розподільник 2(3), увімкнений при відведенні штока циліндра 9 вгору, поступає в нижню порожнину управління розподільника 8(1). Розподільник перемикається і з'єднує з тиском штокову порожнину циліндра 7, в результаті чого цанга розтискається, і ролик 6 підводиться до труби. Труба подається до упору 4, який діє на кінцевий

вимикач 2(1), і цикл роботи верстата повторюється. Допоміжний розподільник 10 служить для періодичного з'єднання підвідних трубопроводів кінцевих вимикачів 2(2) і 2(3) з тиском або з атмосферою.

Схема управління модернізованим токарним верстатом.

При увімкненні пускового керуючого розподільника 4 (рисунк 4.141) від кінцевого вимикача 3 проходить через кінцевий вимикач 2(5) і пусковий розподільник 4 у верхню порожнину управління розподільника повітря 1(1) і перемикає його. Розподільник повітря 1(1) подає стиснене повітря в безштокові порожнини циліндрів 9 і 11 й з'єднує з атмосферою безштокову порожнину циліндра 10. Циліндри 10 і 11 приводять в дію відсікачі поштучного видавання заготовок до живильника, циліндр 9 (живильника) подає заготовку на лінію центрів. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 9 діє на кінцевий вимикач 2(1), керуючий сигнал якого перемикає розподільник повітря 1(2). Шток циліндра 7 виштовхує заготовку з затиску живильника в патрон. Під час руху вліво шток циліндра 7 діє послідовно на кінцеві вимикачі 3 і 2(2). Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 3 перемикає розподільник повітря 1(1). Шток циліндра 9 відводиться у вихідне положення, а циліндри 10 і 11 відсікачів видачі заготовок з магазину готуються до видачі наступної заготовки. Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 2(2) перемикає розподільники повітря 1(5) і 1(4). Розподільник повітря 1(3) подає стиснене повітря в штокову порожнину циліндра 8, який здійснює затиск заготовки, а розподільник повітря 1(4), перемикаючись, подає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 6. Шток циліндра 6, жорстко пов'язаний з штоком гідроциліндра, здійснює подачу супорта з різальним інструментом в зону обробки. Спочатку відбувається швидке переміщення супорта, а після дії кулачка штока на гальмівний золотник 5 – робоча подача супорта. В кінці робочої подачі вмикається кінцевий вимикач 2(4), керуючий сигнал якого перемикає розподільник повітря 1(4) у вихідне положення.

Супорт відводиться і вмикає кінцевий вимикач 2(3). Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 2(3) перемикає розподільник повітря 1(2), і шток циліндра 7 відводиться у вихідне положення.

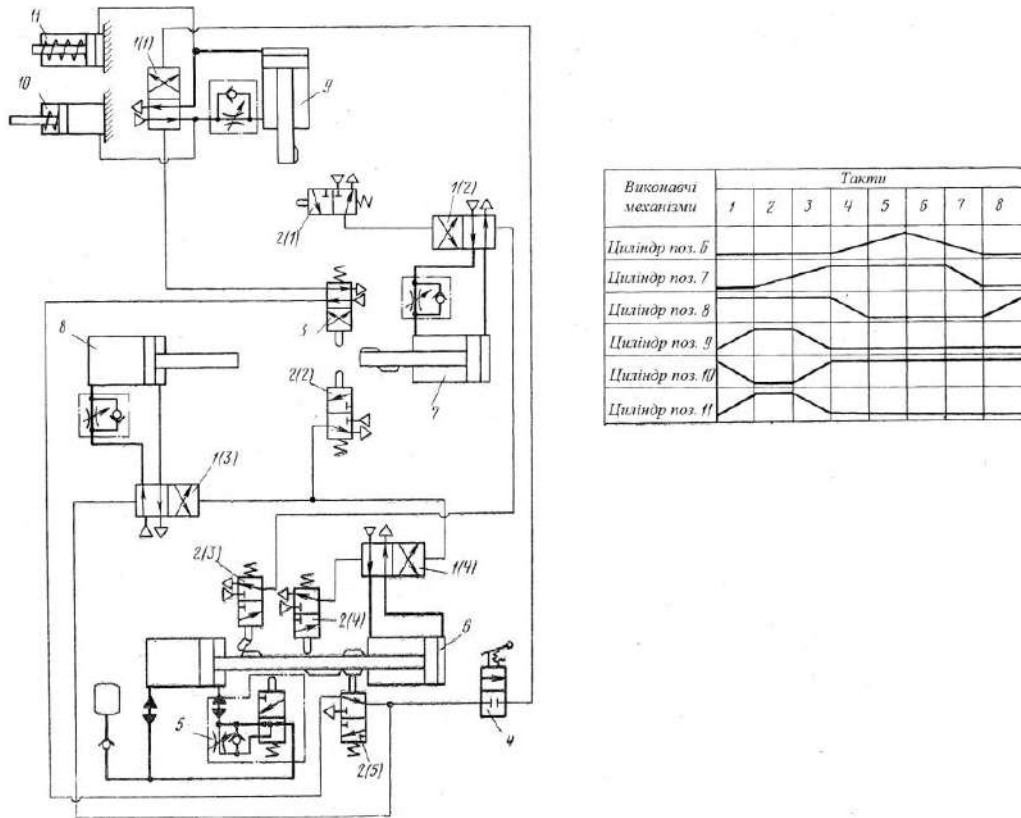


Рисунок 4.141 – Схема управління і циклограмма роботи модернізованого токарного верстата

В кінці ходу штока циліндра 6 у вихідне положення вмикається кінцевий вимикач 2(5), шток циліндра 8 висувається і, якщо пусковий розподільник 4 увімкнений, цикл роботи верстата повторюється.

Схема управління комбінованим патроном при двох різних тисках.

Для закріплення деталі з різними по товщині стінками, можна використовувати чотирикулачковий патрон, два кулачка якого працюють від циліндра 5, а два – від циліндра 6 (рисунок 4.142). Кулачки розташовані під кутом 90° один до одного. На початку циклу поршні циліндрів 5 і 6 пе-

ребувають у відведеному положенні. Робітник встановлює деталь в патрон і натискає електрокнопку «Пуск», що вмикає електромагніти дволінійних розподільників 1(2) і 1(9), які скидають тиск з лівих порожнин управління трилінійних розподільників 2(1) і 2(4). Розподільник 2(1), перемикаючись, з'єднує з атмосферою штокові порожнини циліндрів 5 і 6, а розподільник 2(4) з'єднує безштокову порожнину циліндра 5 з низьким тиском, настроєним редукційним клапаном 4(1). Циліндр 5 переміщує кулачки, centruючи деталь.

При підвищенні тиску в лінії 7 вмикається реле тиску 3(3), настроєне на $1,4 \text{ кгс/см}^2$. Реле тиску подає сигнал на увімкнення електромагнітів розподільників 1(5) і 1(10). Вони скидають тиск з порожнин управління трилінійних розподільників 2(3) і 2(4), які, перемкнувшись, з'єднують з високим тиском, настроєним редукційним клапаном 4(3), безштокову порожнину циліндра 6, що здійснює установку деталі, і з атмосферою – безштокову порожнину циліндра 5.

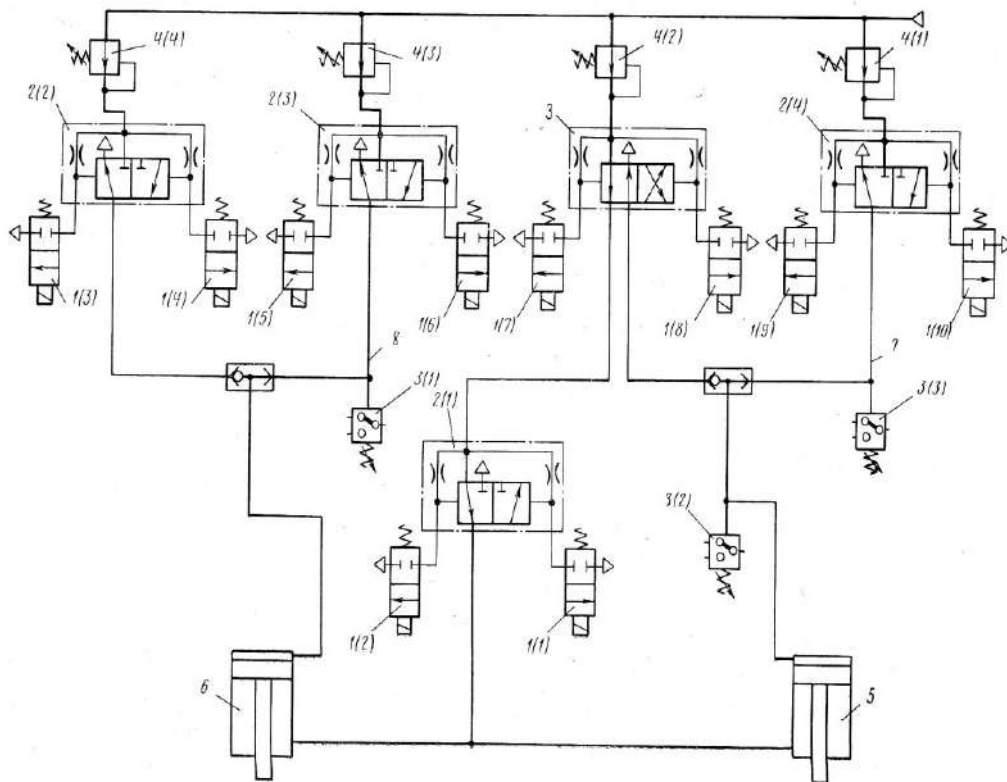


Рисунок 4.142 – Схема управління комбінованим патроном при двох різних тисках

Коли тиск в лінії 8 підвищується до $5,6 \text{ кгс/см}^2$, спрацьовує реле тиску 3(1), яке вмикає електромагніти розподільників 1(6) і 1(7). Перемикаються розподільники 2(3) і 3, в результаті чого з безштокової порожнини циліндра 6 повітря виходить в атмосферу через розподільник 2(3) для зменшення деформації деталі, а в безштокову порожнину циліндра 5 подається через розподільник 3 повітря під тиском $5,6 \text{ кгс/см}^2$, настроєним редукційним клапаном 4(2). При підвищенні тиску повітря у циліндрі 5 до $5,6 \text{ кгс/см}^2$ спрацьовує реле тиску 3(2), вмикаючи мотор токарного верстата, і електромагніт розподільника 1(3), який скидає тиск з лівої порожнини управління розподільника 2(2). У безштокову порожнину циліндра 6 подається низький тиск, який настраюється редукційним клапаном 4(4).

Після закінчення механічної обробки оператор вмикає кнопку звільнення деталі, подаючи сигнал на увімкнення електромагнітів розподільників 1(1), 1(4) і 1(8), які скидають тиск з правих порожнин управління розподільників 2(1), 2(2) і 3. Після їх перемикання безштокові порожнини обох циліндрів з'єднуються з атмосферою, а в їх штокові порожнини через розподільники 3 і 2(1) подається повітря під тиском $5,6 \text{ кгс/см}^2$. Патрон відкривається і деталь звільняється.

Електропневматична схема управління токарним багаторізцевим верстатом.

На верстаті здійснюється обточування зовнішньої поверхні деталей, підрізання торця та зняття фасок. Установка і зняття деталі здійснюються за допомогою пневмоциліндрів 4 і 2 (рисунк 4.143).

При увімкненні пускової електрокнопки спрацьовують електромагніти розподільників 3(1) і 3(2). Пневмоциліндр 2 відводить руку з обробленою заготівкою і в кінці ходу вмикає кінцевий вимикач 1. При цьому стиснене повітря від розподільника 3(2) через кінцевий вимикач 1 проходить в праву порожнину циліндра 4, і штовхач подає з магазину в па-

трон чергову заготовку. Через електричний кінцевий вимикач 5(3) подається команда на увімкнення електромагніту розподільника 3(3), Сти-снене повітря від розподільника 3(3) поступає в безштокову порожнину циліндра 7, який здійснює затиск заготовки. Коли тиск в без штоковій порожнині підвищиться, спрацює реле тиску 8(1), від якого подається команда до розподільника 3(2) на повернення штока циліндра 4 у вихідне положення. Через кінцевий вимикач 5(2) подається команда на увімкнення електродвигунів шпинделя і швидких переміщень.

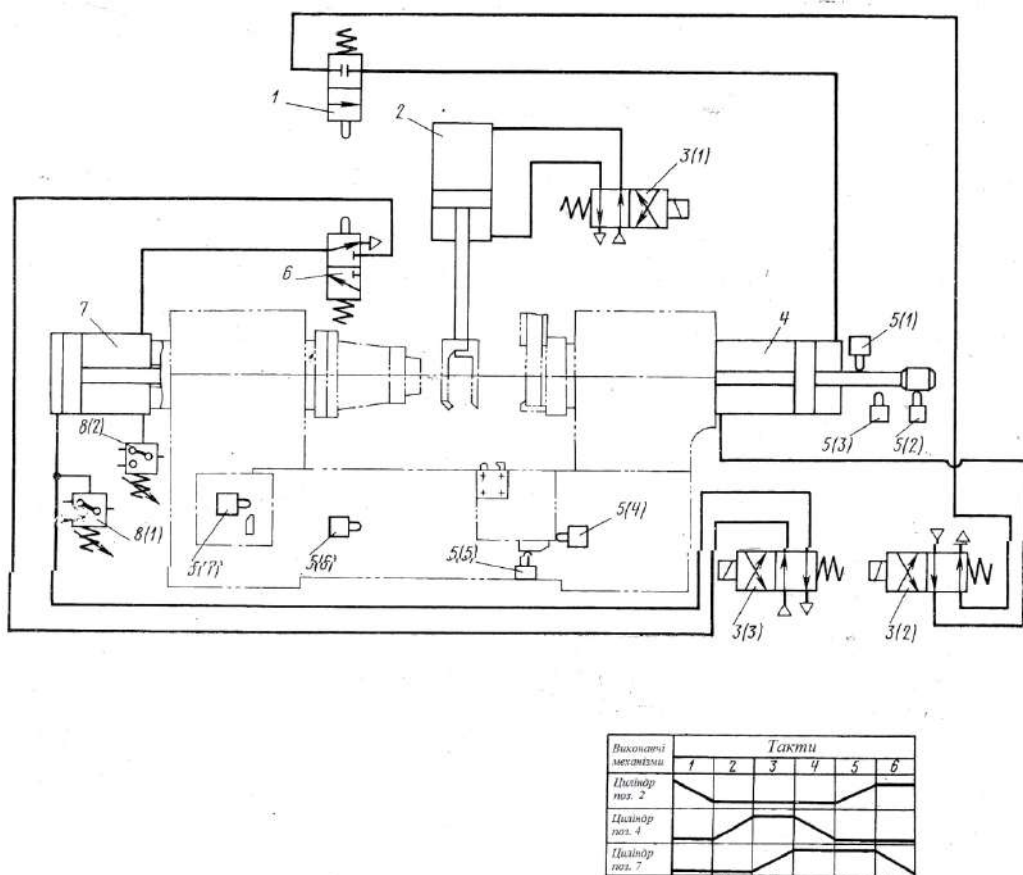


Рисунок 4.143 – Схема управління і циклограма роботи токарного багаторізцевого верстата

Супорти швидко підводяться до заготовки. Далі кінцевий вимикач 5(7) вмикає двигун швидких переміщень. Робоча подача здійснюється до моменту перемикання вимикача 5(6), який вмикає двигун шпинделя і вмикає зворотне обертання двигуна швидких переміщень.

При відведенні супортів спрацьовує кінцевий вимикач 5(5), який знеструмлює електромагніти розподільників 3(1) і 3(3), і спрацьовує вимикач 5(4). Останній припиняє відведення супорта. Механічна рука опускається, захоплює заготовку і діє на кінцевий вимикач 6, який пропускає стиснене повітря від розподільника 3(3) в штокову порожнину пневмоциліндра 7. Заготовка відкріплюється. Реле тиску 8(2) подає команду розподільникам 3(1) і 3(2) на повторення циклу.

При відсутності заготовок в магазині кінцевий вимикач 5(1) подає команду на відключення верстата від електричної мережі, і виконавчі механізми займають вихідне положення.

Електропневматична схема управління модернізованим токарним багаторізцевим напівавтоматом.

При натисненні електрокнопки «Пуск», розташованої на пульті управління, вмикається електромагніт розподільника повітря 1(4) (рисунки 4.144), який управляє роботою циліндрів 6 і 7. Циліндр 7 управляє роботою механізму поштучного видавання заготовок, а циліндр 6 управляє переміщенням заготовки в робочу зону верстата.

Розподільник повітря 1(4), перемкнувшись, подає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 6. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 6 діє на електричний кінцевий вимикач 2(7), який подає команду на увімкнення електромагніту розподільника повітря 1(1).

Стиснене повітря подається в праву порожнину циліндра 5, шток якого переміщує піноль задньої бабки і подає заготовку в напрямі шпинделя верстата. При переміщенні вліво кулачок на штоку циліндра 8 діє на електричний кінцевий вимикач 2(3), сигнал від якого вмикає електромагніт розподільника повітря 1(2). Якщо заготовка відсутня, шток циліндра 8, переміщаючись далі, увімкне кінцевий вимикач 2(2), що забезпечує зупинку верстата. Розподільник повітря 1(2), перемикаючись, з'єднує з тиском

штокову порожнину циліндра 4, що здійснює затиск деталі, і безштокову порожнину циліндра 9, який здійснює затиск задньої бабки верстата.

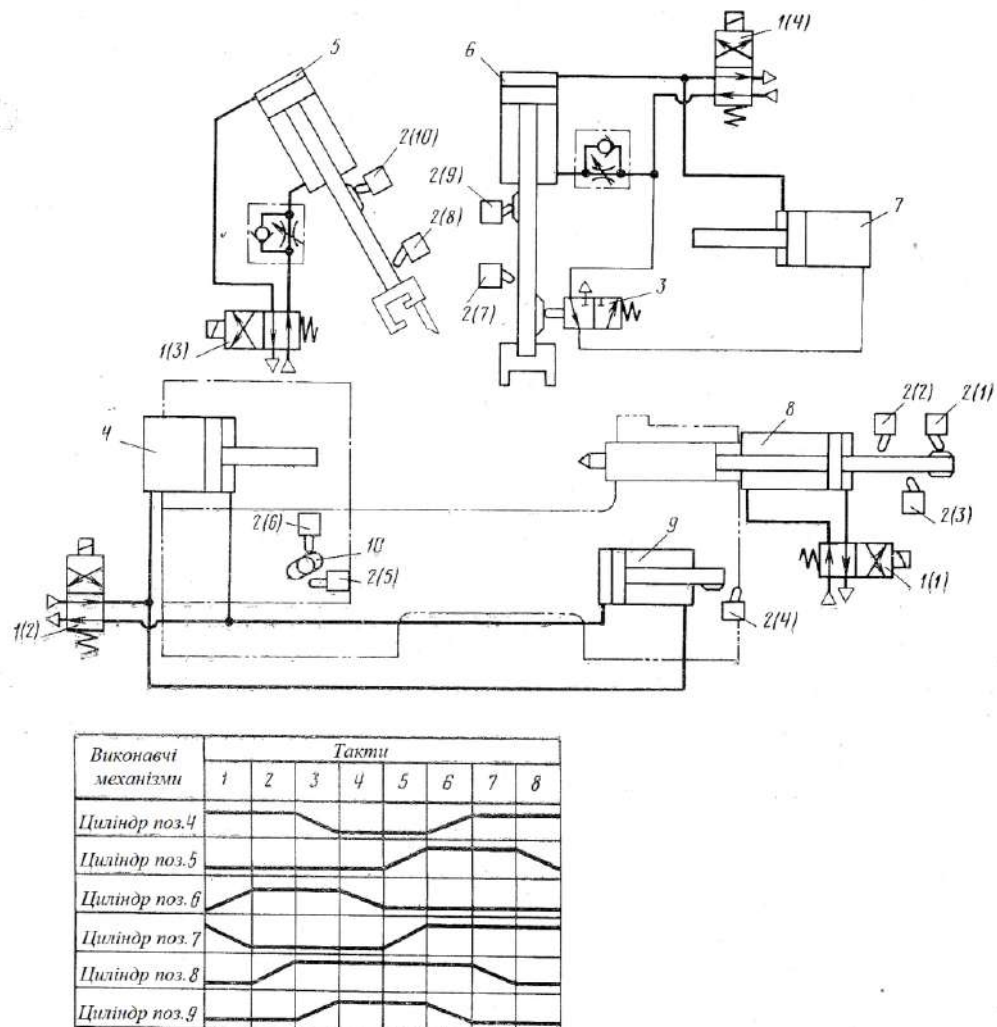


Рисунок 4.144 – Схема управління і циклограмма роботи модернізованого токарного багаторізцевого напівавтомата

Коли кулачок на штоку циліндра 9 діє на електричний кінцевий вимикач 2(4), подається сигнал на вимикання електромагніту розподільника повітря 1(4), і циліндр 6 повертає живильник у вихідне положення. У момент повернення штока циліндра 6 у вихідне положення вмикається електричний кінцевий вимикач 2(8), внаслідок чого вмикається електродвигун, який передає обертання шпинделю верстата, а разом з ним і заготівці. Супорти верстата отримують робочу подачу. В кінці ходу супортів кулачок 10 діє на електричний кінцевий вимикач 2(5), який вимикає електромагніт

муфти швидких ходів. При цьому пружина пілота повертає вилку, і муфта займає положення «Швидке відведення». Супорти відходять назад, а кулачок 10 діє на електричний кінцевий вимикач 2(6), який подає сигнал на відключення електродвигуна верстата і включає електромагніт розподільника повітря 1(3), в результаті чого стиснене повітря подається в безштокову порожнину циліндра 5. Захват розвантажувального пристрою переміщується в зону обробки.

Шток циліндра 5 в кінці ходу діє на електричний кінцевий вимикач 2(8), який подає сигнал на відключення електромагнітів розподільників повітря 1(1) і 1(2). Відбувається розтиск заготовки і відведення центру задньої бабки. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 8 діє на електричний кінцевий вимикач 2(1), який знеструмлює електромагніт розподільника повітря 1(3). Розподільник повітря 1(3) перемикається у вихідне положення, шток циліндра 5, переміщаючись вгору, відводить захват з заготовкою з робочої зони, і деталь скидається у відповідний лоток.

У верхньому положенні кулачок на штоку циліндра 5 діє на кінцевий вимикач 2(10), який подає сигнал на увімкнення електромагніту розподільника повітря 1(4), і цикл роботи верстата повторюється.

Пневматична схема управління автоматизованим горизонтально-фрезерним верстатом.

При увімкненні тумблера 1 (рисунок 4.145) керуючий сигнал від кінцевого вимикача 2(1) поступає в порожнини управління розподільників повітря 3(1) і 3(3). Розподільник повітря 3(1), перемикаючись, подає стиснене повітря до вхідного отвору кінцевого вимикача 2(2), а розподільник повітря 3(3) – живлення в безштокову порожнину циліндра 5. Циліндр 5 здійснює подання заготовок з магазинного завантажувального пристрою в пристосування і затиск їх в останньому.

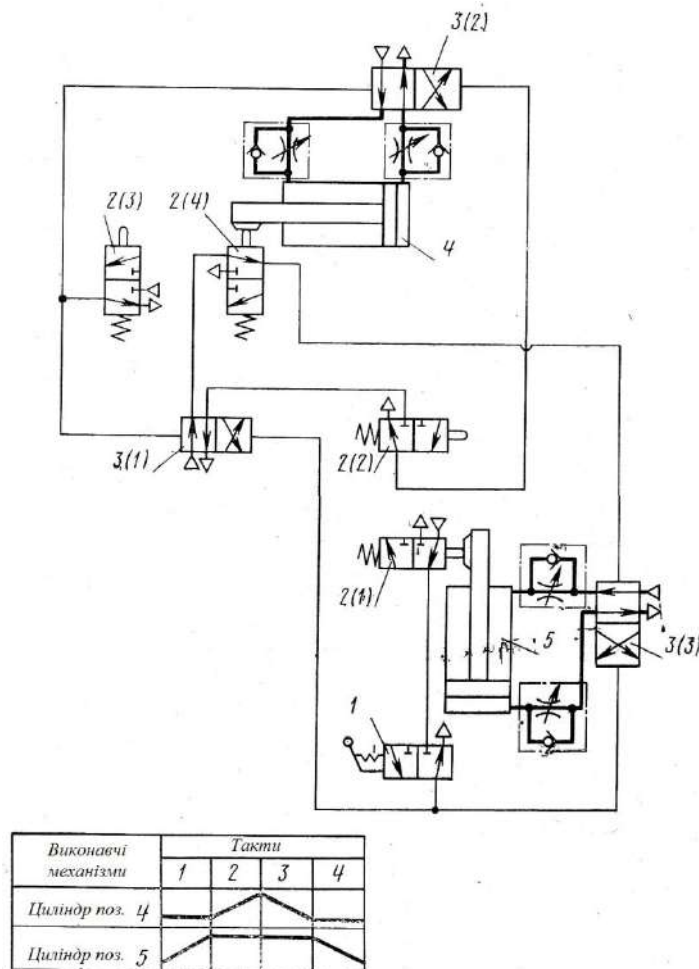


Рисунок 4.145 – Схема управління і циклограма роботи автоматизованого горизонтально-фрезерного верстата

В кінці ходу вгору кулачок на штоку циліндра 5 діє на кінцевий вимикач 2(2), який подає керуючий сигнал на перемикання розподільника повітря 3(2). Перемкнувшись, розподільник повітря 3(2) подає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 4. Шток циліндра 4 разом зі столом верстата здійснює один подвійний хід. Реверс стола здійснюється сигналом від кінцевого вимикача 2(3), який перемикає розподільники повітря 3(1) і 3(2) у вихідне положення. В кінці ходу вправо кулачок на штоку циліндра 4 діє на кінцевий вимикач 2(4), керуючий сигнал якого перемикає розподільник повітря 3(3) у вихідне положення. Шток циліндра 5 втягується і діє на кінцевий вимикач 2(1). Якщо увімкнений тумблер 1, цикл роботи верстата повторюється.

Схема управління свердильним верстатом.

Верстат оснащений пневмогідравлічним циліндром 5 (рисунки 4.146), який здійснює привід подачі магазинного завантажувального пристрою з пневмоциліндром 4 і затискним пристосуванням, що приводиться в дію пневмоциліндром 8. Шляхове управління циліндрами здійснюється за допомогою трилінійних кінцевих вимикачів 3(1), 3(2) і 3(3), які управляють основними чотирилінійними розподільниками 2(1), 2(2) і 7.

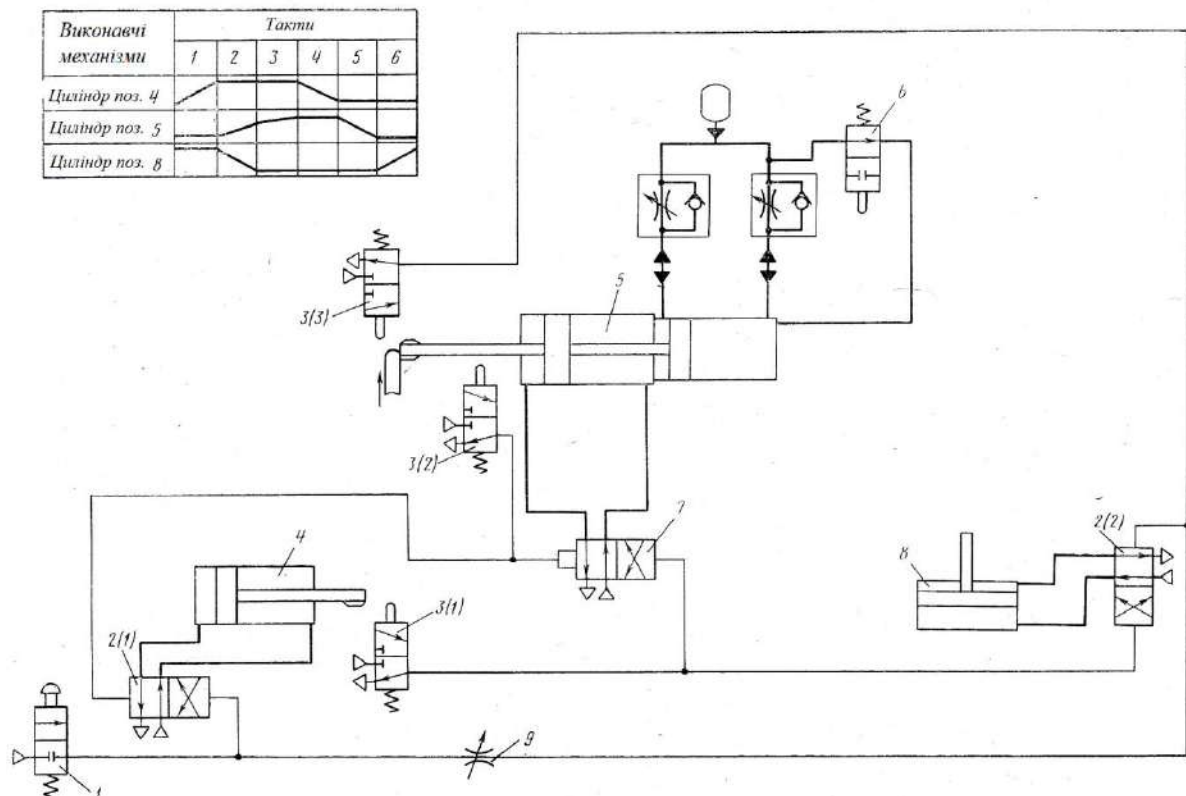


Рисунок 4.146 – Схема управління і циклограмма роботи дреля

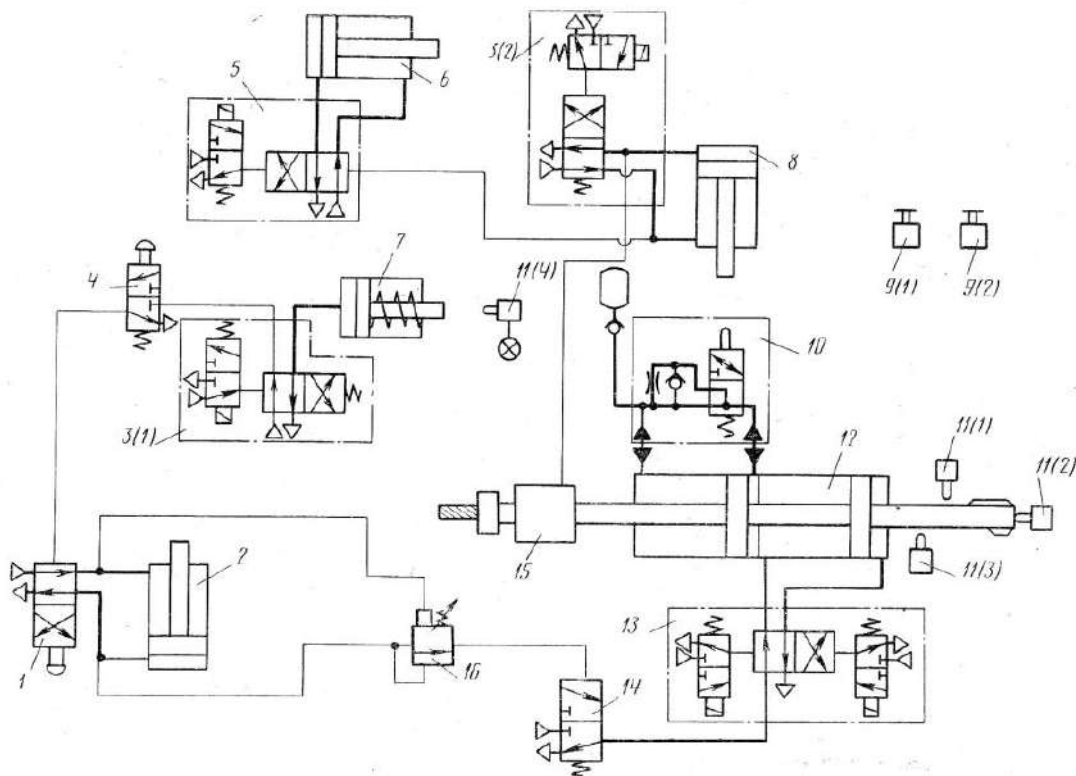
Після увімкнення кнопки 1 перемикається розподільник 2(1), і циліндр 4 здійснює завантаження верстата. Після закінчення завантаження вмикається кінцевий вимикач 3(1), сигнал від якого перемикає розподільники 2(2) і 7. Здійснюється затиск заготовки циліндром 8 і швидко підведення свердильної голівки за допомогою пневмогідроциліндра 5. Після дії голівки на гідравлічний клапан 6 припиняється швидка і починається робоча подача. Після закінчення обробки кулачок на штоку циліндра 5 діє на кінцевий вимикач 3(2), який управляє розподільниками 2(1) і 7.

Розподільник 2(1) перемикається, і шток циліндра 4 відводиться у вихідне положення. При цьому звільняється штовхач кінцевого вимикача 3(1). Зусиллям пружини він перемикається у вихідне положення і з'єднує з атмосферою праву порожнину управління розподільника з диференціальним управлінням 7. Розподільник при цьому перемикається. Свердлильна голівка відводиться у вихідне положення.

Під час робочої подачі був відведений упор, що обмежує рух штока циліндра 5 вліво. В кінці ходу вліво кулачок штока циліндра 5 діє на кінцевий вимикач 3(3). Подається сигнал на розтиск заготовки, а через деякий період часу, що настраюється дроселем 9, – на подання нової заготовки з магазину.

Коли пневмогідравлічна сверлильна голівка 12 (рисунок 4.147) відведена вправо, увімкнений електричний кінцевий вимикач 11(2), який подає сигнал електромагніту розподільника 3(1). Розподільник 3(1) з'єднує з тиском канал живлення пневмокнопки 4. Оператор встановлює деталь в затискні пристрої і вмикає розподільник 1. Повітря від розподільника 1 проходить в безштокову порожнину циліндра 2, що здійснює затиск деталі. Коли деталь затиснута, підвищується тиск в безштоковій порожнині циліндра 2 і спрацьовує клапан послідовності 16. Клапан послідовності пропускає стиснене повітря в порожнину управління розподільника 14, який, перемикаючись, пропускає повітря до каналу живлення розподільника 13. Одночасно оператор натискає електричні кнопки 9(1) і 9(2), які подають сигнали на увімкнення правого електромагніту розподільника повітря 13. Останній, перемикаючись, з'єднує з тиском праву порожнину пневмоциліндра – голівки 12. Свердлильна голівка переміщується вліво, розмикає контакти електровимикача 11(2) і знеструмлює електромагніт розподільника 3(1). Останній зусиллям пружини перемикається і пропускає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 7. Шток циліндра 7 переміщається вправо, вмикаючи електрови-

микач 11(4), після чого вмикається сигнальна лампочка. Канал живлення пневмокнопки 4 з'єднується з атмосферою, в результаті чого оператор не може реверсувати циліндр 2 до тих пір, поки свердлильна голівка не повернеться в крайнє праве положення.



Виконавчі механізми	Такти								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Циліндр поз. 2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Циліндр поз. 6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Циліндр поз. 7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Циліндр поз. 8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Циліндр поз. 12	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Пневмодвигун поз. 15	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Рисунок 4.147 – Схема управління і циклограма роботи дреля

Голівка швидко переміщається вперед і вмикає електричний кінцевий вимикач 11(1), який подає напругу до електромагніту розподільника 3(2). Розподільник 3(2) перемикається і з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 8. Шток циліндра 8 переміщається вниз і

вмикає гальмівний золотник 10, який регулює швидкість руху свердлильної голівки 12. Одночасно стиснене повітря поступає до пневмодвигуна 15, який починає обертатися. Таким чином, пневмогідравлічна голівка продовжує переміщатися вперед і свердлити отвір в деталі на необхідну глибину.

Коли необхідна глибина досягнута, вмикається електричний кінцевий вимикач 11(3), який подає сигнал до лівого електромагніту розподільника 13 і до електромагніту розподільника 5. Розподільник 13 перемикається у вихідне положення, і голівка відводиться назад з регульованою швидкістю, оберігаючи отвір від пошкодження, а розподільник 5, перемкнувшись, подає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 6. Поршень циліндра переміщується вправо.

Свердлильна голівка, продовжуючи переміщатися вправо, розмикає контакти електровимикача 11(1), який знеструмлює електромагніт розподільника 3(2).

Розподільник 3(2), перемкнувшись, подає стиснене повітря в штокову порожнину циліндра 8 і в праву порожнину управління розподільника 5. Шток циліндра 8 втягується, знімається дія з гальмівного золотника і голівка швидко переміщається вправо. Розподільник 5, перемикаючись, з'єднує з тиском штокову порожнину циліндра 6, і шток циліндра 6 відводиться вліво. В кінці ходу вправо пневмогідравлічна голівка 12 діє на кінцевий вимикач 11(2), що вмикає електромагніт розподільника 3(1). Останній, перемикаючись, пропускає стиснене повітря до каналу живлення пневмокнопки 4 і з'єднує безштокову порожнину циліндра 7 з атмосферою. Лампочка гасне. Оператор вмикає пневмокнопку 4, керуючий сигнал якої перемикає розподільник повітря 1, і деталь звільняється.

При увімкненні кнопки 1 (рисунок 4.148) подається імпульсний сигнал на перемикач розподільника повітря 2, який подає стиснене повітря в штокову порожнину циліндра 6, що здійснює затиск деталі, і в безштокову

ву порожнину циліндра 4, який переміщує рейку, змушуючи обертатися зубчасте колесо.

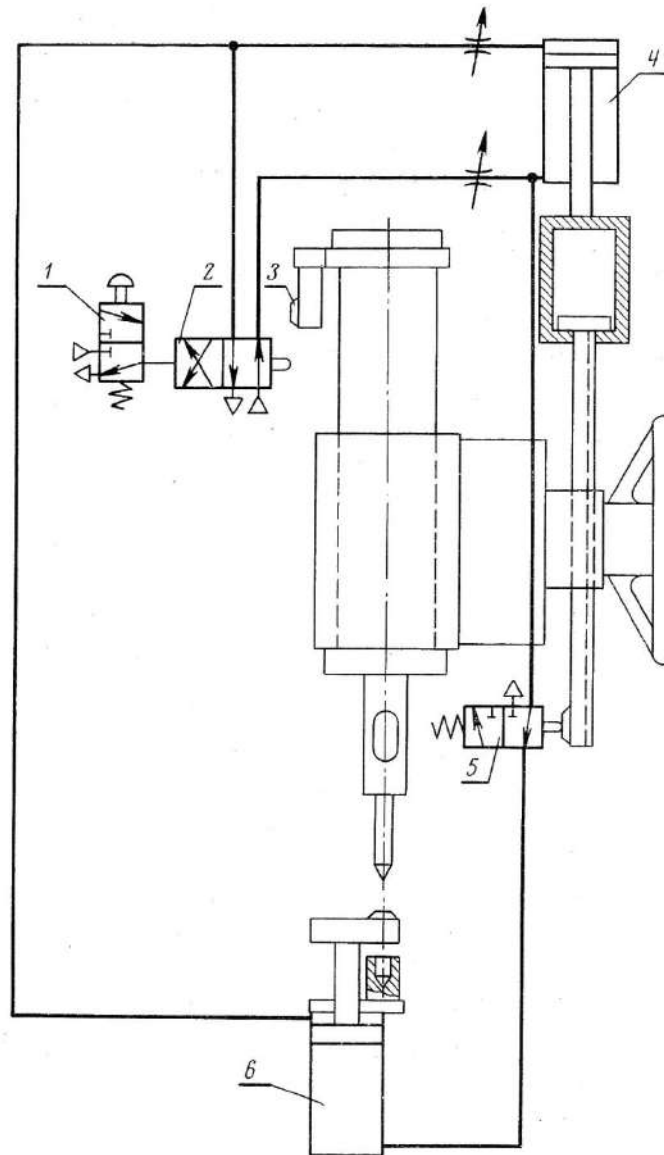


Рисунок 4.148 – Схема управління свердильним верстатом

Зубчасте колесо передає гільзі шпинделя і, отже, шпинделю верстата швидке переміщення до затиснутої в пристосуванні деталі. Коли рух штока циліндра 4 припиняється, рейка захоплюється механічною подачею в процесі обробки, переміщається вниз. В кінці обробки кулачок 3, закріплений на шпинделі, перемикає розподільник повітря 2, і стиснене повітря від розподільника повітря 2 поступає в штокову порожнину циліндра 4. Шток циліндра 4, піднімаючись вгору, захоплює за собою рей-

ку, а значить і гільзу зі шпинделем. Механічна подача гільзи вмикається рейкою. В кінці ходу кулачок на рейці вмикає кінцевий вимикач 5, який пропускає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 6. Деталь звільняється. На цьому цикл обробки закінчується.

Схема управління свердильним верстатом із завантажувальним пристроєм.

При увімкненні розподільника 1 (рисунок 4.149) з ручним управлінням система починає працювати тільки в тому випадку, якщо штоки циліндрів 9, 10 і 11 знаходяться у вихідному положенні і діють на кінцеві вимикачі 3(3), 3(5) і 3(7), через які подається живлення до пускового розподільника 1. Якщо деталі знаходяться в камері і розподільник 3(1) з чутливим важелем не перемикається, то повітря від розподільника 1 через розподільник 2 поступає в порожнину управління розподільника 8(1). Перемкнувшись, розподільник 8(1) з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 9, а штокову – з атмосферою. Шток циліндра 9 подає камеру з заготівками в зону обробки. В кінці ходу шток циліндра 9 діє на кінцевий вимикач 3(4), який подає сигнал на перемикання розподільників 8(1), 8(2) і 8(3). Розподільники 8(2) і 8(3), перемкнувшись, з'єднують безштокові порожнини циліндрів 10 і 11 з живленням, а штокові – з атмосферою. Відбувається подача свердильної та різьбонарізної голівок. В кінці ходу штоки циліндрів 10 і 11 вмикають кінцеві вимикачі 3(6) і 3(8), які перемикають розподільники 8(2) і 8(3) у вихідне положення і тим самим забезпечують повернення циліндрів 10 і 11. Цикл роботи завершений.

Якщо не здійснений затиск в камері, співвісний з живильним каналом розподільник 3(1) перемикається пружинним важелем, в результаті чого вмикається розподільник 2, запобігаючи увімкненню розподільника 8(1), який управляє циліндром 9. Одночасно подається тиск в порожнину управління розподільника 5, він перемикається, і повітря, яке збирається в камері 6, випускається і перемикає розподільник 4. Розподільник 4, пере-

микаючись, з'єднує з тиском штокову порожнину циліндра 7, шток якого при ході вперед знімає зачіпку під бункером.

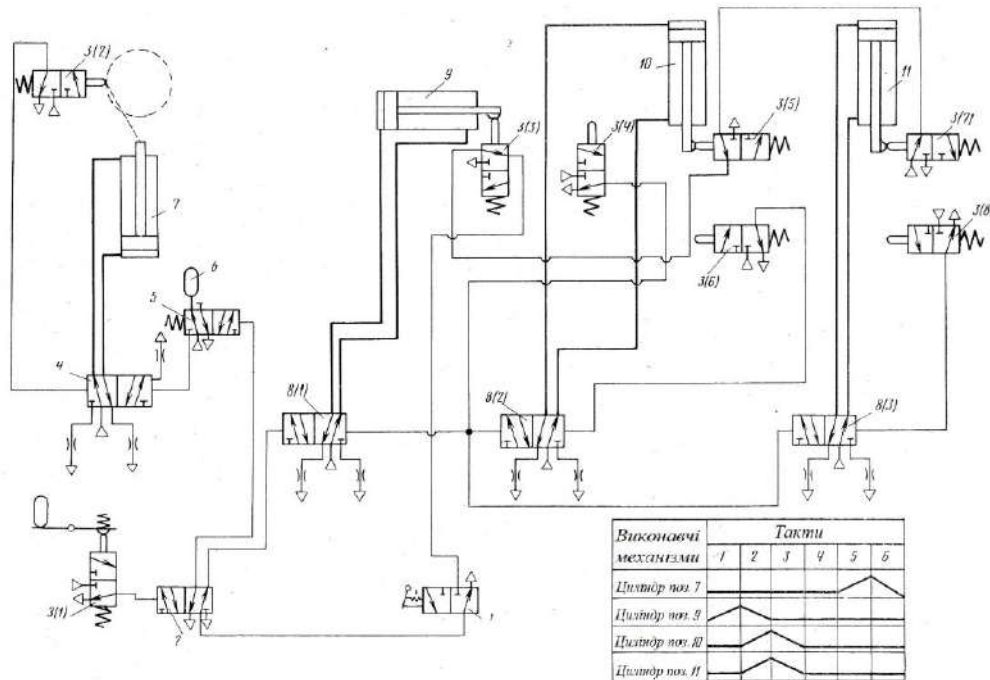


Рисунок 4.149 – Схема управління і циклограмма роботи дреля із завантажувальним пристроєм

В кінці ходу шток циліндра 7 діє на кінцевий вимикач 3(2), який, перемкнувшись, повертає розподільник 4 у вихідне положення, і починається зворотний хід фіксуючого циліндра. Цей хід забезпечує затиск деталі в заповненій камері і встановлює камеру співвісно з каналом живлення. Співвісність встановлюється раніше, ніж циліндр досягне кінця ходу. Таким чином камера утримується в завантажувальній позиції протягом усього часу виконання операцій.

Якщо під час робочого циклу перемкнути розподільник 1 у вихідне положення, то система припинить роботу раніше, ніж це повинно статися по циклу.

Схема управління свердильним верстатом з поворотним столом.

Верстат оснащений пристосуванням, що складається з двох вертикальних магазинів і поворотного стола.

В столі є отвори для проходу завантажувального і розвантажувального штовхачів, що приводяться в рух циліндрами 8 і 10 (рисунк 4.150). Поворот столу здійснює циліндр 4.

Увімкненням електромагніту розподільника повітря 3 починається цикл роботи верстата за умови, якщо тиск з лівої порожнини управління розподільника повітря 3 скидається через увімкнені кінцеві вимикачі 1(7), 1(6) і 1(3). Перемкнувшись, розподільник повітря 3 подає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 4. Відбувається поворот столу.

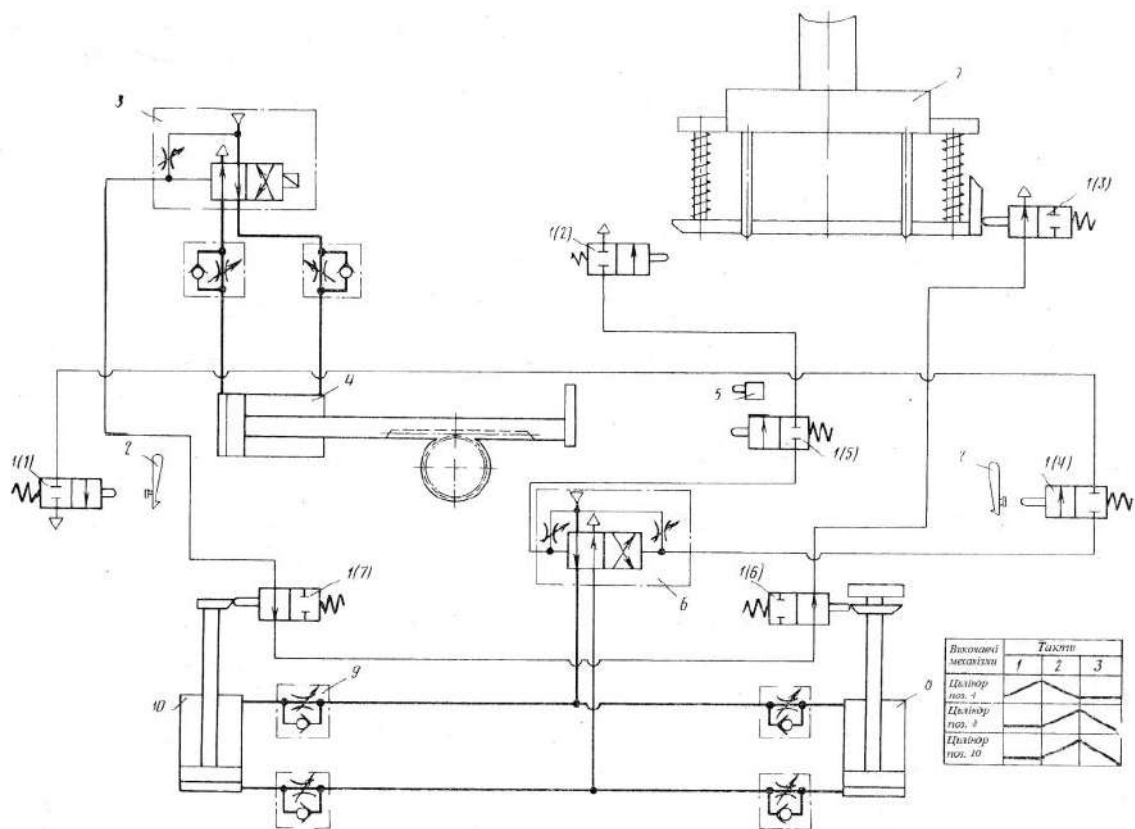


Рисунок 4.150 – Схема управління і циклограмма роботи дреля з поворотним столом

В кінці повороту вмикаються кінцевий вимикач 1(5) і електричний вимикач 5, подається команда на переміщення свердильної голівки 7. Упор свердильної голівки діє на кінцевий перемикач 1(2), який скидає тиск з лівої порожнини управління розподільника повітря 6 через увімкнений блокувальний кінцевий вимикач 1(5). Перемикаючись, розподільник повітря 6 подає стиснене повітря в безштокові порожнини

циліндрів 8 і 10. Штоки циліндрів переміщаються вгору і звільняють штовхачі кінцевих вимикачів 1(7) і 1(6). Тиск в лівій порожнини розподільника повітря 3 підвищується, він перемикається, і шток циліндра 4 повертається у вихідне положення. Розвантажувальний штовхач передає оброблену заготовку з поворотного столу в магазин-накопичувач, а завантажувальний штовхач бере чергову заготовку з магазину. Виконання цих дій контролюють кінцеві вимикачі 1(1) і 1(4). При дії на них важелями 2 відбувається повернення штоків циліндрів 8 і 10 у вихідне положення. Швидкість переміщення штоків циліндрів регулюється дроселями зі зворотним клапаном 9. Як тільки голівка 7 і циліндри 8 і 10 повернуться у вихідне положення і увімкнуть кінцеві вимикачі 1(3), 1(6) і 1(7), цикл роботи верстата повторюється.

У вихідному положенні 48-шпиндельна сверлильна голівка, що приводиться в дію циліндром 6 (рисунок 4.151), знаходиться в верхньому крайньому положенні і діє на кінцевий вимикач 5(2).

При увімкненні тумблера 1 командний сигнал проходить через кінцеві вимикачі 2 і 5(2) в ліву порожнину управління розподільника повітря 3(2). Перемкнувшись, розподільник повітря 3(2) подає стиснене повітря в штокову порожнину циліндра 9. Циліндр 9 подає заготовку з магазину в зону обробки, а оброблену деталь до пневмоциліндра 4. В кінці ходу вліво шток циліндра 9 діє на кінцевий вимикач 5(3) та електричний вимикач 8(3).

Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 5(3) поступає в праві порожнини управління розподільників повітря 3(1) і 3(2), а сигнал від електричного вимикача 8(3) вмикає електромагніт розподільника 7(1) і вмикає електромагніт розподільника 7(2). Оброблена деталь перекладається циліндром 4 у вертикальне положення і під дією власної ваги скочується по похилому лотку. Циліндр 6 швидко підводить свердлильну голівку до заготовки. Як тільки кінцеві вимикачі 2 і 5(2) будуть відпущені, розподільник повітря 3(2) перемикається, і циліндр 9 відводить живильник

у вихідне положення. Оброблена деталь діє на кінцевий вимикач 5(1), керуючий сигнал якого перемикає розподільник повітря 3(1) у вихідне положення. Шток циліндра 4 втягується.

Швидке переміщення свердлильної голівки після перемикання електричного вимикача 8(1), що подає сигнал на вимкнення електромагніту розподільника 7(1), припиняється, вмикається електромагнітна муфта механізму робочої подачі. Робоча подача свердлильної голівки обмежується жорстким упором і кінцевим електричним вимикачем 8(2), який подає сигнал на відключення електромагнітної муфти і увімкнення електромагніту розподільника 7(2).

При підйомі голівки у вихідне положення вона діє на кінцевий вимикач 5(2), і цикл повторюється.

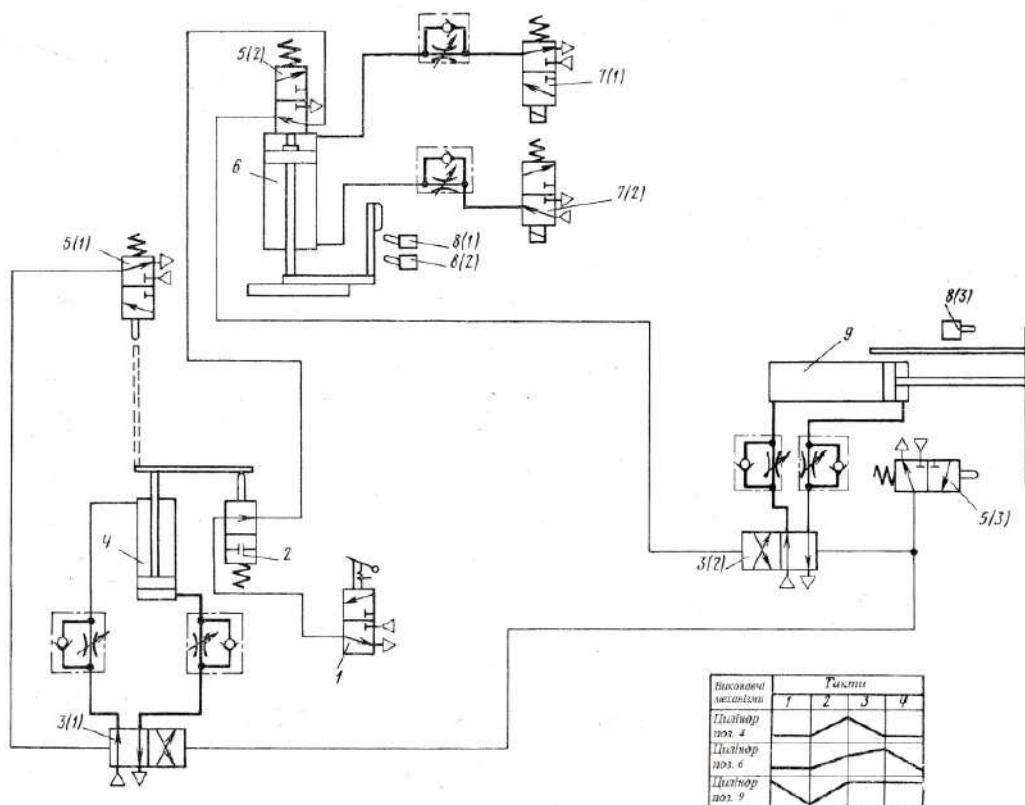


Рисунок 4.151 – Схема управління і циклограма роботи дреля

При увімкненні тумблера 1 (рисунок 4.152) керуючий сигнал від кінцевого вимикача 2(2) перемикає розподільники повітря 3(1) і 6. Розподіль-

ник 3(1) з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 4, що здійснює затиск деталі, а розподільник 6 з'єднує з тиском канали живлення кінцевих вимикачів 2(1) і 2(4). В кінці ходу вліво кулачок на штоку циліндра 4 діє на кінцевий вимикач 2(1), який подає керуючий сигнал на перемикання розподільника повітря 3(2).

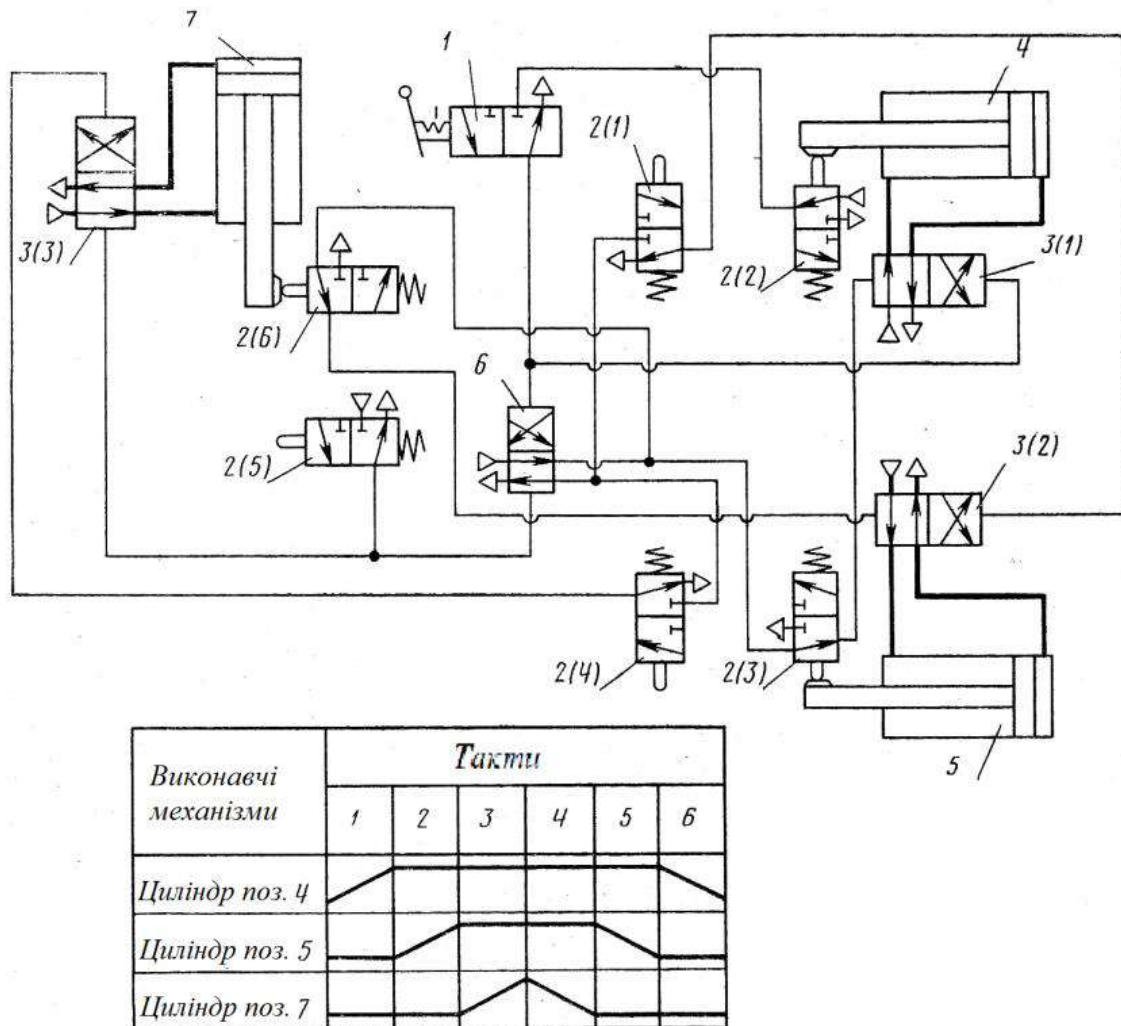


Рисунок 4.152 – Схема управління і циклограмма роботи дреля

Перемкнувшись, розподільник повітря 3(2) з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 5, переміщує пристосування з деталлю в зону обробки. В кінці ходу вліво кулачок штока циліндра 5 діє на кінцевий вимикач 2(4). Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 2(4) перемикає

розподільник повітря 3(3), який з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 7, що здійснює обробку деталі.

В кінці робочого ходу вмикається кінцевий вимикач 2(5), від якого подається керуючий сигнал в порожнини управління розподільників повітря 3(3) і 6. Відбувається відведення інструменту, а розподільник 6 з'єднує з тиском канали живлення кінцевих вимикачів 2(6) і 2(3). Повернувшись у вихідне положення, шток циліндра 7 вмикає кінцевий вимикач 2(6), від якого поступає сигнал на перемикання розподільника повітря 3(2). Шток циліндра 5 відводиться у вихідне положення і діє на кінцевий вимикач отримувача 2(3). Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 2(3) поступає в ліву порожнину управління розподільника повітря 3(1) і перемикає його. Відбувається розтиск деталі.

Якщо увімкнений тумблер 1, то цикл роботи циліндрів повторюється.

Схема управління вертикально-протяжним верстатом

Заготівки піднімаються пневматичним підйомником з пневмоциліндром 4 (рисунок 4.153), захоплюються пневматичною рукою, яка управляється пневмоциліндром 6, встановлюються і закріплюються в пристосуванні за допомогою пневмоциліндра 5. Після закінчення обробки механічна рука з заготівкою відходить від пристосування до підйомника для прийому нових заготовок. На шляху руху руки оброблені заготівки з її гнізда вибиваються упорами і скочуються по жолобу в приймач.

Послідовність роботи пневмоциліндрів визначається розстановкою кінцевих вимикачів 1(1)-1(6), які управляють розподільниками 2(1)-2(3). На кінцеві вимикачі діє упор, закріплений на державці протяжки 7, під час її холостого ходу. Таким чином здійснюється управління за часом. Привід протягання виконує роль командоапарата.

При русі столу на робочу позицію кінцевий вимикач 1(7) перемикається і на час робочого ходу протяжки роз'єднує кінцеві вимикачі 1(1)-1(6) з мережею. Для запобігання аварій в схемі передбачене електричне блокування і реле тиску 3.

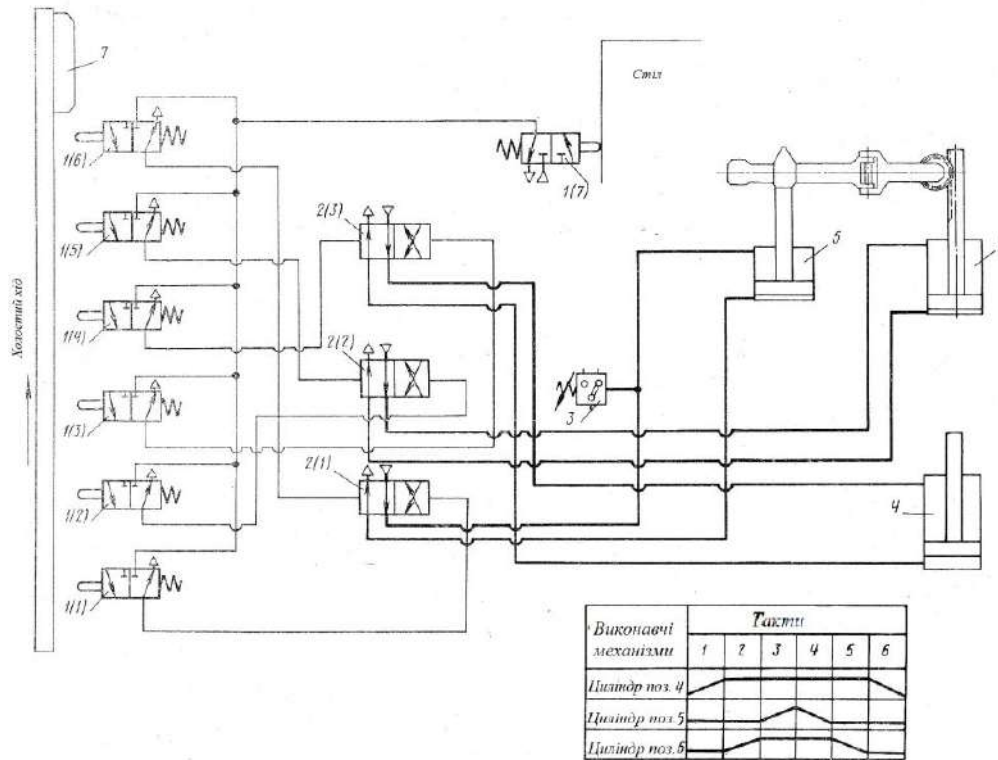


Рисунок 4.153 – Схема управління і циклограма роботи вертикально-протяжного верстата

Схема управління агрегатними верстатами.

При увімкненні кнопки 1 (рисунок 4.154) керуючий сигнал перемикає розподільник повітря 2(1), який подає стиснене повітря в безштокову порожнину циліндра 5. Деталь затискається. Коли тиск в без штоковій порожнині циліндра 5 підвищиться, перемикається реле тиску 4, сигнал від якого вмикає реле часу 3. Через проміжок часу, який визначається настройкою дроселя реле часу, останній спрацює і видає імпульсний сигнал на перемикання розподільника повітря 2(2).

Розподільник повітря 2(2), перемкнувшись, з'єднує безштокову порожнину циліндра 6 з тиском. Шток циліндра 6 переміщається вліво, і відбувається обробка деталі. Швидкість переміщення штока циліндра 6

регулюється гідравлічним циліндром, шток якого жорстко пов'язаний з штоком циліндра 6. В кінці ходу вліво кулачок штока циліндра 6 діє на кінцевий вимикач 8, який подає сигнал на перемикання розподільника повітря 2(2) і повернення штока циліндра 6 у вихідне положення. В кінці ходу вправо вмикається короткочасно кінцевий вимикач з ламким важелем 7, який подає імпульсний сигнал на перемикання розподільника повітря 2(1).

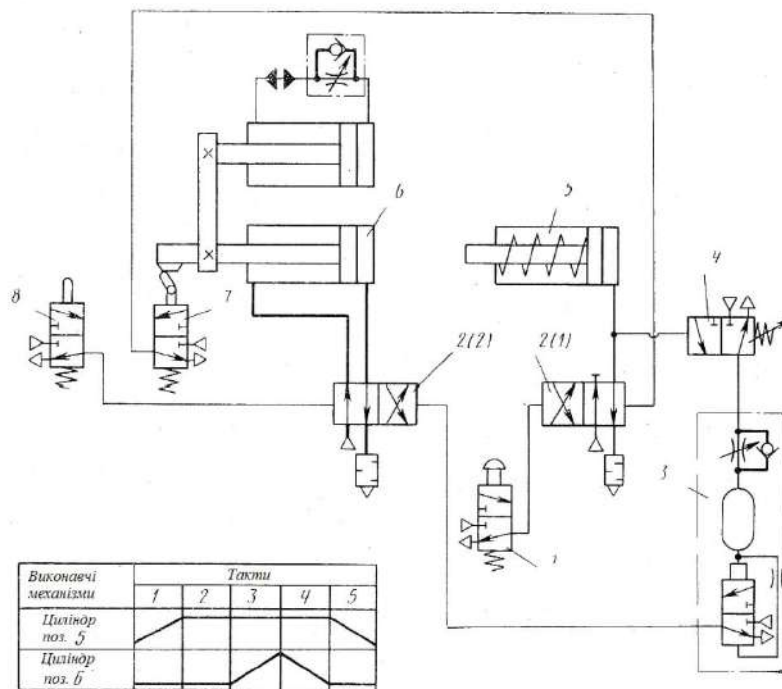


Рисунок 4.154 – Схема управління і циклограма роботи агрегатного верстата

Перемкнувшись, розподільник повітря 2(1) з'єднує з атмосферою безштокову порожнину циліндра 5, і деталь розтискається. Цикл роботи верстата завершений.

Пневмогідравлічна схема управління п'ятипозиційним агрегатним верстатом для свердління і нарізання різьби.

Верстат має одну завантажувальну і чотири робочих позиції. На станині зверху і знизу відносно поворотного столу встановлені силові голівки. Подача силових голівок здійснюється пневмогідравлічними

механізмами, а обертання вони отримують від пневматичних турбінок, що включаються в дію при підведенні інструментів до заготовок.

На схемі (рисунок 4.155) зображені пневматичні механізми поворотного столу з шляховим управлінням і пневмогідравлічні механізми подачі голівок.

При увімкненні кнопки 6 перемикається чотирилінійний розподільник 3(2), який з'єднує штокову порожнину циліндра 8 і безштокову порожнину циліндра 7 з тиском. Шток пневмоциліндра 7 вводить ролик в паз поворотної плити, шток пневмоциліндра 8 виводить фіксатор і звільняє стіл. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра 8 діє на кінцевий вимикач 1(4), який управляє розподільником 3(1). Розподільник 3(1) перемикається, і шток циліндра 4 завершує поворот столу на одну позицію. В кінці ходу шток циліндра 4 діє на кінцеві вимикачі 5(1) і 5(2). Сигнал від кінцевого вимикача 5(1) перемикає розподільник 3(2) у вихідне положення. Шток пневмоциліндра 7 виводить ролик з паза поворотної плити, а шток пневмоциліндра 8 фіксує стіл. В кінці ходу шток пневмоциліндра 8 перемикає кінцевий вимикач 5(3), від якого сигнал, проходячи через натиснутий кінцевий вимикач 5(2), перемикає розподільник 3(1), в результаті чого циліндр 4 повороту столу повертається у вихідне положення.

Одночасно повітря поступає в порожнину управління п'ятилінійного розподільника 9, який управляє поданням повітря в резервуари 10(1) і 10(2). Повітря випускається з резервуара 10(1) і подається в резервуар 10(2). При цьому гідроциліндри переміщують свердлильні й різьбонарізні голівки у напрямі до заготовок. Голівка, що завершує роботу останніх, вмикає кінцевий вимикач 5(5), який управляє розподільником 9, і голівки відводяться у вихідне положення.

Дволінійні розподільники 11(1) і 11(2) з пневматичним управлінням призначені для припинення подання масла до гідроциліндрів верхніх голівок при налагодженні роботи нижніх голівок.

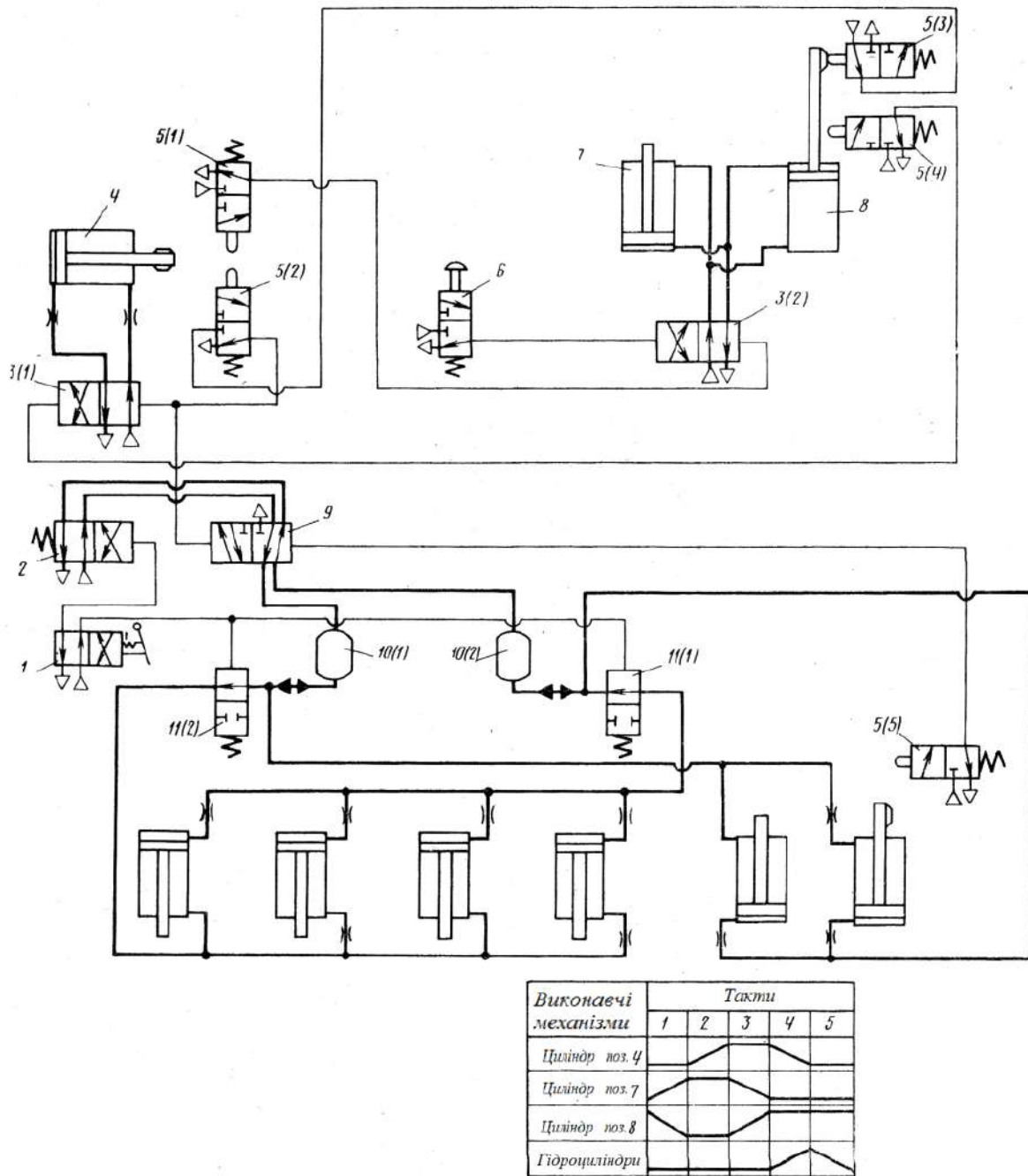


Рисунок. 4.155 – Схема управління і циклограмма роботи п'ятипозиційного агрегатного верстата для свердління і нарізування різьби

При увімкненні налагоджувального розподільника 1 верхні порожнини управління розподільників 11(1) і 11(2) з'єднуються з атмосферою, і розподільники перекривають подання масла до гідроциліндрів верхніх силових голівок. Одночасно перемикається розподільник 2, в результаті чого повітря подається в резервуар 10(2) і нижні голівки переміщуються вперед.

При перемиканні налагоджувального розподільника у вихідне) положення нижні голівки також повертаються у вихідне положення.

Пневматична схема управління пресом.

Пневматична схема управління (рисунок 4.156) призначена для забезпечення безпеки роботи на пресах, що мають жорсткі муфти увімкнення.

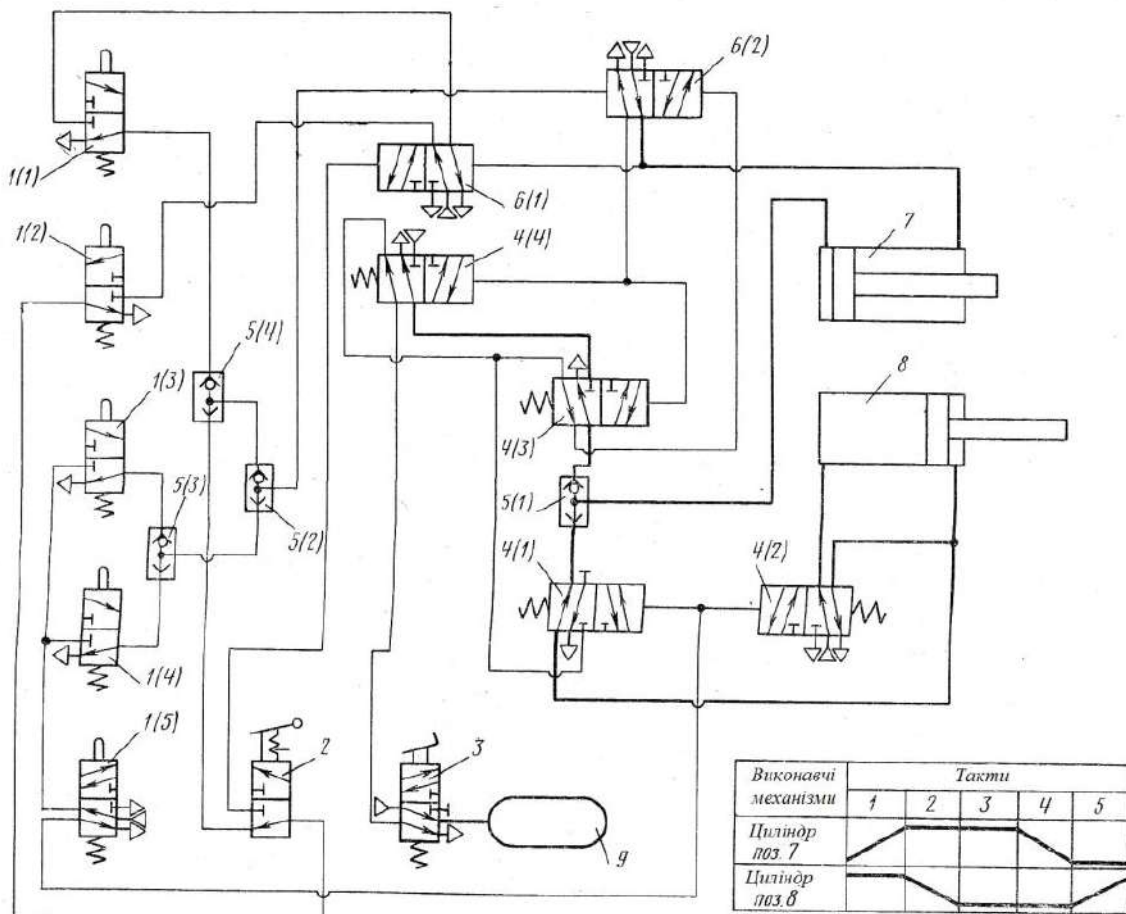


Рисунок 4.156 – Схема управління і циклограмма роботи преса із захисною решіткою

Робота преса при застосуванні даної схеми управління здійснюється наступним чином. Захисна решітка циліндром 7 опускається в нижнє положення і вмикає кінцевий вимикач 1(5). Перемикається розподільник повітря 4(2), і циліндр 8 муфти вмикає повзун преса. В кінці ходу повзуна

вниз циліндр 8 повертається у вихідне положення, в результаті чого повзун здійснює один хід.

На початку поворотного ходу решітка піднімається, дозволяючи видалити деталь. Щоб уникнути випадкового здвоювання ходів повзуна, яке може статися, якщо оператор забув зняти ногу з педалі розподільника 3, стиснене повітря поступає в схему через розподільник 3 з резервуара 9.

Схема має блокування, при якій в разі заклинювання розподільника 4(2) в робочому положенні (що також може привести до здвоювання ходів), з розподільника 4(2) подається повітря в циліндр 7 і опускає решітку. До нижньої кромки решітки кріпиться облицьована гумою горизонтальна балка, яка може незначно переміщатися по вертикалі. Якщо на шляху балки зустрічається рука оператора або інша перешкода, то відкриваються кінцеві вимикачі 1(3) і 1(4). Відбувається негайний підйом решітки, яка залишається піднятою до тих пір, поки оператор знову не увімкне прес. У нижньому положенні захисної решітки кінцеві вимикачі 1(3) і 1(4) відключаються від живлення, так що переміщення балки не приводить до підняття решітки.

Пневматична схема призначена для роботи в двох режимах:

- одноходовий цикл преса;
- цикл з двох ходів преса.

Одноходовий цикл. Перемикач режимів 2 встановлюється в положення («Одноходовий цикл») (див. рисунок 4.156). Оператор натискає педаль, посилаючи керуючий сигнал від резервуара 9 через розподільник 3 і розподільники повітря 4(4) і 4(3) в праву порожнину управління розподільника повітря 6(2). В цей час розподільник повітря 4(1) закритий, так що робоча порожнина циліндра 7 захисної решітки з'єднана з атмосферою через роздільний клапан 5(1) і розподільники повітря 4(1) і 4(2). Повітря з основної магістралі поступає через розподільник повітря 6(2) в праві порожнини управління розподільників повітря 4(4) і 4(3), спричиня-

ючи їх перемикання. При цьому повітря з ліній управління і резервуара 9 викидається в атмосферу. Повітря з основної магістралі через розподільники повітря 4(4) і 4(3) і роздільний клапан 5(1) подається в безштокову порожнину циліндра 7 захисної решітки, який опускає її вниз.

В цей час кінцеві вимикачі 1(3) і 1(4) горизонтальної балки підключені до джерела живлення через нормально відкритий кінцевий вимикач 1(5). Якщо решітка, що опускається, зустріне перешкоду, то балка увімкне кінцеві вимикачі 1(3) і 1(4) і пошле сигнал через роздільні клапани 5(3) і 5(2) в ліву порожнину управління розподільника повітря 6(2). Останній перемикнеться і направить повітря в штокову порожнину циліндра 7 захисної решітки, одночасно припиняючи подання повітря від розподільників повітря 4(4) і 4(3). Решітка підніметься.

Якщо решітка має можливість опуститися до кінця, вона натискає кінцевий вимикач 1(5), припиняючи подання живлення до кінцевих вимикачів 1(3) та 1(4) і подаючи керуючий сигнал в ліву порожнину управління розподільника повітря 4(2). В результаті спрацьовує циліндр 5 муфти, і прес здійснює робочий цикл. Оскільки до кінцевих вимикачів 1(3) і 1(4) тепер живлення не подається, решітка не може бути піднята шляхом переміщення горизонтальної балки. Поки циліндр муфти знаходиться в робочому положенні, повітря поступає через розподільник повітря 4(2) в замкнену лінію розподільника повітря 4(1).

Перш ніж повзун преса досягне нижньої мертвої точки, натискається кінцевий вимикач 1(2), який посиляє сигнал від розподільника 6(1) через перемикач 2 і роздільні клапани 5(4) і 5(2) в ліву порожнину управління розподільника повітря 6(2). Решітка піднімається. При звільненні решіткою кінцевого вимикача 1(5) подання сигналу в керуючі порожнини розподільників 4(1) і 4(2) припиняється. При цьому відбувається реверс циліндра 8 муфти, і повзун преса зупиняється у верхній мертвій точці. При заклинюванні розподільника повітря 4(2) в робочому положенні муфта

преса залишається увімкненою, але через розподільник 4(1) і роздільний клапан 5(1) подається тиск в робочу порожнину циліндра 7 захисної решітки, спричиняючи її негайне закриття.

Цикл з двох ходів преса. Іноді з технологічних міркувань буває необхідно здійснити цикл з двох послідовних ходів преса. З цією метою в схему введений додатковий кінцевий вимикач 1(1), що управляється так само, як і кінцевий вимикач 1(2) від кулачка, розташованого на валу преса.

Перемикач режимів 2 встановлюється в положення «Двоходовий цикл» так, що вихід кінцевого вимикача 1(2) з'єднується через перемикач 2 з лівою порожниною управління розподільника повітря 6(1). При першому обороті вала вмикається кінцевий вимикач 1(2), і повітря з виходу розподільника 6(1) через кінцевий вимикач 1(2) і перемикач 2 подається в ліву порожнину управління розподільника 6(1). Останній перемикається, направляючи повітря для живлення кінцевого вимикача 1(1) і припиняючи живлення кінцевого вимикача 1(2).

При другому ході преса кулачок на валу вмикає кінцевий вимикач 1(1), посилаючи керуючий сигнал через роздільні клапани 5(4) і 5(2) в ліву порожнину управління розподільника повітря 6(2). Цикл завершується. Сигнал, поданий з штокової порожнини циліндра 7 захисної решітки в ліву порожнину управління розподільника 6(1), готує його для здійснення наступного двоходового циклу.

Схемою (рисунок 4.157) передбачене ручне і ножне управління пресом. Перемикання з одного виду управління на інше здійснюється розподільником 1, який управляється ключем.

Ручне управління здійснюється двома п'ятилінійними розподільниками 7(1) і 7(2), коли розподільник 1 знаходиться в положенні, показаному на схемі. При цьому стиснене повітря від розподільника 1 проходить через розподільники 7(1) і 7(2) в резервуар 6. Розподільники 7(1) і

7(2) з'єднані між собою таким чином, що руки оператора під час пресування знаходяться на руків'ях розподільників і не наражаються на небезпеку. Якщо буде знята дія на один з розподільників, він перемкнеться тиском повітря, і шток циліндра преса повернеться у вихідне положення.

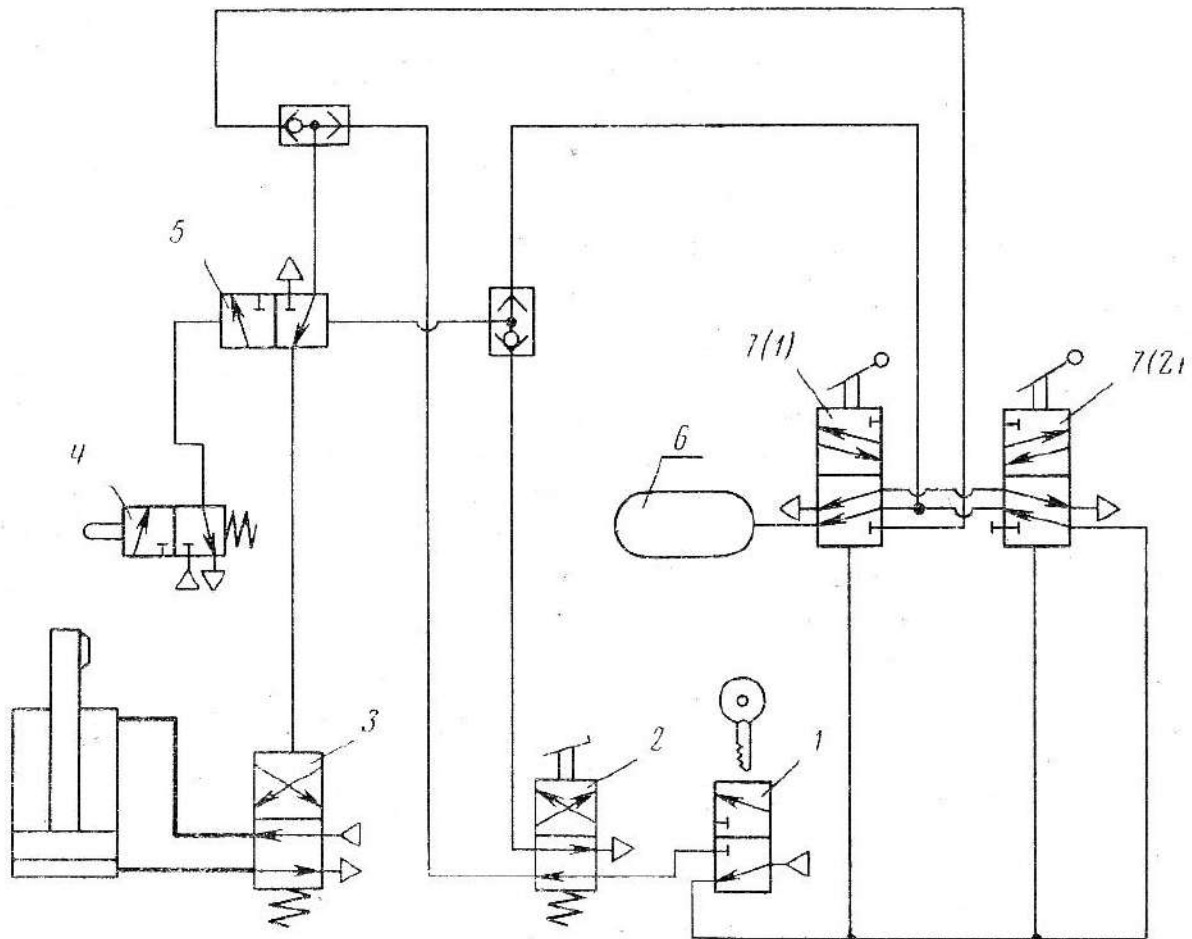


Рисунок 4.157 – Схема управління пресом

При дії на руків'я розподільників 7(1) і 7(2) стиснене повітря з резервуара 6 через роздільний клапан і розподільник 5 поступає в порожнину управління розподільника 3, який, перемикаючись, з'єднує безштокову порожнину циліндра з тиском. Здійснюється пресування. В кінці ходу кулачок на штоку циліндра діє на штовхач кінцевого вимикача 4, керуючий сигнал поступає в ліву порожнину управління розподільника 5. Розподільник 5 перемкнеться і з'єднає з атмосферою верхню порожнину

управління розподільника 3. Останній зусиллям пружини перемикається, і шток циліндра повертається у вихідне положення.

Якщо оператор увімкне тільки розподільник 7(1), то повітря з резервуара скинеться в атмосферу через розподільник 7(2), те ж саме відбувається і при увімкненні одного розподільника 7(2).

Повторний цикл може бути проведений тільки після того, як руків'я обох розподільників 7(1) і 7(2) будуть відпущені і знову натиснуті. При перемиканні розподільника 1 система переводиться на ножне управління. При натисненні на педаль розподільника 2 сигнал через роздільний клапан і розподільник 5 поступає у верхню порожнину управління розподільника 3. Надалі робота системи відбувається так само, як і при ручному управлінні.

Тумблер 4 (рисунок 4.158) дозволяє перемикати систему на напівавтоматичний або автоматичний режим роботи. При увімкненні крана 1 стиснене повітря з мережі поступає до розподільника 3(1), 3(2) та 8 і до кінцевих вимикачів 6(1), 6(2) і 6(3). Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 6(1) проходить через тумблер 4, якщо він встановлений на автоматичний режим, до роздільного клапана в праву порожнину управління розподільника 3(1) і перемикає його. Розподільник 3(1) з'єднує з тиском безштокову порожнину циліндра 5, який здійснює поворот столу. В кінці ходу вліво шток циліндра 5 діє на кінцевий вимикач 6(2), який подає сигнал на перемикання розподільника повітря 8. Шток циліндра 9 здійснює робочий хід. В кінці ходу вмикається кінцевий вимикач 6(3). Керуючий сигнал від кінцевого вимикача 6(3) перемикає розподільник 7 (відбувається обдув поворотного столу) і розподільники 3(1) і 3(2). Шток циліндра 5 повертається у вихідне положення і відпускає штовхач кінцевого вимикача 6(2). Знімається керуючий сигнал з розподільника 8, і шток циліндра 9 повертається у вихідне положення. В кінці ходу вправо

кулачок на штоку циліндра 5 діє на кінцевий вимикач 6(1), і цикл повторюється.

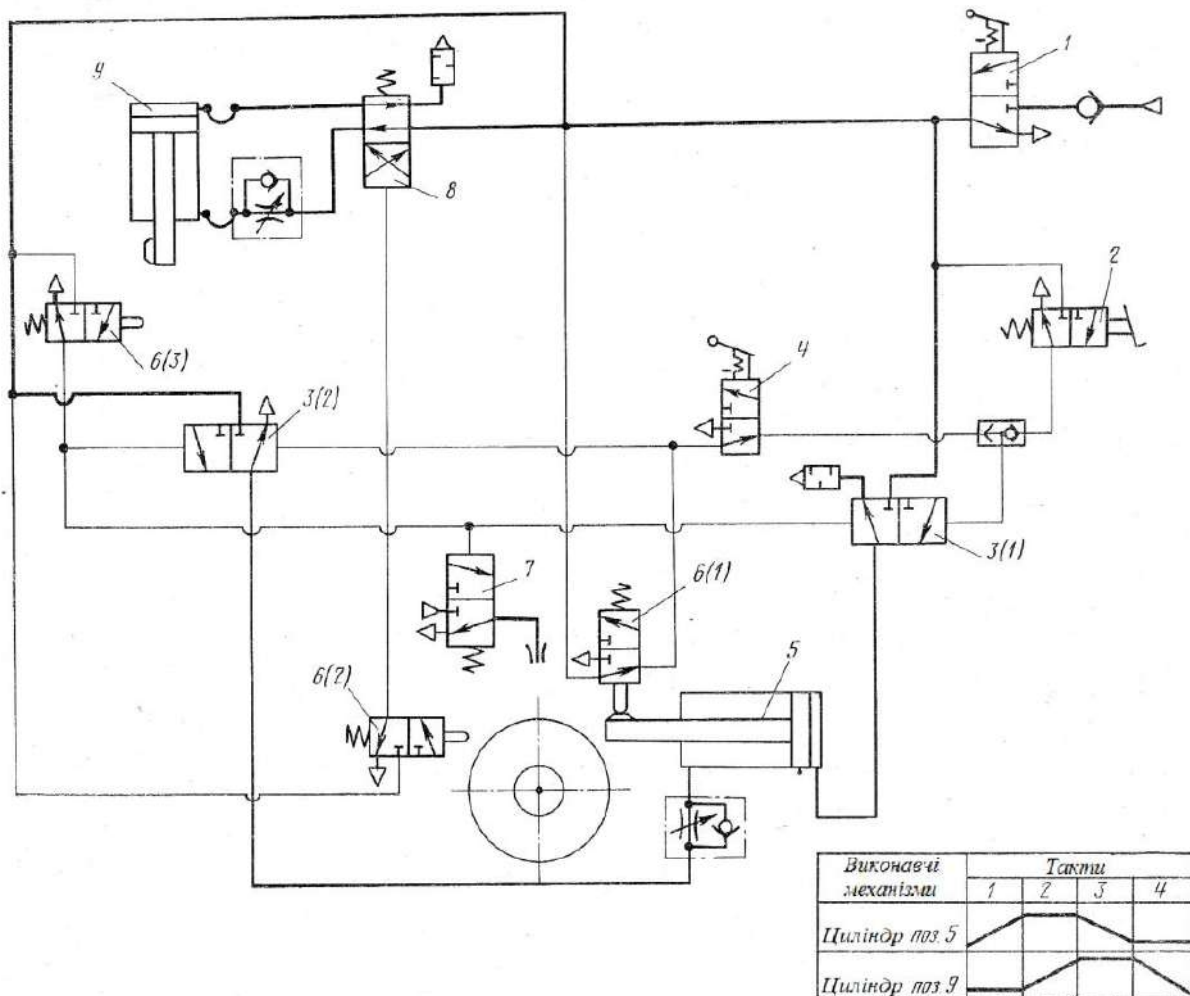


Рисунок 4.158 – Схема управління і циклограмма роботи преса

Якщо перемкнути тумблер 4, то система переходить на напівавтоматичний режим роботи. Пуск системи буде здійснюватися увімкненням пускового розподільника з ножним управлінням 2.

Схема управління механічною рукою штампувального верстата.

При підйомі повзуна верстата після штампування вмикається електричний кінцевий вимикач, який вмикає електромагніт розподільника 1 (рисунки 4.158, 4.159). Шток пневмоциліндра 7 висувається і заготівка захоплюється кліщами. Одночасно від розподільника 1 повітря спрямовується в ланцюги управління розподільників 2(1) і 2(2), які управляють циліндрами 5 і 6 ви-

ведення і підйому заготівки. Стиснене повітря проходить через дроселі зі зворотним клапаном 4(2) і 4(3) в резервуари 3(1) і 3(2). Наповнення резервуарів до тиску, необхідного для перемикання розподільників визначає витримку часу в спрацьовуванні пневмоциліндрів 5 і 6 по відношенню до пневмоциліндра 7.

Після виведення і підйому заготівки з робочої зони спрацьовує електричний кінцевий вимикач, знеструмлюючи електромагніт розподільника 1. Відбувається зворотний хід штока циліндра 7, кліщі розпрямляються і заготівка звільняється. Ланцюги управління розподільників 2(1) і 2(2) з'єднуються з атмосферою. Стиснене повітря з резервуарів виходить через дроселі зі зворотним клапаном 4(1) і 4(4). При падінні тиску в резервуарах розподільники 2(1) і 2(2) зусиллям пружини повертаються (у вихідне) положення.

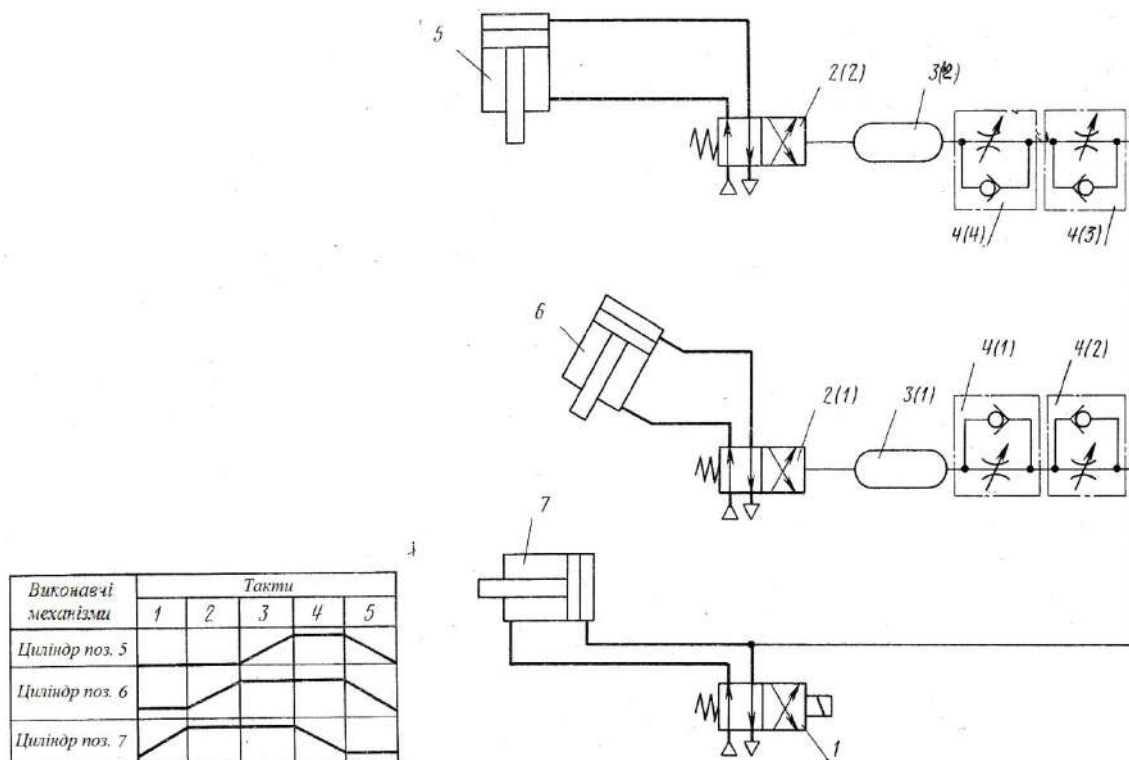


Рисунок 4.159 – Схема управління і циклограма роботи механічної руки штампувального верстата

4.2. Об'ємні гідромашини

Об'ємною називається гідромашина, робочий процес якої заснований на поперемінному заповненні робочої камери рідиною і витісненні її з робочої камери.

Основними елементами об'ємних гідромашин є робоча камера, рухомий елемент (витіснювач) і розподільник.

Під робочою камерою розуміється обмежений простір усередині машини, який періодично міняє свій об'єм і поперемінно сполучається з місцями входу і виходу рідини. Робоча камера складається з основного (корисного), що змінюється під час роботи, об'єму і незмінного (шкідливого), який обумовлений необхідними конструктивними зазорами між камерою і рухомих елементом. Шкідливий об'єм практично не впливає на робочий процес об'ємної машини при малостискуваних рідинах, і навпаки, при стискуваних рідинах його вплив значний.

Якщо робоча камера гідромашини за один оборот валу тільки один раз заповнюється рідиною і звільняється від неї, то така машина називається машиною одноразової дії, якщо відбувається кілька циклів, то вона називається машиною багаторазової дії.

Характерний технічний показник об'ємної гідромашини – її робочий об'єм.

Робочий об'єм дорівнює сумі змін об'ємів робочих камер гідромашини за один її оборот. Він являє собою об'єм нестисливої рідини, яка видається насосом або витрачається гідромотором за один оборот за відсутності в них витоків.

Гідромашини із змінним робочим об'ємом називаються регульованими, а з незмінним – нерегульованими.

Рухомий елемент змінює об'єм робочої камери, а розподільник поперемінно сполучає її з місцями входу і виходу рідини.

За кількістю робочих камер гідромашини діляться на одно- і багатокамерні, а по конструктивному виконанню рухомих елементів – на поршневі, шестеренні, пластинчасті і гвинтові.

Відповідно до того, створюють гідромашини потік рідини або використовують його, їх поділяють на об'ємні насоси і гідродвигуни.

В принципі, насоси і гідродвигуни взаємооборотні, проте безпосереднє використання насоса в якості гідродвигуна, і навпаки, можливе тільки в деяких машинах.

4.2.1. Об'ємні насоси

Об'ємним насосом називається об'ємна машина для створення напірного потоку рідкого середовища шляхом витіснення його з робочих камер витискувачами. За принципом дії, точніше за характером процесу витіснення рідини, об'ємні насоси поділяють на поршневі й роторні.

У поршковому насосі рідина витісняється з нерухомих камер в результаті лише зворотно-поступального руху витискувачів (поршнів, плунжерів, діафрагм).

У роторному насосі рідина витісняється з переміщуваних робочих камер в результаті обертального або обертально-поступального руху витискувачів (шестерень, гвинтів, пластин, поршнів). Розподіл рідини в насосах може бути автоматичним – клапанним, або примусовим – програмним (безклапанним).

При безклапанному розподілі можливе замикання рідини в замкнутому змінному об'ємі, а отже, і різка зміна тиску рідини в цьому об'ємі. При підвищенні тиску в замкнутому просторі може відбутися заклинювання роторів.

4.2.2. Об'ємні гідродвигуни

4.2.2.1. Класифікація гідродвигунів

Об'ємним гідродвигуном називається об'ємна гідромашина для перетворення енергії потоку робочої рідини в енергію руху вихідної (веденої) ланки (вала, штока). Залежно від характеру руху вихідної ланки гідродвигуни діляться на три класи:

- 1) гідроциліндри – об'ємні гідродвигуни з поступальним рухом вихідної ланки;
- 2) поворотні гідродвигуни – об'ємні гідродвигуни з обмеженим кутом повороту вихідного ланки;
- 3) гідромотори – об'ємні гідродвигуни з обертовим рухом вихідної ланки.

4.2.2.2. Гідроциліндри

Гідроциліндри є простими гідродвигунами, які застосовуються в якості виконавчих механізмів гідроприводів різних машин і механізмів з поступальним рухом вихідної ланки. За принципом дії і конструкції гідроциліндри дуже різноманітні, і застосування того чи іншого типу гідроциліндра диктується конкретними умовами роботи, призначенням і конструкцією тієї машини, в якій він використовується. Нижче розглянуті основні типи гідроциліндрів, застосовуваних у машинобудуванні.

У гідроциліндрах односторонньої дії рух вихідної ланки під дією потоку робочої рідини здійснюється тільки в одному напрямі. Рух в зворотному напрямі відбувається під дією зовнішніх сил, наприклад під дією ваги вантажу, що піднімається або пружини. По конструкції гідроциліндри односторонньої дії бувають:

- а) поршневі (рисунок 4.160, а), де вихідною ланкою є поршень 4 з штоком 3, що переміщаються відносно корпусу 2. Робоча камера утворена

внутрішньою поверхнею корпусу і поршнем. Герметичність забезпечується ущільненням 1. Одним з різновидів поршневих гідроциліндрів є плунжерні (рисунок 4.160, б). У них в якості вихідної ланки використовується плунжер 1;

б) телескопічні (рисунок 4.160, в), в них вихідною ланкою є кілька концентрично розташованих поршнів, що переміщаються один відносно одного. Загальний хід вихідної ланки дорівнює сумі ходів кожного поршня відносно сусіднього. Висування починається з поршня більшого діаметра. Потім, коли поршень 1 доходить до упору, відносно нього починає переміщатися поршень 2.

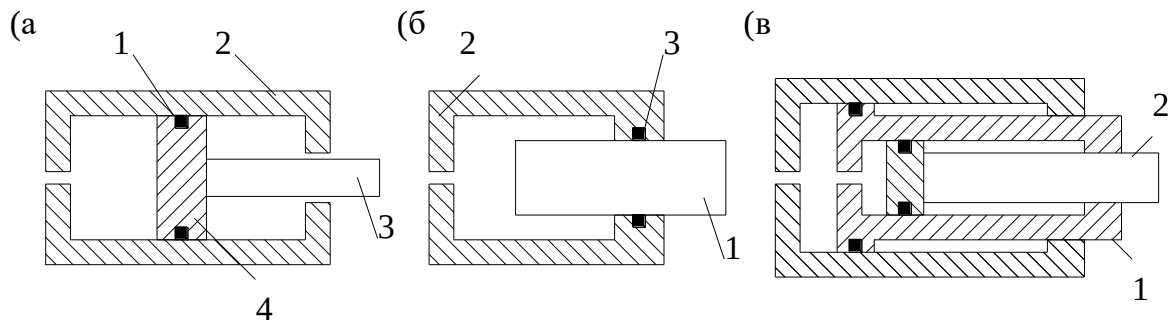


Рисунок 4.160 – Гідроциліндри: а, б – поршневі; в – телескопічні

У гідроциліндрах двосторонньої дії рух вихідної ланки в обох напрямках здійснюється під дією потоку робочої рідини. Вони виконуються в двох варіантах:

- 1) поршковий гідроциліндр з одностороннім штоком, коли шток знаходиться тільки з одної сторони поршня;
- 2) поршковий гідроциліндр з двостороннім штоком – шток розташований по обидві сторони поршня.

Гідроциліндри з двостороннім рівним штоком (рисунок 4.161) застосовуються в тих випадках, коли необхідно в звичайній схемі підключення гідролінії отримати однакове зусилля і однакову швидкість при русі штока в обох напрямках.

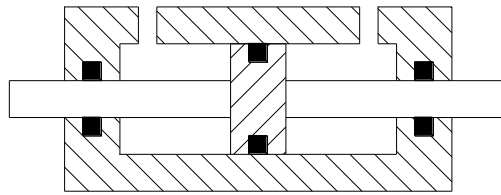


Рисунок 4.161 – Гідроциліндр з двостороннім штоком

4.2.3. Вибір номінального тиску і способу регулювання гідроприводу

Вихідна потужність гідроциліндра:

$$N_{гц.вих} = P_{гц.мах} \cdot u_{гц.мах} , Вт \quad (4.1)$$

де $P_{гц.мах}$ – максимальне зусилля на штоку гідроциліндра, H ;

$u_{гц.мах}$ – максимальна швидкість руху штока, $м/с$.

Вихідна потужність гідромотора:

$$N_{д.вих} = 2 \cdot M_{д.мах} \cdot \pi \cdot n_{д.мах} , Вт \quad (4.2)$$

де $M_{д.мах}$ – макс. крутний момент на валу гідромотора, $Н \cdot м$;

$n_{д.мах}$ – максимальна частота обертання вихідного вала гідромотора, $об/с$.

Вихідна потужність гідроприводу:

$$N_{вих} = \sum N_{гц.вих} + \sum N_{д.вих} , Вт \quad (4.3)$$

Вибір значення номінального робочого тиску проводиться в залежності від вихідної потужності гідроприводу. У технологічних машинах, в зв'язку з прагненням максимально зменшити габарити самої машини або окремих її вузлів, величину номінального робочого тиску дещо завищують.

Вибір способу регулювання проводиться в залежності від вихідної потужності гідроприводу. При $N_{вих} < 3 кВт$ приймається дросельне регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу, при $N_{вих} > 3 кВт$

приймається об'ємне регулювання. Як виняток, внаслідок простоти конструкції і надійності в роботі, дросельне регулювання може застосовуватися в системах, де питання економії не мають вирішальної ролі.

Приклад

Вихідні дані до розрахунку об'ємного гідроприводу

Гідравлічна схема наведена на рисунку 4.162, складається з об'ємного насоса 1, фільтра тонкого очищення 2, гідророзподільника 3, об'ємного гідромотора 4, регульованого дроселя 5, запобіжного клапана 6, гідробака 7 і магістрального трубопроводу сумарною довжиною $\ell = 8$ м. Вихідний вал гідромотора розвиває максимальний крутний момент $M_{д, max} = 500$ Н·м при максимальній частоті обертання $n_{д, max} = 2,5$ об/с. Регулювання частоти обертання валу гідромотора проводиться за допомогою дроселя 5, встановленого послідовно на зливному трубопроводі.

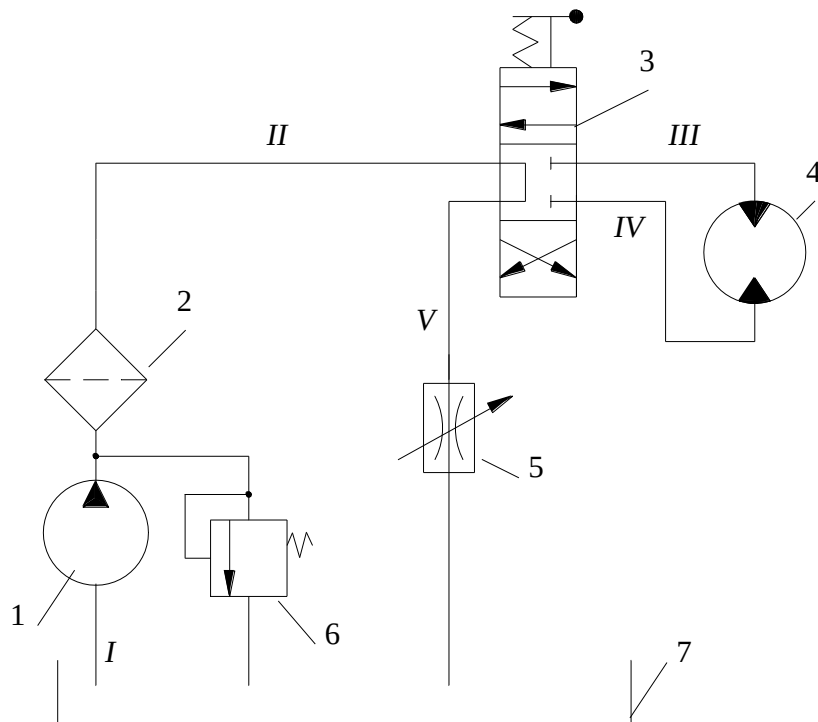


Рисунок 4.162 – Гідравлічна схема об'ємного гідроприводу

1. Визначення номінального тиску гідроприводу

Вихідна потужність гідромотора і гідроприводу в цілому:

$$N_{\text{д.вих}} = 2 \cdot M_{\text{д.мах}} \cdot \pi \cdot n_{\text{д.мах}} = 2 \cdot 500 \cdot 3,14 \cdot 2,5 = 7850 \text{ Вт}$$

Для отриманої потужності гідроприводу величина номінального робочого тиску дорівнює $p_H = 10 \text{ МПа}$.

4.2.4. Вибір схеми гідроприводу

Складання схеми гідроприводу необхідно починати з детального аналізу відповідного завдання. Потім студент повинен самостійно вивчити конструкцію і принцип роботи машини або механізму. В якості основи при складанні гідросхеми можна скористатися схемами, наведеними в додатку, вибираючи найбільш прийнятну з них із прийняттям відповідних змін і доповнень, що забезпечують нормальну роботу гідроприводу з виконанням необхідних функцій.

На гідросхемі проставляється і нумерується необхідна гідроапаратура, вказуються ділянки гідроліній з однаковою витратою. При зображенні гідросхеми слід керуватися умовними позначеннями.

Необхідно описати конструкцію і принцип роботи гідроприводу в різних режимах, регулювання швидкості вихідної ланки і фіксацію її в будь-якому положенні, захист гідросистеми від надмірних тисків і розвантаження насоса від тиску.

4.2.5. Розрахунок і вибір гідродвигуна

4.2.5.1. Розрахунок і вибір типорозміру гідроциліндра

Розрахунковий діаметр поршня:

$$D' = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{гц.мах}}}{\pi \cdot p_H \cdot \eta_{\text{гц.зм}}}}, \text{ м} \quad (4.4)$$

де p_H – прийнятий номінальний робочий тиск, Па ;

$\eta_{ц.гм}$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра, рівний $0,93 \div 0,97$.

Необхідний діаметр поршня D приймають на 10% більше розрахункового D . З цього додатку вибирається і діаметр штока $d_{шт}$, який становить приблизно $0,3 \div 0,7$ діаметра поршня. Більше значення відношення $d_{ум}/D$ приймають при роботі штока на стискання.

На практиці рекомендується вибирати такі значення відношення $d_{ум}/D$: при $p \leq 1,5 \text{ МПа}$ $d_{ум}/D = 0,3 \div 0,35$; при $p = 1,5 \div 5,0 \text{ МПа}$ $d_{ум}/D = 0,5$; при $p \geq 5,0 \text{ МПа}$ $d_{ум}/D = 0,7$.

Товщину стінок корпусу гідроциліндра знаходять з виразу:

$$R_k = R_o \cdot \sqrt{\frac{\sigma_p + 0,4 \cdot p_y}{\sigma_p - 1,3 \cdot p_y}}, \text{ м} \quad (4.5)$$

де σ_p – допустиме напруження розтягання матеріалу корпусу гідроциліндра, Па ;

p_y – розрахунковий тиск ($p_y = 1,2 \cdot p_H$), Па ;

R_o, R_k – відповідно внутрішній і зовнішній радіуси корпусу, м .

Товщина плоского денця корпусу гідроциліндра:

$$t = 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p_H}{\sigma_p}}, \text{ м} \quad (4.6)$$

Корпуси гідроциліндрів при тиску до 15 МПа виготовляють з чавунного лиття з $\sigma_p = 40 \text{ МПа}$; при тиску від 15 до 20 МПа – з сталевих труб з $\sigma_p = 60 \div 80 \text{ МПа}$; при тиску понад 20 МПа – з кованої сталі з $\sigma_p = 100 \div 120 \text{ МПа}$; при тиску нижче 10 МПа можуть бути використані алюмінієві труби або лиття з сірого чавуну з $\sigma_p = 25 \text{ МПа}$.

При розрахунку гідроциліндрів на міцність приймається запас міцності $n = 3$.

По номінальному тиску і розрахунковим геометричним розмірам поршня і штока вибирають найбільш придатний стандартний гідроциліндр і записують всі його параметри.

Дійсний тиск гідроциліндра:

$$p_{\partial} = \frac{4 \cdot P_{\text{гц.мах}}}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{\text{ц.зм}}}, \text{Па} \quad (4.7)$$

Максимальні витрати гідроциліндра:

$$Q_{\partial.\text{мах}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{u_{\text{гц.мах}}}{\eta_{\text{ц.о}}}, \text{м}^3/\text{с} \quad (4.8)$$

де $\eta_{\text{ц.о}}$ – об'ємний ККД гідроциліндра ($\eta_{\text{ц.о}} \approx 0,98 \div 0,99$).

Витрата в зливній лінії (при максимальній витраті гідроциліндра):

$$Q_{\text{сл}} = Q_{\partial.\text{мах}} \cdot \frac{D^2 - d_{\text{шт}}^2}{D^2}, \text{м}^3/\text{с} \quad (4.9)$$

4.2.5.2. Розрахунок і вибір типорозміру гідромотора

Розрахунковий робочий об'єм гідромотора:

$$q'_{\partial} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\partial.\text{мах}} \cdot \eta_{\partial.\text{о}}}{p_{\text{н}} \cdot \eta_{\partial}}, \text{м}^3 \quad (4.10)$$

Попередньо приймаємо об'ємний ККД гідромотора $\eta_{\partial.\text{о}} \approx 0,9 \div 0,97$, повний ККД гідромотора $\eta_{\partial} \approx 0,75 \div 0,85$.

Необхідний робочий об'єм q приймають на 10% більше розрахункового q'_{∂} . Вибирають необхідний типорозмір гідромотора. У курсовому проекті приводять його параметри: тип, робочий об'єм, номінальний тиск, номінальний крутний момент, максимальну і мінімальну частоти обертання, повний і об'ємний ККД.

Дійсний тиск гідромотора:

$$p_{\partial} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\partial.max} \cdot \eta_{\partial.o}}{q_{\partial} \cdot \eta_{\partial}}, \text{ Па} \quad (4.11)$$

де q_{∂} – дійсне значення робочого об'єму прийнятого гідромотора, м^3 ;

$\eta_{\partial.o}$ і η_{∂} – дійсні значення об'ємного і повного ККД відповідно для прийнятого гідромотора.

Максимальні витрата гідромотора:

$$Q_{\partial.max} = \frac{q_{\partial} \cdot n_{\partial.max}}{\eta_{\partial.o}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.12)$$

Приклад

Розрахунок і вибір гідродвигуна

Розрахунковий робочий об'єм гідромотора:

$$q'_{\partial} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\partial.max} \cdot \eta_{\partial.o}}{p_n \cdot \eta_{\partial}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 500 \cdot 0,95}{10 \cdot 10^6 \cdot 0,8} = 0,000373 \text{ м}^3 = 373 \text{ см}^3$$

де $\eta_{\partial.o} = 0,95$ и $\eta_{\partial} = 0,8$ – попереднє значення об'ємного і повного ККД відповідно;

З додатку вибираємо радіально-поршневий гідромотор типу МР-400/160, у якого:

Робочий об'єм $q_{\partial} = 400 \text{ см}^3$

Номінальний робочий тиск $p_{\partial.n} = 16 \text{ МПа}$

Номінальний крутний момент $M_{\partial.n} = 925 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Номінальна потужність $N_{\partial.n} = 18,2 \text{ кВт}$

ККД:

Повний $\eta_{\partial} = 0,88$

об'ємний $\eta_{\partial.o} = 0,96$

Дійсний тиск гідромотора:

$$p_{\partial} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\partial.max} \cdot \eta_{\partial.o}}{q_{\partial} \cdot \eta_{\partial}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 500 \cdot 0,96}{400 \cdot 10^{-6} \cdot 0,88} = 8,564 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальні витрати гідромотора:

$$Q_{d.max} = \frac{q_d \cdot n_{d.max}}{\eta_{d.o}} = \frac{400 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5}{0,96} = 0,00104 \text{ м}^3/\text{с} = 62,4 \text{ л/хв.}$$

4.2.5.3. Орієнтовний вибір насоса

Тип насоса вибирається за загальною витратою рідини в гідросистемі і номінальному тиску. При дросельному регулюванні приймається нерегульований насос. У разі об'ємного регулювання приймається регульований насос.

Шестеренні насоси внаслідок таких показників, як простота конструкції, мала вага при значній потужності, дешевизна і надійність в експлуатації набули значного поширення в системах гідроприводу, особливо в гідроприводі мобільних машин. Їх головні недоліки – низький робочий тиск і неможливість регулювання.

Пластинчасті насоси випускаються регульованими і нерегульованими. Вони працюють при незначному тиску і на відміну від інших типів насосів найменше бояться забрудненості робочої рідини.

Радіально-поршневі насоси знайшли також широке поширення в техніці, особливо при значних витратах і тисках.

Аксіально-поршневі насоси більш компактні, ніж радіально-поршневі, мають більш високий ККД, однак вони більш чутливі до вібрацій і забрудненості робочої рідини.

Для визначення подачі насоса знаходять спочатку його потужність як суму потужностей $N_{гд}$ всіх одночасно працюючих гідродвигунів.

Потужність, споживана гідроциліндром, дорівнює:

$$N_{гц} = \frac{P_{гц.max} \cdot u_{гц.max}}{\eta_{гц}}, \text{ Вт} \quad (4.13)$$

де $\eta_{гц}$ – повний ККД гідроциліндра, який можна прийняти рівним 0,90.

Потужність, споживана гідромотором:

$$N_{\partial} = \frac{M_{\partial.max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\partial.max}}{\eta_{\partial}}, Bm \quad (4.14)$$

Потужність насоса:

$$N_n = k_c \cdot k_y \cdot N_{\partial}, Bm \quad (4.15)$$

де $k_c = 1,1 \div 1,3$ – коефіцієнт запасу по швидкості;

$k_y = 1,1 \div 1,2$ – коефіцієнт запасу по зусиллю;

$N_{гд}$ – сумарна потужність всіх одночасно працюючих гідродвигунів, *Bm*.

Необхідна подача насоса:

$$Q' = \frac{N_n}{p_{\partial}}, m^3/c \quad (4.16)$$

За відомими значеннями Q' та p_{∂} з вибирають насос і виписують всі його параметри: тип, робочий об'єм, частота обертання, подача, номінальний тиск, потужність, об'ємний і повний ККД.

Необхідна частота обертання:

$$n_n = \frac{60 \cdot Q_n}{q_n \cdot \eta_{н.о}}, об/хв \quad (4.17)$$

де Q_n – дійсна подача насоса, m^3/c ;

q_n – робочий об'єм насоса, m^3 ;

$\eta_{н.о}$ – об'ємний ККД насоса.

При необхідності використання підживлювального насоса приймають в якості останнього шестеренний насос типу Г11-2. Подачу підживлювального насоса приймають в залежності від схеми гідроприводу: для замкнутої схеми подача дорівнює $0,15 \cdot Q_n$; для розімкненої схеми $1,15 \cdot Q_n$.

Приклад

Орієнтовний вибір насоса

Потужність, споживана гідромотором:

$$N_{\partial} = \frac{M_{\partial, \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\partial, \max}}{\eta_{\partial}} = \frac{500 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 2,5}{0,88} = 8920 \text{ Вт.}$$

потужність насоса:

$$N_n = k_c \cdot k_y \cdot N_{\partial} = 1,2 \cdot 1,15 \cdot 8920 = 12310 \text{ Вт.}$$

де $k_c = 1,2$ – коефіцієнт запасу по швидкості;

$k_y = 1,15$ – коефіцієнт запасу по зусиллю.

Необхідна подача насоса:

$$Q' = \frac{N_n}{p_{\partial}} = \frac{12310}{8,564 \cdot 10^6} = 0,00144 \text{ м}^3/\text{с} = 86,4 \text{ л/хв.}$$

З додатку 13 попередньо вибираємо шестеренний насос типу НШ40М-4, у якого:

Номінальна подача $Q_n = 85,8 \text{ л/мин.}$

Номінальний тиск $p_{н.ном} = 20 \text{ МПа.}$

Номінальна потужність $N_{н.ном} = 41,5 \text{ кВт.}$

ККД:

повний $\eta_n = 0,86$;

об'ємний $\eta_{н.о} = 0,93$.

4.2.5.4. Вибір робочої рідини

У гідроприводі робоча рідина – один з основних елементів, його робоче тіло. Одночасно нею виконуються функції змащування контактуючих поверхонь, відведення тепла, середовища, що відводить продукти зносу і захищає систему від корозії. Часто, в зв'язку з прагненням максимально зменшити розміри машин, на робочу рідину

найчастіше покладається завдання змащувати зубчасті зачеплення. Комплекс фізико-хімічних властивостей робочих рідин повинен в цих умовах найкращим чином забезпечувати виконання як функції робочого тіла, так і змащуючого матеріалу.

З викладеного випливає, що до вибраних для гідросистеми робочих рідин слід пред'являти ряд вимог, які часто суперечать одна одній. *До найбільш важливих з цих вимог відносяться:*

- хороша змащуюча здатність у всьому діапазоні робочих температур і тисків;
- стабільність властивостей при необхідній тривалості зберігання і експлуатації;
- задовільна в'язкісно-температурна характеристика у всьому діапазоні робочих температур, незначний вплив на в'язкість високого тиску і швидкостей зсуву;
- інертність по відношенню до всіх матеріалів деталей гідроприводів і ущільнень;
- стійкість при нагріванні і попаданні води;
- мала токсичність рідини, її парів і продуктів розкладання;
- високий модуль об'ємної пружності;
- мала густина;
- мінімальна схильність до спінення, поглинання або розчинення повітря;
- хороша теплопровідність, велика питома теплоємність;
- негігроскопічність, здатність легко відокремлювати воду, висока стійкість до утворення емульсій;
- сумісність з іншими робочими рідинами, які застосовуються для подібних гідросистем і умов;
- хороші діелектричні властивості;
- відсутність неприємного запаху;

- пожежовибухобезпека, негорючість;
- низька вартість, доступність і недефіцитність сировини для отримання.

Вибір робочої рідини слід проводити відповідно до умов роботи гідроприводу, в залежності від температурних умов і номінального тиску, а також рекомендацій заводів-виготовлювачів і практичного досвіду застосування відповідного гідрообладнання.

Узагальнюючи досвід застосування різних типів насосів в залежності від тиску і температури, в додатку рекомендовані для орієнтування у такому значенні в'язкості рідини: $\text{мм}^2/\text{с}$.

Робимо вибір найбільш прийняттого типу робочої рідини. Основні параметри обраної робочої рідини: густина, в'язкість й ін.

Приклад

Вибір робочої рідини

За додатком 5 для шестеренних насосів при температурі робочої рідини, що лежить в межах $40\div 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, рекомендоване значення кінематичної в'язкості робочої рідини дорівнює $\nu = 50\div 70\text{ мм}^2/\text{с}$.

З додатку 6 вибираємо робочу рідину ІГП 38, у якій:

Кінематична в'язкість $\nu = 60\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ (при $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Температура:

спалаху $t_{\text{сп}} = 210\text{ }^{\circ}\text{C}$;

застигання $t_{\text{заст}} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Густина $\rho = 890\text{ кг/м}^3$.

ГЛАВА 5. ГІДРАВЛІЧНІ ТУРБІНИ ТА ЛОПАТЕВІ НАСОСИ

5.1. Гідротурбіни

Найпростіші гідравлічні машини – водяні колеса – почали застосовувати в Єгипті, Індії, Китаї понад 3000 років тому для піднімання води в зрошувальні канали і обертання жорен у млинах. Мистецтво будувати водяні млини та іригаційні канали з водопідіймальними пристроями згодом проникло до Греції, Римської імперії, а потім і до інших країн Європи. У середні віки, в період феодальної роздробленості, водноенергетичне та іригаційне будівництво було у стані застою.

У давньоруських літописах водяні млини вперше згадуються в 1267 р., а існували вони, безсумнівно, й раніше. Статут Ярослава Мудрого регулював питання затоплення земель, що спричинялося будівництвом водяних млинів.

До XVIII ст. водяні колеса були переважно нижнебійними (рисунок 5.1, а) і працювали під дією кінетичної енергії потоку: струмінь води, що витікав з-під щита, вдаряв у лопаті колеса і примушував його обертатися.

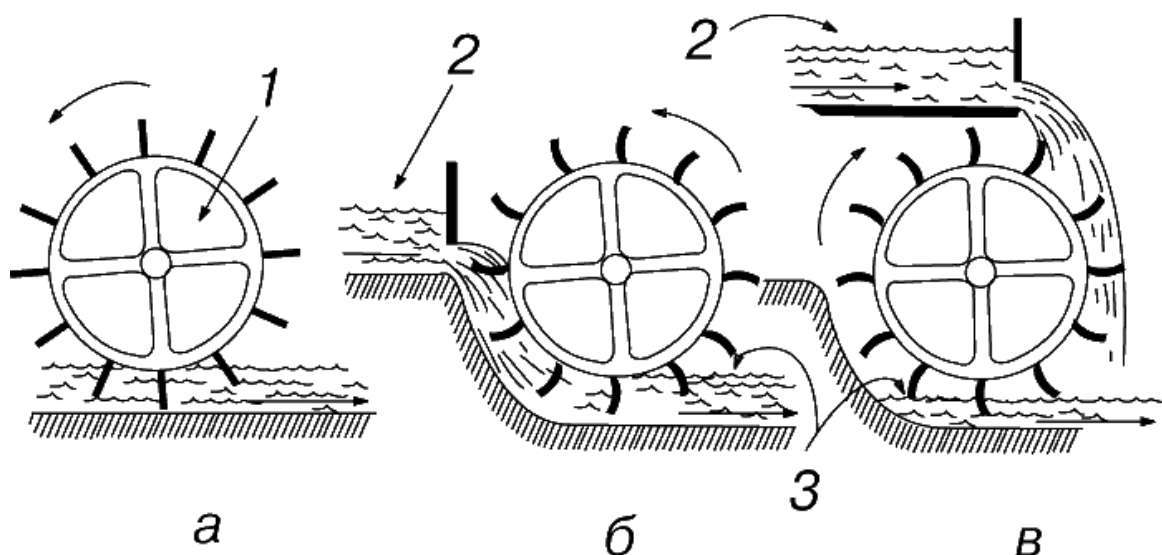


Рисунок 5.1 – Типи водяних робочих коліс: а – нижнебійні; б – середнебійні; в – верхнебійні

Такі колеса, діаметр яких не перевищував 7 м, доцільно було застосовувати, якщо швидкість течії була не меншою ніж 1 м/с і напір $H = 0,35 \sim 1$ м. Лопаті водяних коліс можуть бути прямолінійними і криволінійними. В останньому разі коефіцієнт корисної дії (ККД) вищий.

Середнєбійні колеса (рисунок 5.1, б) обертає як кінетична енергія потоку, так і вага води. Звичайно вважають, що такі колеса доцільно застосовувати при напорах до 5 м і витраті води від 0,1 до 3 м³/с, їх діаметр буває 2-9 м, а кількість обертів 2-12 за хвилину.

Порівняно досконаліші верхнєбійні колеса (рисунок 5.1, в) – їх обертає вага води, яка безперервно потупає у ківш, розташований у найвищій точці колеса. Ці колеса застосовували при напорах понад 3 м. Вони мали ККД в межах 0,5-0,75 і оберталися з швидкістю 4-12 об/хв.

У XVIII ст. успішно розвивались науки, зокрема теоретичні дослідження в галузі гідромеханіки і гідротехніки. Прообразом сучасних гідротурбін став пристрій (рисунок 5.2) що запропонував угорський вчений Сегнер в 1750 р. На основі цього винаходу Леонард Ейлер створив теорію лопатевих гідравлічних машин, випередивши техніку майже на 100 років. Він склав проект першої гідравлічної турбіни, висунув і обґрунтував ідею прямого апарата турбіни.

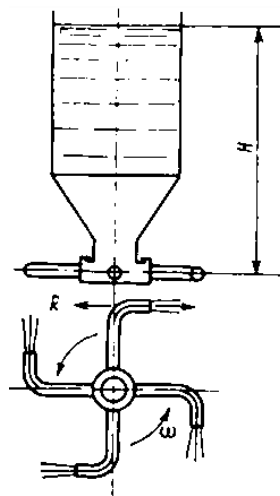


Рисунок 5.2 – Сегнерове колесо

Швидкий розвиток промисловості вимагав створення досконаліших двигунів, ніж водяні колеса. В Росії і Франції були створені перші в світі водяні турбіни промислового типу. В 1837 р. уральський майстер спорудження гребель І. Є. Сафонов незалежно від французького інженера Б. Фурнейрона (1834 р.) самостійно побудував на Алапаєвському заводі гідротурбіну. Поступово він удосконалив свої турбіни (ККД дорівнював 70%) і устаткував ними ряд уральських заводів. Турбіна Сафонова має внутрішній підвід води і відноситься до типу радіально-відцентрових турбін.

В 1847-1849 рр. американський інженер Д. Б. Френсіс вдосконалив конструкцію гідротурбіни запропонувавши рух рідини в робочому колесі від периферії до центру, що дозволило зменшити габаритні розміри турбіни та отримати більш високий ККД.

В 1880 р. американський інженер Л. А. Пельтон запропонував для великих напорів та малих витрат водотоку (гірські річки) ковшову гідротурбіну (турбіна Пельтона) ККД якої достатньо високий і досягає 90-92%.

Турбіна поперечного потоку, турбіна Банки-Мітчелла або турбіна Оссбергера – гідротурбіна, розроблена австралійцем Ентоні Мітчеллом, угорським інженером Донатом Банки і німцем Фріцем Оссбергером. Мітчелл отримав патент на турбіну в 1903 році, і компанія-виробник Уеймут випускала її протягом багатьох років. На відміну від більшості гідротурбін, в яких потік води має осьовий або радіальний напрям, в турбіні поперечного потоку вода проходить через лопатки турбіни в поперечному напрямі два рази, спочатку в напрямі осі, а потім від неї. Тому даний тип турбіни іноді називають дворазовою турбіною і її ККД може досягати до 92%.

В 1912 р. проф. В. Каплан із Брно винайшов гідротурбіну для малих напорів – осьову гідротурбіну, що спочатку була пропелерна, а потім вона була вдосконалена в поворотно-лопатеву.

В ХХ столітті після розробок В. Каплана роботи по удосконаленню гідротурбін продовжувались. Англійцем Деріазом та проф. В. С. Квятковським був запропонований новий тип турбіни – діагональної. З'явилися нові конструкції горизонтальної осевої гідротурбіни – капсульної. Стрімко розвиваються оборотні гідромашини для гідроакумуючих електростанцій. В. В. Семеновим була запропонована конструкція контр-роторного агрегата з осевими гідротурбінами.

5.1.1. Енергія потоку

Роботу, яку здійснює вода при своєму безперервному падінні, може бути визначена з основних законів механіки. У річках вода під дією сили тяжіння переміщується з вищих відміток на нижчі. Отже, всякий водотік є носієм енергії. Для її визначення візьмемо яку-небудь ділянку річки L (рис. 5.3) з різницею відміток на початку і в кінці H . Поділимо її на окремі малі ділянки завдовжки dl , в межах яких зберігаються постійними уклін, середня швидкість v і площа поперечного перерізу F . Вага води на кожній ділянці дорівнюватиме $\rho g F dl$. За якийсь проміжок часу dt потік води кожної ділянки переміститься на величину $ds = v dt$. Центр прикладення сили тяжіння на кожній ділянці переміститься у вертикальному напрямі на відстань $ds \sin \alpha = v \sin \alpha dt$.

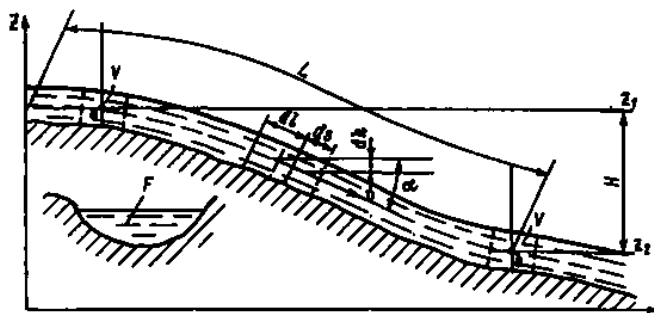


Рисунок 5.3 – Схема визначення потужності потоку

Робота сили тяжіння на кожній ділянці за цей час буде дорівнювати:

$$dA = \rho g F dl v \sin \alpha dt, \quad (5.1)$$

$$\text{а потужність потоку} \quad dN = \frac{dA}{dt} = \rho g F_v \sin \alpha dl, \quad (5.2)$$

де F_v – становить витрату води Q ; $dl \sin \alpha = dh$ – висота ділянки dl .

Потужність водотоку на всій ділянці русла L складається з суми потужностей малих ділянок, тобто

$$N_{\text{ном}} = \int \rho g Q dh = \rho g Q H. \quad (5.3)$$

Підставляємо в (7.3) $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ і приймаючи Q в $\text{м}^3/\text{с}$, а H в м отримаємо

$$N_{\text{ном}} = 9,81 Q H, \quad (5.4)$$

де $N_{\text{пот}}$ – потужність потоку в кВт.

Використання енергії потоку в похилому руслі є найдавнішим способом використання водної енергії, що йде від часів зародження цивілізації та підтверджується схемами водяних коліс (див. рисунок 5.1).

Звичайно падіння водотоку H більш менш рівномірно розподіляється по його довжині (рисунок 5.4, схема I). В деяких місцях земної кулі є значні перепади рівнів, що концентруються на невеликій ділянці русла, водоспади (рисунок 5.4, схема II). В деяких випадках можна використовувати різницю між рівнями води в руслах двох близько розташованих водотоків (рисунок 5.4, схема III). Різниця рівнів гірських озер та русла річок, що розташовані на невеликій від них відстані (рисунок 5.4, схема IV) також можуть бути використані для отримання енергії.

Механічна енергія річкового стоку, яку називають зазвичай гідравлічною або водною енергією, може бути за допомогою гідроелектростанцій, гідротурбін і генераторів перетворена в електричну енергію. Механічна енергія водних ресурсів, що виражена в кіловат-годинах електричної енергії, являє собою запаси водноенергетичних ресурсів, які зазвичай називаються гідроенергетичними ресурсами або гідроенергетичним потенціалом (гідроенергетичними запасами).

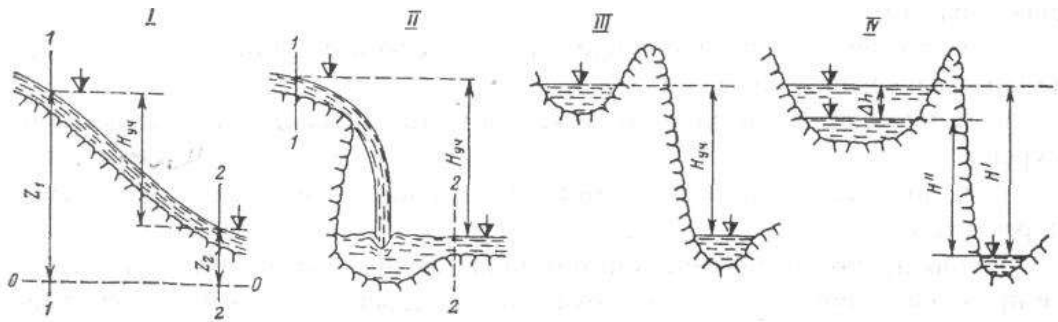


Рисунок 5.4 – Схеми природних водотоків і водоймищ

Прийнято розрізняти три категорії гідроенергетичних ресурсів:

- теоретичний гідроенергетичний потенціал (потенціальні запаси енергії водотоків);
- технічний гідроенергетичний потенціал (технічні запаси або ресурси);
- економічний гідроенергетичний потенціал (економічні запаси або ресурси).

Використовувати всі потенційні запаси водної енергії не представляється можливим. У ряді випадків це не вдається через суто технічні причини. Крім того, при будівництві ГЕС частина енергії буде втрачатися в гідротехнічних спорудах і обладнанні. Таким чином, корисно використана може бути лише частина потенційних гідроенергоресурсів. Цю частину гідроенергетичного потенціалу річок, технічно можливу до використання шляхом створення гідроелектростанцій, називають технічним гідроенергетичним потенціалом.

Економічний гідроенергетичний потенціал – частина ресурсів, використання яких з економічної точки зору в даний час економічно доцільне, що виявляється шляхом зіставлення економічних показників гідроелектростанцій та інших можливих джерел отримання електроенергії в розглянутому районі (теплових і атомних електростанцій). Облік економічних показників обов'язково повинен доповнюватися з урахуванням екологічних показни-

ків електростанцій, а самі економічні показники повинні включати облік ресурсних особливостей даного виду палива.

Теоретичний гідроенергетичний потенціал річного стоку Землі складає близько $5,5 \cdot 10^9$ кВт, або $48 \cdot 10^{12}$ кВт год в середньому по водності року, 40% від цього потенціалу вважається технічно можливим до освоєння. Приблизно половина технічного потенціалу $9,7 \cdot 10^{12}$ кВт год може бути використана за сьогоdnішніми економічними міркуваннями. До сьогоdnішнього часу освоєна приблизно п'ята частина економічного гідроенергопотенціалу.

Сумарний гідроенергетичний потенціал річок України складає 44,7 млрд. кВт год, проте лише 21,5 млрд. кВт год припадає на ресурси, які технічно можливо використовувати (46% їх сконцентровано в басейні Дніпра, по 20% – на Дністрі і Тисі, 14% – на інших річках). Економічно доцільні для використання гідроенергоресурси в цілому не перевищують 16-17 млрд. кВт год (61% – в басейні Дніпра, 22% – Тиси, 17% – Дністра). В Україні економічно ефективний гідроенергетичний потенціал використаний на 60%.

5.1.2. Основні параметри гідротурбін ГЕС

Для роботи гідротурбін на річковій гідроелектростанції, за допомогою штучних споруд створюють перепад рівнів, тобто *напір*.

При цьому водний простір перед підпірними спорудами має вищий рівень і називається *верхнім б'єфом* (В.Б), а простір за спорудами – нижчий рівень і називається *нижнім б'єфом* (Н.Б).

Розглянемо рух води в гідроелектростанції (рисунок 5.5). Питома енергія потоку E_1 в точці 1 перерізу I-I верхнього б'єфа буде

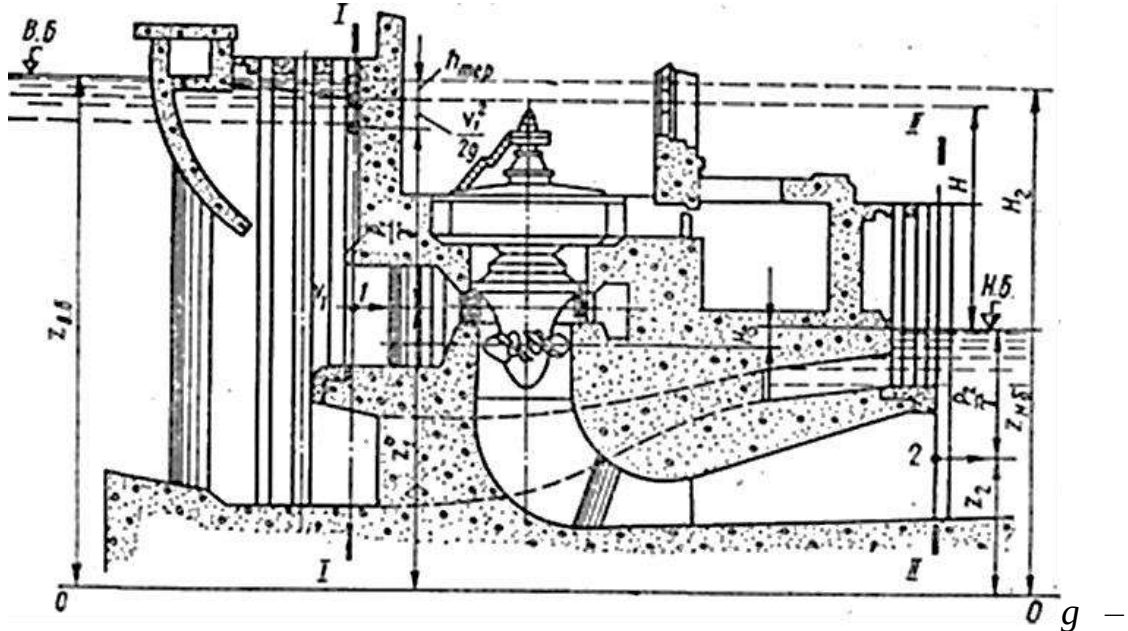
$$E_1 = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}, \quad (5.5)$$

де p_1 – тиск у точці 1;

z_1 – геометрична висота точки 1 над площиною порівняння $O-O$;

α_1 – коефіцієнт Коріоліса для перерізу I-I;

v_1 – середня швидкість потоку в перерізі I-I;



прискорення сили тяжіння.

Рисунок 5.5 – Схеми визначення напору на ГЕС

Аналогічно для точки 2 в нижньому б'єфі можна записати

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}. \quad (5.6)$$

Різниця питомих енергій $E_1 - E_2$ називається напором бруто $H_{бр}$, або повним напором ГЕС, який обчислюють за формулою

$$H_{бр} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 + \frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g}. \quad (5.7)$$

Різниця рівнів води у верхньому і нижньому б'єфах називається *статичним напором* $H_{ст}$.

Напір турбіни, або *напір нетто* H , завжди менший від напору $H_{бр}$ на величину втрат енергії на тертя $h_{вт}$ на шляху руху води від верхнього б'єфа до вхідного перерізу турбінної камери (переріз I-I):

$$H = H_{бр} - h_{вт} \quad (5.8)$$

Потужність потоку води $N_{\text{пот}}$, яка відповідає корисному напору, визначається за формулою (7.4)

Частина енергії буде витрачена в самій турбіні, тому потужність на валу турбіни N менша від потужності потоку $N_{\text{пот}}$.

Відношення потужності на валу турбіни N до потужності потоку $N_{\text{пот}}$ називається *коефіцієнтом корисної дії (ККД) турбіни*

$$\eta = \frac{N}{N_{\text{пот}}} 100\% \quad (5.9)$$

У сучасних великих турбінах ККД досягає 95%. Втрати енергії в турбіні складаються з втрат на гідравлічне тертя води об стінки підвідних каналів турбіни, гідравлічних втрат у робочому колесі і відсмоктувальній трубі, об'ємних втрат через ущільнення робочого колеса, і механічних втрат у підшипнику, підп'ятнику та ін. Повний ККД турбіни дорівнює

$$\eta = \eta_z \eta_q \eta_m, \quad (5.10)$$

де η повний ККД турбіни;

η_q об'ємний ККД;

η_m механічний ККД.

ККД натурних турбін залежить від діаметра робочого колеса та режиму течії, тому у малих турбін більша відносна шорсткість, менші числа Рейнольдса і, отже, більші відносні втрати. Через це у малих турбін ККД менший, ніж у великих.

ККД турбіни змінюється при зміні режиму роботи, коли змінюється навантаження. Режим роботи, коли ККД має максимальне значення, називається *оптимальним*.

Гідротурбіна обертає гідрогенератор. Поєднанням турбіни і генератора є *гідроагрегат*. Для обчислення потужності гідроагрегат $N_{\text{агр}}$, заміряної на клемі гідрогенератора, треба врахувати ККД генератора $\eta_{\text{ген}}$, тобто

$$N_{\text{агр}} = 9,81QH\eta\eta_{\text{ген}}. \quad (5.11)$$

Коефіцієнт корисної дії генератора коливається в межах $\eta_{\text{ген}} = 98\text{--}99\%$.

Номінальною потужністю агрегата називається найбільша активна потужність генератора, яку він може розвивати при розрахунковому значенні $\cos\phi$. Цю потужність вказують у паспорті генератора. *Потужність турбіни*, що розвивається на її валу при номінальній потужності агрегата, називається *номінальною*.

Розрахунковим напором турбіни називається такий мінімальний напір, коли можна забезпечити номінальну потужність турбіни.

Приклад 1. Обчислити напір гідротурбіни для умов:

$H_{\text{ст}} = 18 \text{ м}; v_1 = 0,2 \text{ м/с}; v_2 = 1,6 \text{ м/с}; h_{\text{вт}} = 0,6 \text{ м/с. (приймаємо } \alpha_1 = \alpha_2 = 1)$

Вирішення. По (5.7) маємо

$$H = H_{\text{сп}} = 18 + \frac{0,2^2}{19,6} - \frac{1,6^2}{19,6} = 18 + 0,002 - 0,13 = 17,87 \text{ м},$$

по (5.8) $H = 18 - 0,6 = 17,4 \text{ м}$.

5.1.3. Класифікація гідротурбін по робочому процесу

Із рівняння (5.4) для повного напору турбіни видно, що питома енергія потоку яка перетворюється в робочому колесі складається з потенціальної енергії $(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2)$, яка, в свою чергу, становить суму енергії тиску $(\frac{p_1 - p_2}{\rho g})$, енергії положення $(z_1 - z_2)$, і кінетичної енергії $(\frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g})$. Залежно від того, які основні види енергії перетворюються в робочому колесі турбіни, розрізняють гідротурбіни *реактивні* і *активні*.

Ступінь перетворення потенціальної енергії характеризується *коефіцієнтом реактивності*, який виражає відношення використаної потенціальної енергії до робочого напору

$$\varepsilon_{\text{реак}} = \frac{\left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 \right)}{H}. \quad (5.12)$$

За аналогією коефіцієнт активного перетворення дорівнює

$$\varepsilon_{\text{ак}} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2gH}. \quad (5.13)$$

Із визначення коефіцієнтів реактивності та активності маємо співвідношення

$$\varepsilon_{\text{реак}} + \varepsilon_{\text{ак}} = 1.$$

Реактивні турбіни використовують головним чином потенціальну енергію. У міру протікання рідини по каналах робочого колеса такої турбіни надлишковий тиск весь час зменшується і витрачається на збільшення відносної швидкості. Вигнуті лопаті робочого колеса змінюють також напрям потоку. Отже, дія потоку на лопаті робочого колеса реактивної турбіни складається з реактивного тиску, що виникає внаслідок зростання швидкості потоку, і з тиску, пов'язаного з відхиленням потоку. Для чисто реактивної турбіни $\varepsilon_{\text{реак}} = 1$ швидкості $v_1 = v_2$, а тиск $p_1 > p_2$. Величина коефіцієнта реактивності для різного типу реактивних гідротурбін в залежності від їх швидкохідності знаходиться в межах $0,5 < \varepsilon_{\text{реак}} < 1$.

Активними турбінами ($\varepsilon_{\text{ак}} = 1$) називаються такі, в яких використовується лише кінетична енергія потоку. Весь діючий напір перед входом потоку на робоче колесо повинен перетворитися на кінетичну енергію. Тиск у процесі роботи турбіни не змінюється $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$ і дорівнює атмосферному а швидкості $v_1 > v_2$.

Реактивні та активні гідротурбіни поділяють на різні системи в залежності від напрямку потоку в робочому колесі і способу регулювання витрати. Кожна система турбін містить кілька типів робочих коліс різних розмірів в залежності від заданої потужності. Геометрично подібні турбіни різних розмірів утворюють серію. Таким чином, загальна класифікація гідротурбін може бути представлена наступною схемою (рисунок 5.6).

Реактивні турбіни найбільш поширені. З усіх систем турбін на ГЕС нашої країни найчастіше застосовують поворотно-лопатеві, пропелерні, радіально-осьові.



Рисунок 5.6 – Загальна класифікація гідротурбін.

Класифікація сучасних гідротурбін за напорами, діаметрами, потужностями, класами, системами наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Класифікація гідротурбін

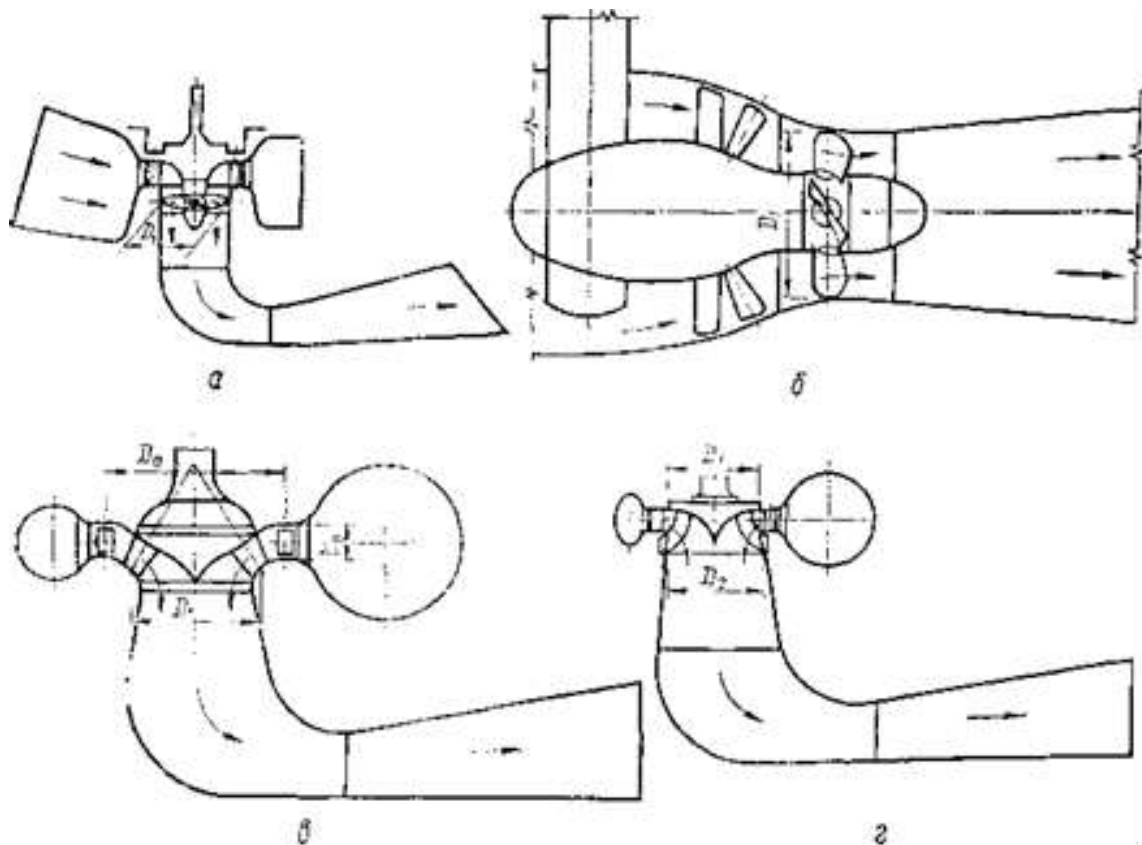
Параметри	Класи					
	реактивні				активні	
	Системи					
	осьові		діаго- нальні	радіаль- но-осьові	ков- шові	дво- кратні
	поворот- но-лопа- теві	пропе- лерні				
Робочий напір <i>H, м</i>	2-90	1,5-80	35- 200	30-650	300- 2000	10- 100
Діаметр турбіни, <i>D_{1,м}</i>	1-10	0,35-9	1-7,5	0,35-10	0.36- 7,5	
Потужність <i>N, Мвт</i>	250	150	300	1000	250	0,150

5.1.4. Проточні частини гідротурбін та їх характеристики

Гідравлічні турбіни характеризуються такими основними геометричними параметрами (рисунок 5.7), які визначають їх розміри і впливають на гідравлічні характеристики:

– номінальний діаметр робочого колеса D_1 (для осьової гідротурбіни – найбільший діаметр камери робочого колеса; для діагональної гідротурбіни – умовний діаметр пересічення осей повороту лопатей з камерою робочого колеса; для радіально-осьової гідротурбіни – умовний найбільший діаметр розташування вхідних кромek робочого колеса; для ковшової гідротурбіни – діаметр середньої окружності ковшів, до якої дотична осьова лінія струменів);

– відносна висота напрямного апарата (НА) b_0/D_1 і відносний діаметр D_0/D_1 розташування осей повороту лопаток напрямного апарата – для реактивної турбіни; відносний діаметр струменя d_0/D_1 – для ковшової турбіни.



Основні розміри елементів проточної частини турбін нормалізовані та наведені в номенклатурі гідротурбін.

Рисунок 5.7 – Схеми проточних частин реактивних гідротурбін: а – осьова вертикальна; б – капсульна; в – діагональна; г – радіально-осьова.

Схеми проточних частин реактивних гідротурбін зображені на рисунку 5.7. Вода із водосховища підводиться до турбінної камери (у капсульній турбіні відсутня), проходить через статор турбіни, напрямний апарат і потрапляє на робоче колесо, потім поступає у відсмоктувальну трубу, звідки йде в нижній б'єф. Робоче колесо турбіни закріплено на вертикальному валу (у капсульній турбіні – горизонтальний), який фіксується підшипниками. Вал турбіни з'єднаний з валом генератора (може бути об'єднаний вал). Режим роботи турбіни узгоджується із зовнішнім навантаженням системою регулювання. Лопатки напрямного апарата повертаються серводвигуном, масло до якого подається з маслонапірної установки системи керування гідроагрегатом.

Турбінна камера призначена для підведення води до робочого колеса турбіни з найменшими гідравлічними втратами та забезпечення необхідної закрутки потоку рідини перед НА. Типи турбінних камер та їх геометричні характеристики наведені в нормативних матеріалах (ДСТУ).

Статор турбіни з вертикальним валом передає навантаження на фундамент установки від ваги нерухомих і обертових частин турбіни і генератора, осьового тиску води на робоче колесо турбіни і ваги бетонного перекриття.

За умовами робочого процесу статор у турбіні не потрібний, його застосовують лише як несучу конструкцію. Щоб зменшити опір потоку води, колонам статора надають обтічної форми. Кількість колон статора та їх форма вибираються в залежності від типу спіральної камери та регламентуються ДСТУ. Часто поблизу зуба спіральної камери прибирають колону, щоб зменшити стиснення потоку та покращити умови обтікання лопаток НА.

Кільцевий статор – найбільша частина турбіни. Для великих турбін його виготовляють з окремих частин-сегментів, які доставляють на монтажну площадку і там збирають у єдину конструкцію. Форма верхнього і

нижнього кілець статора відповідає профілю турбінної камери і забезпечує плавний перехід води із спіральної камери в турбіну.

Напрямний апарат забезпечує необхідну циркуляцію для потоку води на вході в робоче колесо. Зміною просвітів (a_0) між лопатками прямого апарата регулюють витрату води і, отже, потужність турбіни. Конструктивно застосовуються наступні типи напрямних апаратів:

- циліндричний, осі лопаток якого паралельні одна одній і розташовані на циліндричній поверхні;
- конічний, в якому осі лопаток розташовані на конічній поверхні;
- осьовий з осями лопаток, розташованими радіально відносно осі турбіни.

Вибір типу прямого апарату залежить від діаметра гідротурбіни та їх силових характеристик, необхідних для вибору зусилля сервомоторів і регламентується нормативними матеріалами (ДСТУ).

Робоче колесо реактивної турбіни — один з найважливіших елементів проточної частини, де відбувається процес перетворення енергії водотоку в механічну енергію обертання валу. Тип робочого колеса та його основні показники залежать від напору та потужності. Конструкція робочого колеса визначається техніко-економічними показниками гідроенергетичного обладнання для даної ГЕС. Гідродинамічні показники робочих коліс зведені в нормативні матеріали, що знаходяться в ДСТУ. Форма лопатевої поверхні робочого колеса профілюється з умов необхідного отримання енерго-кавітаційних характеристик. Типи робочих коліс наведені на рисунку 5.8.

Відсмоктувальна труба — необхідний елемент реактивних турбін. Вона призначена:

- для відводу води від робочого колеса з мінімальними втратами;
- для використання частки геометричного напору, коли робоче колесо знаходиться вище відмітки нижнього б'єфа;

– для перетворення кінетичної енергії потоку, що витікає з робочого колеса, в енергію тиску.

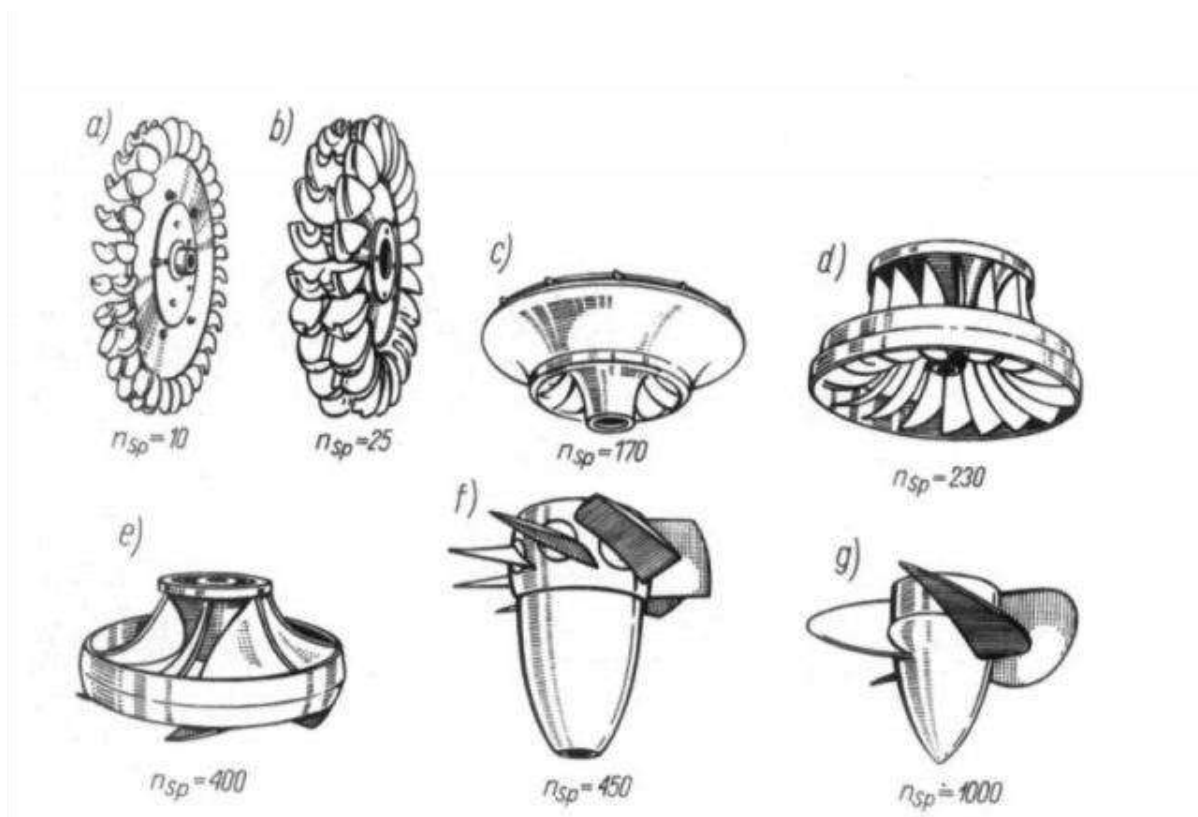


Рисунок 5.8 – Типи робочих коліс: а, б) – ковшові; в, д, е) – радіально-осьові; ф, г) – поворотно-лопатеві.

В результаті виконання відсмоктувальною трубою своєї основної функції під робочим колесом створюється додаткове розрідження, внаслідок чого напір, що використовується турбіною зростає. Особливо значна роль відсмоктувальної труби в робочому процесі швидкохідної осьової турбіни, у якій кінетична енергія потоку на виході з робочого колеса може досягати 50% повного напору турбіни. Геометричні характеристики відсмоктувальних труб реактивних турбін наведені в нормативних документах ДСТУ.

5.1.5. Основи робочого процесу гідротурбін

Потік за напрямним апаратом реактивних турбін. У всіх реактивних турбінах потік, що поступає на робоче колесо формується напрямним

апаратом, який представляє собою кругову решітку профілів (лопаток). Характерними показниками кругової решітки є форма профіля і густота решітки. Профіль лопатки буває симетричним, коли середня лінія профілю пряма, і несиметричний, коли середня лінія викривлена. Як видно з рисунку 5.9, відстань між суміжними профілями по середніх лініях t – крок решітки, а довжина хорди L – довжина профілю.

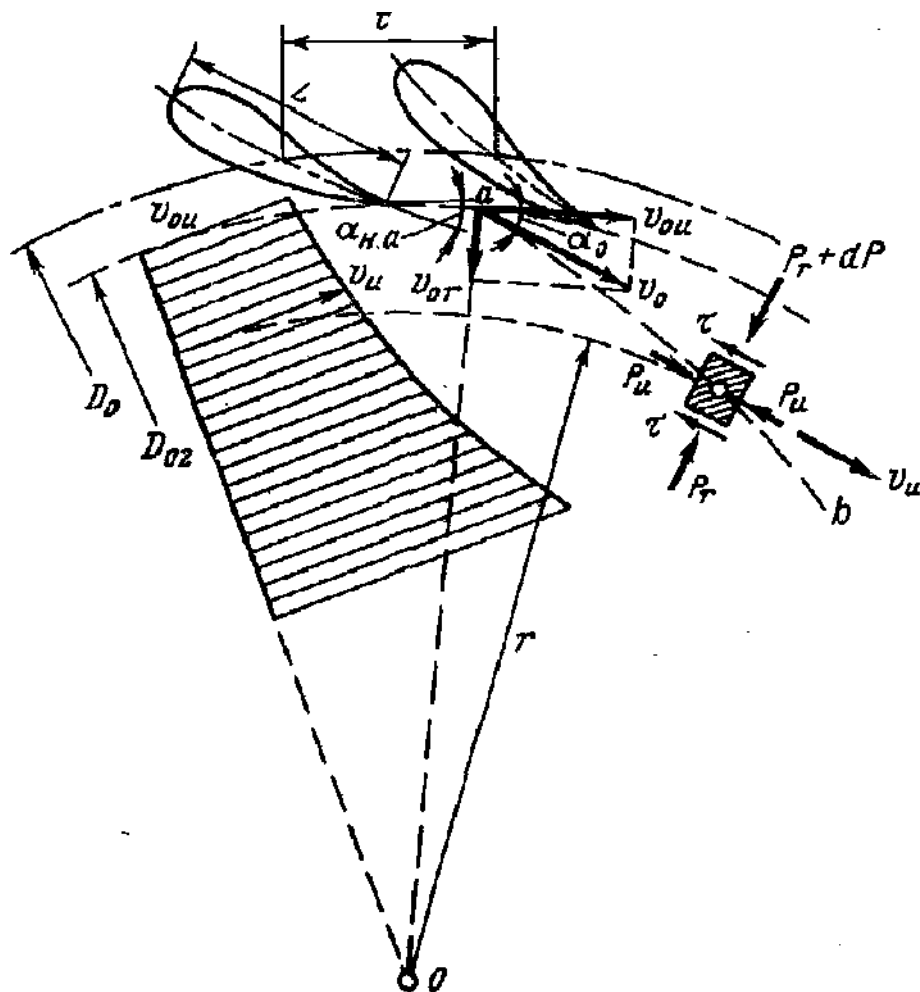


Рисунок 5.9 – Потік за напрямним апаратом гідротурбіни

Відношення L/t – показник густоти решітки. Оскільки лопатки напрямного апарата повинні забезпечувати повне закриття турбіни, то завжди $L/t > 1$, зазвичай близько 1,1. Таким чином, напрямний апарат є досить «густою» решіткою, у якій при виході напрям швидкостей рідини близький до напрямку вихідних кромek лопаток.

У просторі між кінцями напрямних лопаток і вхідними кромками лопатей робочого колеса рідина рухається вільно, а траєкторією частинок є крива ab . Використаємо відомий закон механіки про момент кількості руху для виділеної маси рідини: похідна по часу від моменту кількості руху відносно деякої осі дорівнює сумі моментів всіх зовнішніх сил, що діють на цю масу відносно тієї ж осі. Цей закон представляється формулою

$$\frac{d(mv_u r)_0}{dt} = \sum M_0, \quad (5.14)$$

де m – маса рідини виділеного об'єму; v_u – окружна компонента швидкості; r – радіус; $\sum M_0$ – сума моментів зовнішніх сил, що діють на виділену масу, відносно осі O . Після підстановки всіх необхідних величин отримаємо

$$\frac{d(mv_u r)}{dt} = 0 \quad \text{або} \quad mv_u r = \text{const}.$$

Звідси маємо наступну залежність

$$v_u r = \text{const}, \quad (5.15)$$

яка визначає умови вільного руху рідини і називається законом постійності моменту швидкості із якого витікає умова постійності циркуляції

$$\Gamma = \Gamma_0 = \text{const}. \quad (5.16)$$

Таким чином, в просторі між напрямним апаратом і робочим колесом турбіни циркуляція, що створена напрямним апаратом, постійна.

Кінематика потоку в робочому колесі реактивних турбін. Перетворення енергії рідини в механічну енергію на валу здійснюється в робочому колесі за рахунок взаємодії потоку з лопатями робочого колеса, що представляють собою обертову решітку профілів.

При дослідженні руху рідини в робочому колесі він розглядається як складний, що складається з двох рухів: відносного та переносного.

Відносна швидкість W направлена по дотичній до поверхні лопаті робочого колеса.

Переносна швидкість U в турбінах це окружна швидкість робочого колеса і вона пропорційна радіусу та кутовій швидкості. Вона направлена нормально до радіусу та лежить в площині, перпендикулярній до осі обертання.

Абсолютну швидкість V води в проточній частині робочого колеса можна представити як векторну суму відносної W та переносної U :

$$\bar{V} = \bar{U} + \bar{W} . \quad (5.17)$$

Звідси випливає, що співвідношення між V , U та W встановлюються паралелограмом або трикутником швидкостей.

Розглянемо меридіанний потік в робочому колесі радіально-осьової турбіни. На меридіанний переріз турбіни (рисунок 5.10) знесені всі точки вхідної кромки лопатей, та позначені індексом 1, а точки вихідної кромки – позначені індексом 2.

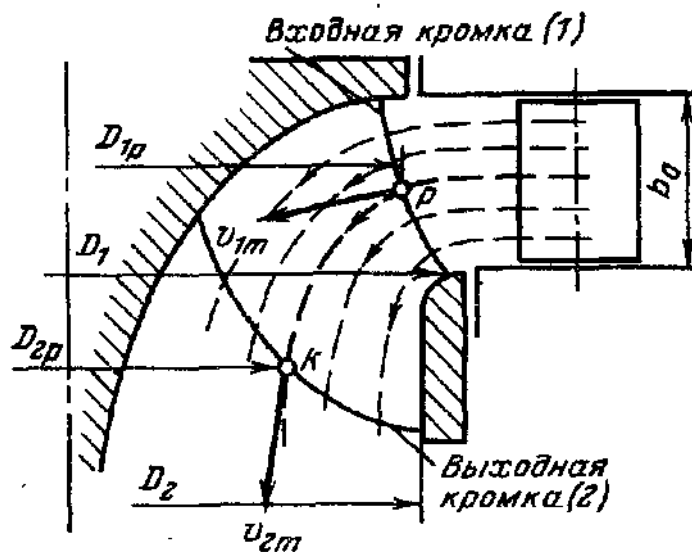


Рисунок 5.10 – Меридіанний рух рідини в радіально-осьовій гідротурбіні.

Застосовуємо струминну модель руху рідини по Ейлеру, рідина рухається по поверхнях току, які не пересікаються і витрата між суміжними поверхнями однакова. На меридіанній площині проточної частини робочого колеса вони трансформуються в лінії току.

Представимо собі пересічення лопатей робочого колеса середньою поверхнею току (крива $p-k$). Це будуть деякі просторові форми. Знесемо ці пересічення на площину, причому зберігаючи фактичні значення кутів (якщо лінія $p-k$ близька до прямої, то це можна здійснити шляхом розгортки конічного або циліндричного пересічень, коли криволінійна, – то конформним відображенням). Пересічення робочого колеса цією лінією з геометричними характеристиками наведено на рисунку 5.11.

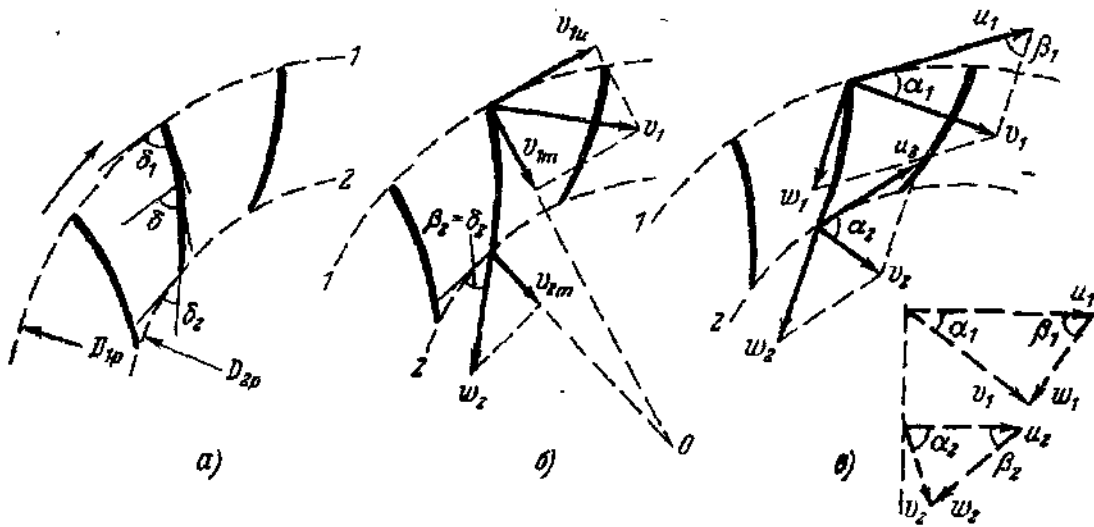


Рисунок 5.11 Побудова паралелограмів та трикутників швидкостей на вхідній і вихідній кромках робочого колеса гідротурбіни.

Умови роботи турбіни (режим) задаються двома параметрами: витратою Q і частотою обертання n робочого колеса. При заданих розмірах робочого колеса це дає можливість визначити компоненти паралелограмів швидкостей. Переносна окружна швидкість на вході в робоче колесо визначається за формулою

$$U_1 = \frac{\pi D_{1p} n}{60}. \quad (5.18)$$

Меридіанна компонента швидкості у вхідному перерізі 1 робочого колеса турбіни визначається за формулою

$$v_{1m} = \frac{Q}{\pi D_{1p} b_p}. \quad (5.19)$$

Окружна складова v_{lu} залежить від умов виходу потоку з напрямного апарата і дорівнює:

$$v_{1u} = v_{0u} \frac{D_{02}}{D_{1p}}. \quad (5.20)$$

Абсолютна швидкість на вході в робоче колесо дорівнює векторній сумі складових швидкостей

$$\bar{v}_1 = \bar{v}_{1m} + \bar{v}_{1u}. \quad (5.21)$$

Будуємо паралелограм швидкостей на вході в робоче колесо та визначаємо відносну швидкість W_1 (див. рисунок 5.11, в).

Форма вхідного паралелограма швидкостей залежить від абсолютно-го β_1 та відносного α_1 кутів. Замість паралелограма будують трикутники швидкостей (зображені пунктиром).

У вихідному перерізі робочого колеса 2 складові швидкостей дорівнюють

$$u_2 = \frac{\pi D_{2p} n}{60} \quad \text{та} \quad v_{2m} = \frac{Q}{F_2}.$$

Оскільки решітка лопатей робочого колеса дуже густа, то можна приблизно вважати, що відносна швидкість на виході з робочого колеса направлена по дотичній до середньої лінії вихідної кромки лопаті, тобто

$\beta_2 = \beta_{2,l}$, і тоді відносна швидкість на виході дорівнює

$$W_2 = \frac{v_{2m}}{\sin \beta_{2,l}} \quad (5.22)$$

Маючи U_2 і W_2 , будується паралелограм, як показано на рисунку 5.11, в, і знаходиться V_2 . Форма вихідного паралелограма визначається кутами α_2 і β_2 . Трикутник швидкостей зображено пунктиром.

В осьових турбін поверхні току в робочому колесі за гіпотезою циліндричних поверхонь току близькі до циліндричних (рисунок 5.12, а), тобто $D_{lp} = D_{2p} = D_p$. Розрахунковий діаметр можна обчислити як середній по площі

$$D_p = \sqrt{0,5(D_1^2 + d_{em}^2)} \quad (5.23)$$

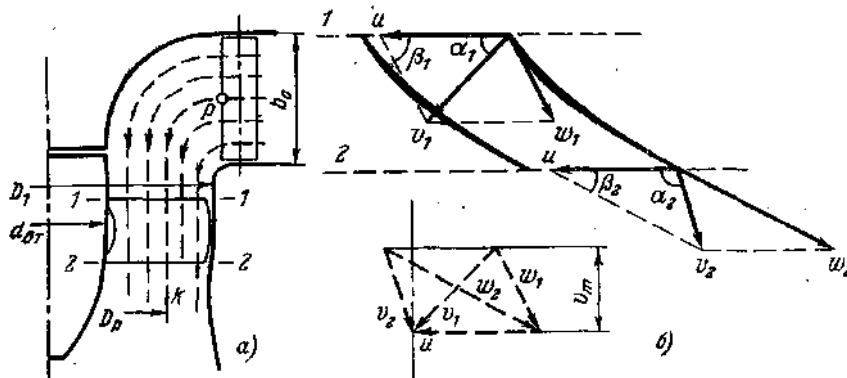


Рисунок 5.12 – Кінематика потоку в осьовій гідротурбіні.

Розгортка циліндричного пересічення лопатей робочого колеса на площину показана на рисунку 5.12, б. Особливість полягає в тому, що:

$$U_1 = U_2 = U = \frac{\pi D_p n}{60} \quad \text{та} \quad v_{1m} = v_{2m} = v_m = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - d_{em}^2)}$$

Швидкість на вхідних кромках 1 визначається як векторна сума

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_{1m} + \vec{V}_{1u},$$

причому V_{1u} обчислюється за формулою (5.20). Абсолютна швидкість V_2 , будується по (5.17) з урахуванням (5.22). Отримані паралелограми швидкостей показані на рисунку 5.12, б. Трикутники швидкостей на вхідній і вихідній кромках суміщені (показані пунктиром), оскільки вони мають однакову окружну швидкість U та висоту V_m .

Кінематика потоку в робочому колесі при зміні режиму роботи турбіни. Наведений вище спосіб побудови паралелограмів (трикутників) швидкостей показує, що для даного робочого колеса при незмінному відкритті напрямного апарата ($a_0 = \text{const}$) форма паралелограмів швидкостей,

що визначається кутами α і β , залежить від частоти обертання n і витрати Q .

Розглянемо, як ці параметри впливають на кінематику потоку на вході та виході з робочого колеса. Нехай витрата Q зберігається, а змінюється частота обертання n . При цьому на входних кромках 1 лопатей робочого колеса абсолютна швидкість V_1 , буде зберігати незмінне значення, оскільки згідно (5.21) вона не залежить від n . Змінюватися будуть тільки U_1 і W_1 як показано на рисунку 5.13, а. З побудови видно, що вектор відносної швидкості W_1 змінює свій напрям. При малій частоті обертання він відхиляється в сторону обертання $\beta_1 > \beta_{1л}$ а при великій – в протилежну сторону $\beta_1 < \beta_{1л}$.

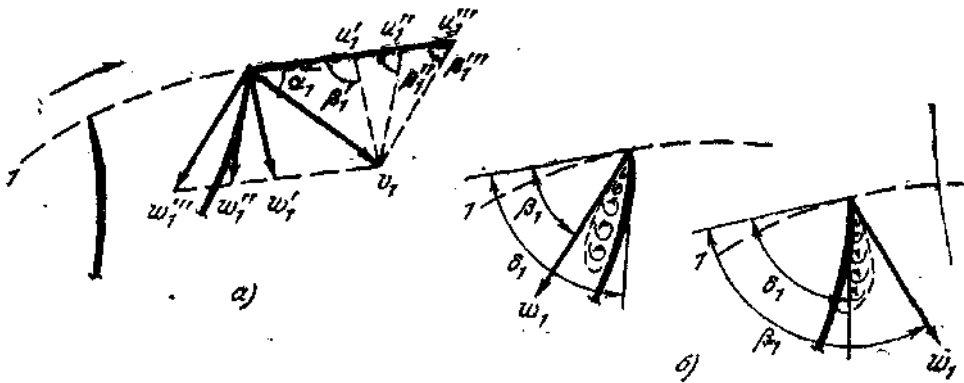


Рисунок 5.13 – Кінематика потоку на вході в робоче колесо при зміні частоти обертання n .

Коли $\beta_1 > \beta_{1л}$ або $\beta_1 < \beta_{1л}$ натікання рідини на входну кромку лопаті відбувається під кутом атаки i , як показано на рисунку 5.13, б, супроводжується утворенням вихрових зон, що створюють додаткові втрати енергії (втрати на «удар»). Найбільш сприятливим для обтікання входної кромки робочого колеса є режим безударного входу, коли $\beta_1 \approx \beta_{1л}$.

На вихідних кромках 2 відносна швидкість W_2 згідно (5.22) залежить тільки від витрати Q і кута β_2 , тобто не залежить від n . Оскільки U_2 пропорційна n , то по (5.17) абсолютна швидкість V_2 також буде залежати від n . Цю залежність легко простежити по паралелограму швидкостей на вихід-

них кромках робочого колеса радіально-осьової (рисунок 5.14, а) і осьової турбін (рисунок 5.14, б). Вони показують, що з підвищенням n та U_2 , кут α_2 зменшується і вектор V_2 повертається в бік обертання.

При цьому можна відзначити наступне:

1. Незважаючи на те, що витрата приймалася постійною, значення швидкості V_2 залежить від n і мінімальне її значення відповідає умові, при якій вектор V_2 лежить в меридіанній площині (спрямований до центру або паралельний осі обертання), тобто коли $\alpha_2 = 90^\circ$.

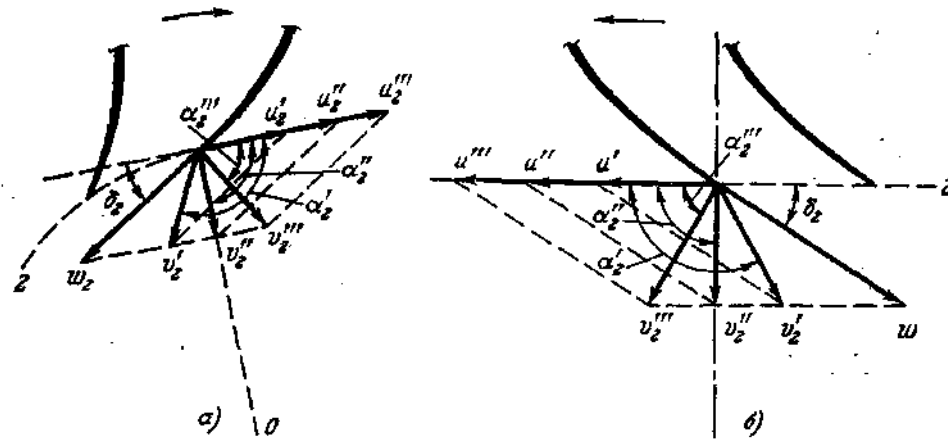


Рисунок 5.14 – Кінематика потоку на виході з робочого колеса при зміні частоти обертання n : а) – радіально-осьова гідротурбіна; б) – осьова гідротурбіна.

2. У загальному випадку потік за робочим колесом має закрутку (циркуляція $\Gamma_2 \neq 0$), причому якщо $\alpha_2 < 90^\circ$, то напрям закрутки потоку збігається з напрямом обертання робочого колеса, якщо ж $\alpha_2 > 90^\circ$, то потік обертається в зворотному напрямі й тільки при $\alpha_2 = 90^\circ$ циркуляція $\Gamma_2 = 0$.

Режим, який відповідає умові $\alpha_2 = 90^\circ$, коли V_2 мінімальна, а $\Gamma_2 = 0$, називають режимом нормального виходу. Оскільки втрати на виході з робочого колеса пропорційні V_2 , то режим роботи турбіни, близький до режиму нормального виходу, дає найменші втрати, тобто є найбільш сприятливим.

Режим, при якому одночасно задовольняються умови безударного входу і нормального виходу, дає мінімальні втрати, тобто найвищий ККД турбіни. Такий режим називають оптимальним.

Основне рівняння гідротурбін. Для визначення силових і енергетичних показників потоку в робочому колесі застосуємо закон моменту кількості руху в формі (5.14), який вже використовувався. Розглянемо робоче колесо радіально-осьової турбіни, меридіанне пересічення якого показане на рисунку 5.11, в. Виділимо контрольними поверхнями, що проходять перед вхідними кромками 1 і за вихідними кромками 2, а також поверхнями верхнього і нижнього ободів об'єм, що містить в собі всі лопаті робочого колеса.

Для сталого осередненого потоку всередині виділеного об'єму $v_u r$ не змінюється з часом і, отже, $d(v_u r)$ дорівнює різниці $v_{1u}r_1 - v_{2u}r_2$. Маса рідини, що протікає через робоче колесо за час dt буде визначатися за формулою $m = \rho Q dt$.

Закон моменту кількості руху в формі (5.14) після підстановки представляється формулою

$$\frac{d(mv_u r)}{dt} = \rho Q(v_{2u}r_2 - v_{1u}r_1) = \sum M_0. \quad (5.24)$$

Сума моментів відносно осі обертання зовнішніх сил $\sum M_0$ діючих на виділений об'єм рідини, визначається наступним чином:

- момент від сил тиску на поверхні обертання 1 і 2 і поверхні ободів дорівнює нулю;
- сила ваги рідини у виділеному об'ємі також не дає моменту, оскільки центр її прикладення збігається з віссю;
- сили тертя по обмежуючих поверхнях і сили тиску й тертя рідини на лопатях. Обидві групи сил дають момент відносно осі, але першу через малість можна не враховувати, і залишається момент, що діє на рідину з

боку лопатей робочого колеса M . Момент з якою рідина діє на лопаті, за законом Ньютона, буде дорівнювати моменту M з від'ємним знаком $-M$.

Остаточно виконуючи перетворення в формулі (5.24), отримаємо:

$$M = \rho Q (0,5 D_{1p} v_1 \cos \alpha_1 - 0,5 D_{2p} v_2 \cos \alpha_2) \quad (5.25)$$

Використовуючи вирази середньої циркуляції для довільного перерізу, $\Gamma_j = \pi D_{jp} V_j \cos \alpha_j$, можна виразити момент на робочому колесі через різницю середніх циркуляцій на вході і виході

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (5.26)$$

Формула (5.26) показує, що на робочому колесі виникає крутний момент тільки в тому випадку, коли воно дією своїх лопатей змінює циркуляцію потоку.

Слід відмітити, що згідно з (5.15) циркуляція на вході дорівнює циркуляції, створюваної напрямним апаратом, тобто $\Gamma_1 = \Gamma_0$. Знак Γ приймається додатним, якщо $V \cos \alpha$ співпадає з напрямом окружної швидкості U . Через момент і кутову швидкість робочого колеса, можна визначити потужність на робочому колесі і, дорівнюючи його моменту на робочому колесі з (5.26), отримаємо рівняння

$$M \varpi = \rho g Q H \eta_r,$$

де H – напір турбіни; η_r – ККД турбіни.

Підставляючи в цю формулу M із (5.25), отримуємо:

$$H \eta_r = \frac{1}{g} (U_1 V_1 \cos \alpha_1 - U_2 V_2 \cos \alpha_2). \quad (5.27)$$

Підставляємо M з (5.26), отримуємо другу форму рівняння (5.27)

$$H \eta_r = \frac{\varpi}{2\pi g} (\Gamma_1 - \Gamma_2). \quad (5.28)$$

Формули (5.27) і (5.28) є основним рівнянням турбін, або рівнянням Ейлера. Ліва частина $H \eta_r$ – енергія в Дж, що отримана робочим колесом від рідини вагою в 1н, яка пройшла через лопатеву систему робочого коле-

са. Права частина містить кінематичні параметри потоку рідини на вході та на виході з робочого колеса. Таким чином, основне рівняння дає зв'язок між енергетичними та кінематичними параметрами в турбіні.

Із рівняння Ейлера в формі (5.28) можна зробити висновки:

1. Оскільки найбільш сприятливий за ККД режим роботи близький до умов нормального виходу потоку, коли циркуляція $\Gamma_2 = 0$ або мала. $\Gamma_1 = \Gamma_0$ – циркуляції, що створювані напрямним апаратом. Звідси можна визначити необхідне значення Γ_0 в залежності від H і ω .

2. В процесі проходження води через робоче колесо турбіни циркуляція потоку повинна спадати. Отже, робоче колесо «спрацьовує» циркуляцію, створену напрямним апаратом.

Представляє інтерес інший висновок рівняння Ейлера, що дозволяє глибше зрозуміти механізм перетворення енергії робочим колесом турбіни, а саме висновок, який показує за рахунок яких складових швидкостей здійснюється це перетворення. Після деякого перетворення рівняння (5.27) отримаємо іншу форму рівняння Ейлера

$$H\eta_r = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}, \quad (5.29)$$

яка особливо ясно показує пряму залежність $H\eta_r$ від трикутників швидкостей на вході і виході з робочого колеса. Рівняння (5.29) пояснює зв'язок форми робочого колеса з напором турбіни. В осьових турбінах $U_1 = U_2$ і, отже, $H\eta_r$ визначається тільки абсолютними і відносними швидкостями, які не можуть бути занадто великими, оскільки інакше зростуть втрати. Це і викликає обмеження використання осьових турбін за напором. З ростом H переходять на діагональні і радіально-осьові турбіни, у яких діє різниця переносних швидкостей U_1 та U_2 , причому, чим більше H , тим роль цього фактору підвищується. Цим пояснюється те, що у високонапірних турбін зменшується відношення D_2/D_1 .

5.1.6. Закони подібності гідротурбін

Теорія подібності дозволяє вивчати складні фізичні процеси експериментальним шляхом, застосовуючи методи моделювання, або зіставлення з аналогічними явищами, і на підставі отриманих результатів визначати необхідні дані для натурних об'єктів.

Метод моделювання заснований на відтворенні і дослідженні якісно однакових процесів на моделях, що відрізняються від натури розмірами і є більш доступними для спостереження.

Методи моделювання гідротурбін засновані на теорії подібності, дозволяють вивчати всі процеси в гідротурбінах і застосовуються для:

- розробки і створення нових типів і систем гідротурбін (поряд з розрахунками, для їх уточнення і відбору найкращих варіантів);
- визначення параметрів натурних типів гідротурбін на однотипних подібних моделях;
- вивчення фізичних явищ, що протікають в гідротурбінах (наприклад кавітації, нестационарних та перехідних процесів і т. п.).

Подібність тих чи інших явищ визначається фізичними процесами. Два фізичних процесу вважаються подібними, якщо вони підпорядковані однаковим фізичним законам і виражені математичними рівняннями, в яких все однорідні величини відрізняються в однакове число раз. Такі процеси називаються якісно однаковими. Залежно від того, які розділи фізичних наук досліджуються, подібність поділяють на механічну, електричну і т. п. Розглянемо лише механічну подібність, так як вона вичерпно охоплює всі явища, що відбуваються в гідротурбінах. Основними умовами повної механічної подібності систем є:

1. *Геометрична подібність.* Умова геометричної подібності вимагає пропорційності всіх лінійних розмірів турбіни та її моделі. При цьому повинні моделюватися елементи турбінної камери, статора, напрямного апарата, робочого колеса і відсмоктувальної труби. На практиці часто моде-

люють тільки робоче колесо. Вплив усіх інших немодельованих елементів урахується внесенням поправок в результати, добуті під час випробування моделі.

2. *Кінематична подібність.* Умова кінематичної подібності зводиться до подібності поля швидкостей потоків рідини всередині проточної частини порівнюваних турбін. У відповідних точках потоку абсолютна швидкість, відносна і переносна мають однаковий напрям і пропорційні за величиною, тобто додержується подібність трикутників швидкостей. Іноді цю умову називають умовою *ізогональності режимів*.

3. *Динамічна подібність.* Умова динамічної подібності характеризується для турбін рівністю чисел Рейнольдса Re та Фруда Fr , тобто рівністю відношення сил інерції до сил тертя і ваги для відповідних точок геометрично подібних турбін.

Додержувати рівності чисел Фруда треба лише для активних турбін, які працюють при атмосферному тиску на потік води.

Додержати рівності чисел Рейнольдса для модельної та натурної турбіни практично неможливо. Однак численні дослідження показують, що коли $Re > 10^5$, при якому й працюють модельні та натурні турбіни, зміна числа Рейнольдса не має помітного впливу на форму руху потоку.

Вплив числа Re і шорсткості стінок враховують під час перерахунку ККД модельної турбіни за допомогою формул перерахунку.

Співвідношення між параметрами двох подібних турбін. З умови подібності трикутників швидкостей при ізогональних режимах випливає, що гідравлічні ККД моделі і натурної турбіни для ідеальних умов (для нев'язкої рідини) повинні бути однаковими. Насправді, внаслідок впливу шорсткості поверхні та в'язкості рідини строгої рівності ККД немає. Однак під час виведення наближених формул подібності виходитимемо з того, що гідравлічні ККД моделі і турбіни однакові.

Окружна швидкість на вході в робоче колесо натурної турбіни визначається за формулою

$$U_{1H} = \kappa_u \sqrt{2gH_H} = \frac{\pi D_{1H} n_H}{60}, \quad (5.30)$$

а для моделі

$$U_{1M} = \kappa_u \sqrt{2gH_M} = \frac{\pi D_{1M} n_M}{60}. \quad (5.31)$$

Коефіцієнт κ_u залежить лише від кутів α_1 і β_1 і в разі роботи на ізогональному режимі для моделі та натурної турбіни буде однаковий. Розв'язуючи сумісно рівняння (5.30) і (5.31), отримаємо

$$\frac{n_H}{n_M} = \frac{D_{1M}}{D_{1H}} \sqrt{\frac{H_H}{H_M}}. \quad (5.32)$$

Із геометричної та кінематичної подібності аналогічно отримуємо співвідношення для витрати та потужності

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{D_{1M}^2}{D_{1H}^2} \sqrt{\frac{H_H}{H_M}}, \quad (5.33)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{D_{1H}^2 H_H}{D_{1M}^2 H_M} \sqrt{\frac{H_H}{H_M}}. \quad (5.34)$$

Практика показує, що гідравлічні, об'ємні та повні ККД двох подібних турбін неоднакові. Якщо це врахувати, то вирази (5.32), (5.33) і (5.34) матимуть такий загальний вигляд:

$$\frac{n_H}{n_M} = \frac{D_{1M}}{D_{1H}} \sqrt{\frac{H_H}{H_M}} \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma H}}{\eta_{\Gamma M}}}; \quad (5.35)$$

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{D_{1M}^2}{D_{1H}^2} \sqrt{\frac{H_H}{H_M}} \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma H}}{\eta_{\Gamma M}}} \frac{\eta_{qM}}{\eta_{qH}}; \quad (5.36)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{D_{1H}^2 H_H}{D_{1M}^2 H_M} \sqrt{\frac{H_H}{H_M}} \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma H}}{\eta_{\Gamma M}} \frac{\eta_{qM}}{\eta_{qH}} \frac{\eta_H}{\eta_M}}. \quad (5.37)$$

Приклад 2. При дослідженні моделі турбіни діаметром $D_M = 0,3$ м та напорі $H_M = 3,5$ м було отримано що оптимальному режиму відповідає $n_{M,OPT} = 430$ об/хв і $Q_{M,OPT} = 0,15$ м³/с. Необхідно знайти оберти $n_{T,OPT}$, витрату $Q_{T,OPT}$ та потужність $N_{T,OPT}$ натурної турбіни того ж типу, якщо діаметр $D = 5$ м, а напір $H = 90$ м.

Вирішення. З формули (5.35) обчислюємо (приймаємо що $\eta_{\Gamma H}/\eta_{\Gamma M}=1$

$$n_{T,ont} = n_{M,ont} \frac{D_M}{D} \sqrt{\frac{H}{H_M}} = \frac{430 * 0,3}{5} \sqrt{\frac{90}{3,5}} = 132 \text{ об / хв}$$

З (5.36) обчислюємо

$$Q_{T,ont} = Q_{M,ont} \left(\frac{D}{D_M} \right)^2 \sqrt{\frac{H}{H_M}} = 0,15 \left(\frac{5}{0,3} \right)^2 \sqrt{\frac{90}{3,5}} = 211 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Потужність натурної турбіни обчислюємо через витрату та напір, приймаємо при цьому ККД натурної турбіни $\eta_{OPT} = 93\%$

$$N_{T,ont} = 9,81 * 90 * 211 * 0,93 = 172000 \text{ кВт}$$

Приведені величини. Перерахунок ККД двох подібних турбін. Формули перерахунку, що дають можливість порівнювання параметрів подібних турбін один з одним або всіх їх з моделлю, виявляються непоказуваними, коли потрібне порівняння результатів, отриманих на різних моделях, а також при зіставленні однойменних параметрів в різних серіях. Очевидно, що така несумісність зникає, якщо випробування завжди і у всіх серіях проводити в однакових умовах $H_M = 1$ м, на моделі одного встановленого зразка $D_M = 1$ м. Параметри, отримані на такій моделі, при повній механічній подібності будуть універсальні для всіх турбін даного типу. Теорія подібності дозволяє не застосовувати для кожного з типів таку фізичну мо-

дель. Можна виконати модель меншого діаметра і випробування провести при відповідних напорах, які забезпечували б необхідні числа Рейнольдса в проточній частині модельної турбіни. Беручи параметри, отримані при випробуваннях на таких моделях, за параметри умовної моделі, прийнятої за еталон, перераховують їх за формулами подібності на серійну турбіну. Параметри такої умовної моделі-еталона називаються приведеними величинами і позначаються індексом 1 та штрихом. З урахуванням ККД їх можна отримати, підставивши значення $D_m = 1 \text{ м}$ та $H_m = 1 \text{ м}$ в формули (5.35), (5.36), (5.37) і враховуючи, що n_m , Q_m , і N_m відповідно дорівнюють n'_1 , Q'_1 , N'_1 та, опускаючи індекс m у параметрів турбіни, отримаємо формули для приведених величин:

$$\text{приведені оберти} \quad n'_1 = \frac{nD_1}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_{ГМ}}{\eta_{ГН}}}; \quad (5.38)$$

$$\text{приведена витрата} \quad Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_{ГМ}}{\eta_{ГН}}} \frac{\eta_{qH}}{\eta_{qM}} \quad (5.39)$$

$$\text{приведена потужність} \quad N'_1 = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_{ГМ}}{\eta_{ГН}}} \frac{\eta_M}{\eta_H} \frac{\eta_{qH}}{\eta_{qM}}. \quad (5.40)$$

У наближеному вигляді ці формули не містять відношень ККД в правій частині та приймають вигляд:

$$n'_1 = \frac{nD_1}{\sqrt{H}} \quad (5.41)$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad (5.42)$$

$$N'_1 = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}} \quad (5.43)$$

Дуже часто застосовують також зворотні формули, що виражають оберти, витрату і потужність турбіни через приведені величини без урахування зміни ККД:

$$n = \frac{n'_I \sqrt{H}}{D_1}; \quad (5.44)$$

$$Q = Q'_I D_1^2 \sqrt{H}; \quad (5.45)$$

$$N = N'_I D_1^2 H \sqrt{H}. \quad (5.46)$$

Приклад 3. При дослідженні моделі турбіни діаметром $D_M = 0,3$ м та напорі $H_M = 3,5$ м було отримано, що оптимальному режиму відповідає $n_{M.опт} = 430$ об/хв і $Q_{M.опт} = 0,15$ м³/с. Обчислити приведені оберти та витрату для оптимального режиму.

Вирішення. З формулі (5.41) обчислюємо приведені оберти

$$n'_{Ioon} = \frac{n_{M.опт} D_M}{\sqrt{H_M}} = \frac{430 * 0,3}{\sqrt{3,5}} = 69 \text{ об / хв};$$

з формули (5.42) обчислюємо приведені витрати

$$Q'_{Ioon} = \frac{Q_{M.опт}}{D_M^2 \sqrt{H_M}} = \frac{0,15}{0,3^2 \sqrt{3,5}} = 0,89 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Фактично наведені величини в наближеному значенні дозволяють визначити значення параметрів в припущенні рівності всіх ККД. Це рівносильно припущенням рівності відносних втрат від сил в'язкого опору, витоків і механічного тертя в моделі і натурі. В дійсності, як впливає з попереднього викладу, це не дотримується через наявність масштабного ефекту і труднощів виконання однакових відносних зазорів і шорсткостей. Таким чином, строго кажучи, в наближеному вираженні наведені величини не є серійними, тобто однаково застосовними для всіх типорозмірів.

Однак існує ряд причин, які змушують застосовувати наближені значення приведених величин. По-перше, це значно спрощує завдання попереднього вибору параметрів гідротурбін. По-друге, відмінності ККД між моделлю і турбіною знаходяться в межах 2-3%, що для отримання попередніх даних допустимо. По-третє, при випробуваннях досить достовірно можна отримати тільки значення загального ККД моделі або натурної турбіни і не вдається виділити значення інших складових ККД, тому строго кажучи, можливостей для визначення точних значень приведених величин немає.

Однак для видачі гарантій наближені величини вимагають уточнень, що змушує на практиці застосовувати так зване друге наближення, в якому приймають, що ККД моделі і еталона (тобто умовної турбіни з $D_1 = 1$ м) однакові; гідравлічні ККД моделі і турбіни відрізняються один від одного так само як їх загальні ККД; об'ємні ККД моделі і натури однакові. У другому наближенні приведені величини визначаються наступними формулами

$$n'_I = \frac{nD_1}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_H}{\eta_M}}; \quad (5.47)$$

$$Q'_I = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_H}{\eta_M}} \quad (5.48)$$

$$N'_I = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_H}{\eta_M} \frac{\eta_H}{\eta_M}}, \quad (5.49)$$

де η_H та η_M – загальні ККД натури та моделі.

При користуванні цими формулами необхідно знати ККД натурної турбіни, які зазвичай отримують не в результаті натурних випробувань, а шляхом внесення в ККД моделі поправок на масштабний ефект.

Для перерахунку ККД в заданій режимній точці універсальної характеристики реактивних і активних моделей гідротурбін номенклатурою (ДСТУ) рекомендована формула

$$\frac{1-\eta_H}{1-\eta_M} = (1-\chi) + \chi \sqrt[5]{\frac{Re_M}{Re_H}}, \quad (5.50)$$

де η_M і η_H – ККД модельної та натурної гідротурбін; χ – доля перерахованих втрат; Re_M і Re_H – числа Рейнольдса модельної та натурної гідротурбін.

Для всіх поворотно-лопатевих гідротурбін в зоні гарантованих режимів роботи гідротурбіни при $Q_I' > 0,4 Q'_{I_{опт}}$ рекомендована $\chi = 0,75$.

Для радіально-осьових гідротурбін в зоні гарантованих режимів роботи гідротурбіни при $Q_I' > 0,7 Q'_{I_{опт}}$ рекомендована

$$\chi = 0,25 + 0,5 \frac{Q_I'}{Q'_{I_{опт}}} \text{ при } Q_I' < Q'_{I_{опт}};$$

$$\chi = 0,75 \text{ при } Q_I' > Q'_{I_{опт}}.$$

Для ковшових гідротурбін рекомендована

$$\chi = 0,67 - 0,44 \frac{Q_I'}{Q'_{I_{опт}}}$$

Коефіцієнт швидкохідності та його зв'язок з конструктивними формами турбін. У практиці гідромашинобудування широко використовується, так званий, коефіцієнт швидкохідності, який позначають n_s . Він чисельно дорівнює кількості обертів такої турбіни, яка при напорі $H = 1$ м має потужність $N = 1$ к. с. (736 Вт).

Знайдемо вираз для коефіцієнта швидкохідності. З рівняння (5.32)

$$n_M = n \frac{D_1}{D_{1M}} \sqrt{\frac{H_M}{H}}. \quad (5.51)$$

Підставивши n_s замість n_M і враховуючі що $H_M = 1$ м, отримаємо

$$n_s = \frac{nD_1}{D_{1M}\sqrt{H}}. \quad (5.52)$$

З рівняння (5.34) при $N_M = 1$ к. с. і $H_M = 1$ м отримаємо

$$N = \frac{D_1^2 H \sqrt{H}}{D_{1M}^2} \quad (5.53)$$

З рівнянь (5.52) та (5.53) виключимо відношення діаметрів D_1/D_{1M} і остаточно отримаємо

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^4\sqrt{H}}, \quad (5.54)$$

де N – потужність турбіни в к. с.;

n – кількість обертів турбіни за хвилину.

Якщо потужність виражати не в кінських силах, а в кіловатах, то замість формули (5.54) матимемо

$$n_s = \frac{7n\sqrt{N}}{6H^4\sqrt{H}}. \quad (5.55)$$

У практиці зручно користуватися формулою, яка встановлює зв'язок між коефіцієнтом швидкохідності та приведеними величинами. Зробивши відповідні викладки, маємо таку залежність:

$$n_s = 3,65n'_I\sqrt{Q'_I\eta}. \quad (5.56)$$

Рівняння (5.56) показує, що в ізогональних режимах коефіцієнти швидкохідності турбін однієї і тієї ж серії рівні між собою, бо значення n'_I і Q'_I лишаються незмінними.

Із зміною потужності при постійному значенні напору і кількості обертів коефіцієнт швидкохідності для однієї і тієї ж самої турбіни змінює свою величину.

Отже, кожний тип турбін має деякий діапазон зміни n_s . Порівнювати турбіни різних серій за величиною n_s можна лише в тому разі, коли останні обчислені для однакових режимів роботи. Звичайно коефіцієнт швидкохі-

дності визначають для номінальної потужності турбіни при розрахунковому напорі і нормальній швидкості обертання.

Основною тенденцією в сучасному гідротурбобудуванні є підвищення коефіцієнта швидкохідності турбін, що дає змогу при заданих потужності і напорі створювати агрегати меншого діаметра і з більшою кількістю обертів. Такі турбіни мають меншу масу.

З формули (5.56) видно, що підвищити коефіцієнт швидкохідності можна, збільшуючи n'_1 або Q'_1 . Краще збільшувати Q'_1 бо при цьому зменшується діаметр турбіни і зростає кількість обертів, а коли підвищувати швидкохідність за рахунок n'_1 , досягається лише збільшення кількості обертів турбіни.

На рисунку 5.15 показані габарити робочих коліс різної швидкохідності, розраховані на потужність $N = 1$ к. с. при напорі $H = 1$ м. З рисунку видно, що швидкохідність залежить від форми і кількості лопатей робочого колеса. З підвищенням швидкохідності розміри робочого колеса зменшуються.

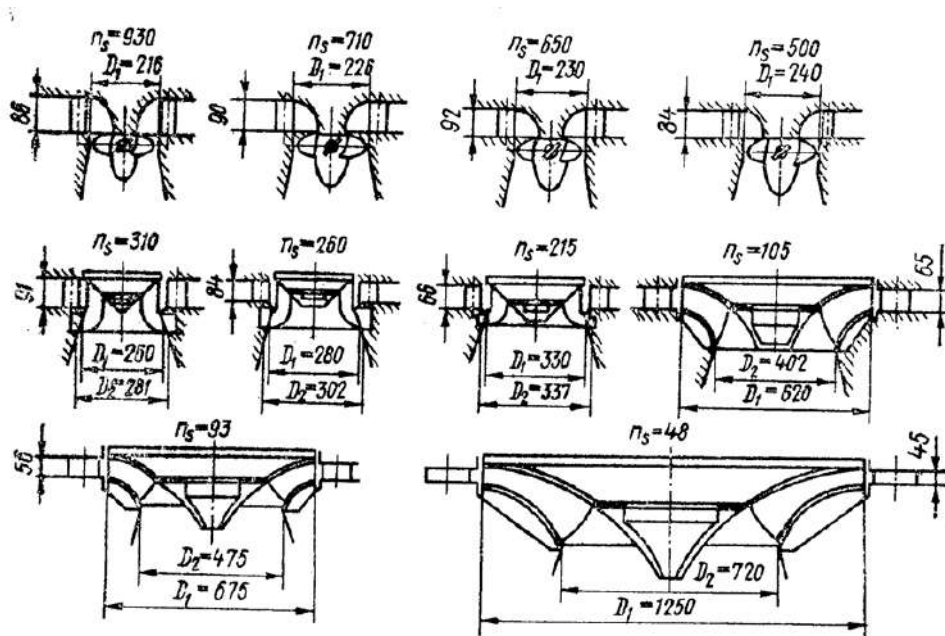


Рисунок 5.15 – Основні розміри робочих коліс турбін різній швидкохідності

Величини швидкохідності різних систем гідротурбін змінюються наступним чином:

<i>Турбіни</i>	n_s
<i>Пропелерні та поворотно-лопатеві</i>	1000-300
<i>Діагональні</i>	500-250
<i>Радіально-осьові</i>	300-80
<i>Ковшові</i>	50-10

Коефіцієнт швидкохідності – критерій для загального порівняння всіх типів і серій турбін та класифікації їх за швидкістю обертання.

Чим менше коефіцієнт швидкохідності n_s , тим тихохідніша турбіна, тим вище її область напорів, на які вона використовується.

5.1.7. Явище кавітації в гідротурбінах

Кавітація – це складне явище, яке виникає в потоці рідини при великих швидкостях і супроводжується руйнуванням деталей проточної частини турбіни, вібрацією. При цьому знижується ККД, пропускна здатність і потужність турбіни.

Уперше кавітацію виявили на початку XX ст., коли з'явилися швидкохідні морські судна, гвинти яких руйнувалися за дуже короткий час. Дослідженнями було встановлено, що при високих швидкостях рідини або тіла всередині рідини суцільність потоку порушується. В потоці виникають порожнини, заповнені парою рідини та газами. Тиск цієї пари визначається температурою навколишнього середовища. Ці порожнини (cavitas), від яких дістало назву явище, переносяться в зону вищих тисків і нижчих швидкостей. Пара швидко конденсується, і в воді виникає тиск у кілька тисяч атмосфер. Якщо це відбувається на поверхні деталі, вона починає руйнуватися. Спостереження показали, що кавітаційні бульбашки весь час коливаються і діють на поверхню деталі, як вістря, що має високу твердість.

У кавітаційному руйнуванні беруть участь також електро-хімічні процеси, які сприяють збільшенню інтенсивності кавітаційної ерозії.

Виникнення в турбулентному потоці розривів суцільності рідини – каверн носить назву кавітації.

Кавітуючий потік спричиняє такі дії на гідромашини:

1 При досить розвиненій кавітації зростають гідравлічні втрати, що приводить до падіння ККД і зменшенню витрати.

2 При наявності кавітації в гідромашині виникає різкий шум і створюються підвищені вібрації.

3. При роботі гідромашини в умовах кавітації досить швидко в тих місцях, де захоплюються каверни, утворюється знос поверхні.

Характерними видами (рисунок 5.16) кавітації в гідравлічних машинах є: *а* – *профільна*, що виникає при обтіканні лопатей в області найбільш низького тиску; *б* – *щільнна* при протіканні рідини з великим перепадом тисків через зазори, наприклад, між лопатями робочого колеса і камерою, і *в* – *місцева*, що викликається обтіканням нерівностей, окремих уступів, ребер та ін.

Кавітація, в основному профільна, може мати різні форми або стадії розвитку, показані на рисунку 5.16. Тут *а* – бульбашкова форма кавітації, при якій розриви суцільності мають вигляд окремих рухомих бульбашок-каверн; *б* – зональна або плівкова, що характеризується наявністю суцільної каверни, заповненої пульсуючими вихорами рідини; *в* – відривна, коли в каверні є порожнина, що не заповнена рідиною, та *г* – суперкавітація, яка настільки розвинена, що замикається за межами профілю. Кожна з цих форм має свої специфічні особливості. Бульбашкова і зональна форми найбільш інтенсивно проявляються в акустичній (шум) і ерозійній дії, але порівняно мало позначаються на гідродинамічних характеристиках потоку, в той час як відривна, а тим більше суперкавітація істотно змінюють гідро-

динамічні показники потоку, що впливає на витрату, потужність і ККД гідромашин.

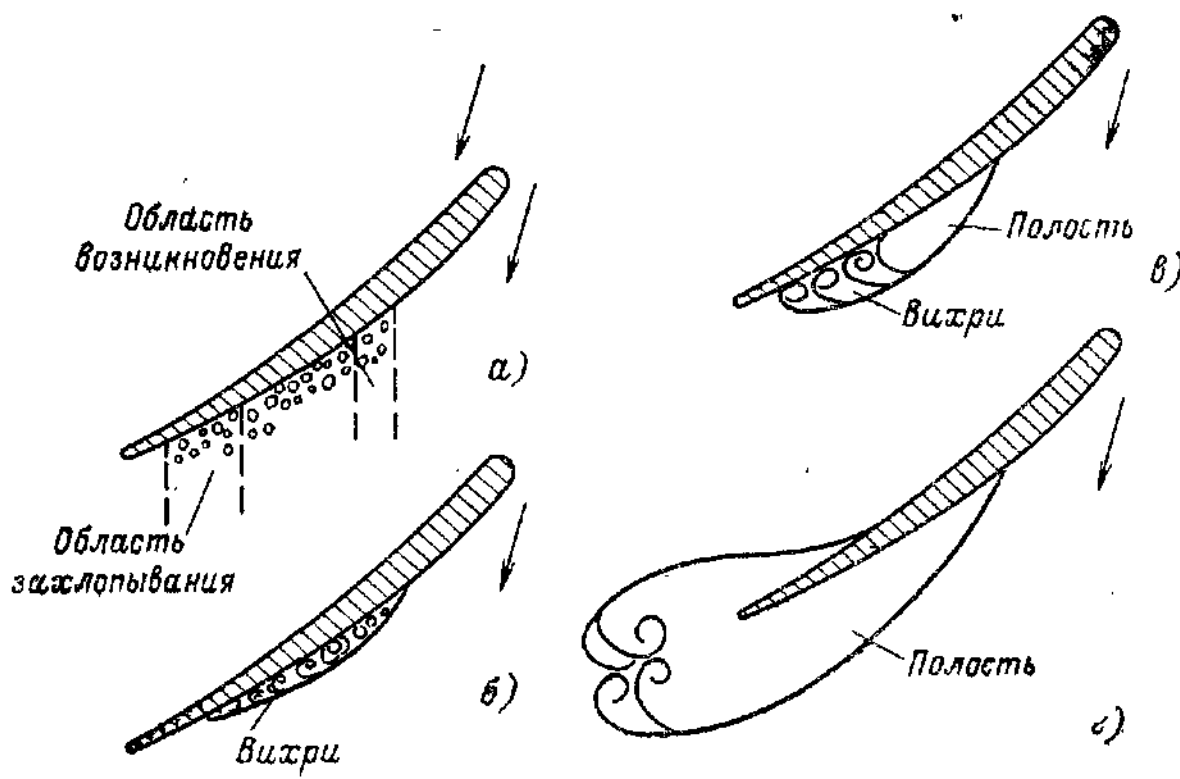


Рисунок 5.16 – Стадії лопатевої кавітації.

На підставі наведеного розгляду умовою відсутності кавітації є

$$p_a \geq p_{н.п.}, \quad (5.57)$$

тобто абсолютний тиск у будь-якій точці проточного тракту повинен бути вище тиску насиченої пари рідини.

При умові відсутності кавітації (5.57) отримаємо вираз для перерізу за робочим колесом

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{н.п.}}{\rho g} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_s - \sigma H, \quad (5.58)$$

де H_s – висота відсмоктування (висота розміщення турбіни над рівнем нижнього б'єфа); σ – коефіцієнт кавітації; $p_{н.п.}$ – тиск насичених парів рідини при даній температурі.

Розв'яжемо це рівняння відносно H_s та врахуємо положення турбіни над рівнем моря

$$H_s \leq \frac{p_{атм}}{\rho g} - \frac{p_{н.п.}}{\rho g} - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H - 1,5, \quad (5.59)$$

де 1,5 – запас, який враховує масштабний ефект.

Таким чином для забезпечення відсутності кавітації в турбіні необхідно обмежувати висоту відсмоктування H_s .

При розрахунках допустимої висоти відсмоктування H_s розрахунковий коефіцієнт кавітації турбіни визначають за критичним значенням σ з введенням коефіцієнта запасу k_σ , який приймається $k_\sigma = 1,1-1,2$.

Способи відліку висоти відсмоктування для різних турбін показані на рисунку 5.17. У вертикальних радіально-осьових і діагональних турбінах H_s відраховується від нижньої кромки напрямного апарата (часто висоту відсмоктування відраховують від середньої лінії напрямного апарата, тоді $H's = H_s + 0,5b_0$); в вертикальних осьових – від осі повороту лопатей робочого колеса. У горизонтальних турбінах H_s відраховується від верхньої точки робочого колеса.

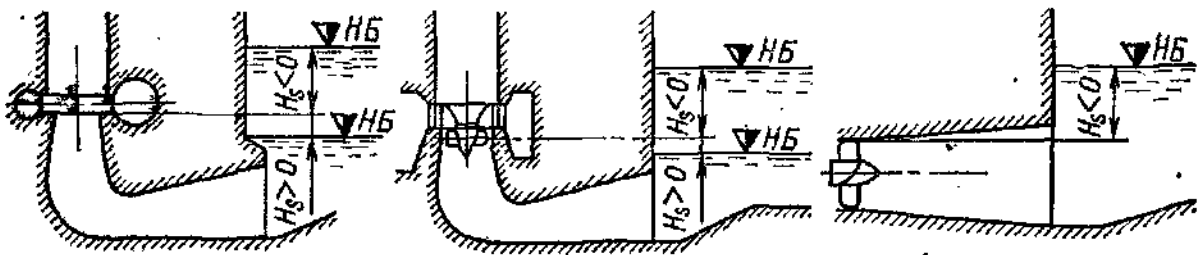


Рисунок 5.17 – Схеми відліку висот відсмоктування для турбін різних систем і конструкцій: а – вертикальної радіально-осьової; б – вертикальної поротно-лопатевої; в – горизонтальної осьової

Коефіцієнт кавітації турбін σ залежить від режиму роботи і типу турбіни, від її коефіцієнта швидкохідності n_s . Для умов номінальної потужності турбіни залежність $\sigma = f(n_{шом})$ показана на рисунку 5.18, причому

даний діапазон можливих відхилень для різних типів турбін. Наведені залежності показують, що з ростом швидкохідності турбіни коефіцієнт кавітації швидко збільшується.

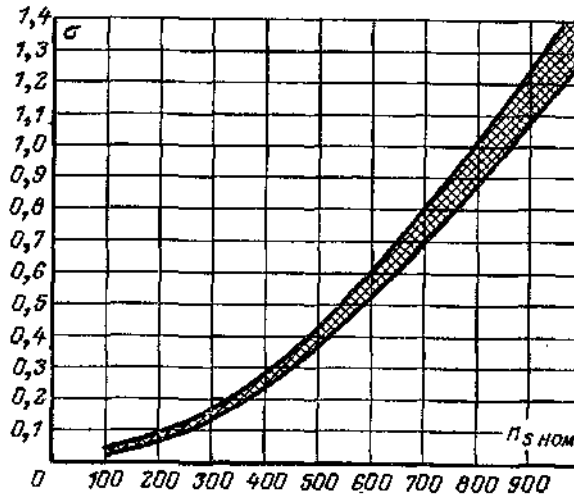


Рисунок 5.18 – Залежність коефіцієнта кавітації турбіни $\sigma = f(n_s)$

Приклад 4. Знайти допустиму висоту відсмоктування H_s для турбіни з напором $H = 60$ м при відмітці нижнього б'єфу 350 м, якщо з характеристики коефіцієнт кавітації дорівнює $\sigma = 0,1$.

Вирішення. Задаємося коефіцієнтом запасу $k_\sigma = 1,15$.

Обчислюємо $\sigma_T = 1,15 \cdot 0,1 = 0,115$.

По формулі (5.59) підраховуємо

$$H_s = 10 - \frac{360}{900} - 0,115 \cdot 60 - 1,5 = 10 - 0,4 - 6,9 - 1,5 = 1,2 \text{ м.}$$

Гідротурбіну можна встановити на 1,2 м вище відмітки рівня нижнього б'єфу.

5.1.8. Характеристики гідротурбін

В процесі проектування гідроелектростанцій, при виборі типів турбін і визначенні їх основних параметрів, розмірів, частоти обертання, ККД, відмітки установки та інших факторів, а також при призначенні найбільш доцільних умов використання обладнання в процесі експлуатації необхід-

но мати достатньо повні дані про властивості турбін. Ці дані подаються у формі характеристик, що визначають все необхідні показники турбіни для різних умов її роботи, точніше, для різних режимів.

Таким чином, всі показники роботи турбіни даного типу в загальному вигляді можна виразити наступними функціональними відношеннями:

$$\begin{aligned}Q &= f_1(D, a_0, H, n); \\N &= f_2(D, a_0, H, n); \\ \eta &= f_3(D, a_0, H, n);\end{aligned}\tag{5.60}$$

Для поворотно-лопатевих турбін ці співвідношення ще складніші, оскільки вони включають додаткову незалежну змінну – кут установки лопатей робочого колеса φ ,

$$\eta = f_\eta(D, a_0, \varphi, H, n);\tag{5.61}$$

Залежності (5.60) та (5.61) і називаються *характеристиками турбін*, причому вони зазвичай представляються в графічній формі. Потрібно мати на увазі, що в системі характеристик (5.60) поділ змінних на незалежні і функції є умовним і завжди можна їх поміняти місцями. Важливо, що число незалежних змінних визначено: для турбін з одиночним регулюванням (радіально-осьові, пропелерні, ковшові) їх чотири, для турбін з подвійним регулюванням (поворотно-лопатеві) їх п'ять.

Побудувати графічне зображення функції від чотирьох незалежних змінних неможливо. У зв'язку з цим будуються характеристики, у яких частина незалежних змінних замінюється постійними параметрами. Використовуються дві форми характеристик: *універсальні* та *лінійні*.

Універсальні характеристики гідротурбін. Універсальні характеристики мають два визначальних параметри і являють собою залежність даного показника від двох незалежних змінних. Існує кілька типів універсальних характеристик, причому назва дається за змінними.

Універсальну напірно-потужнісну характеристику будують в координатах H , N (напір, потужність турбіни) при заданих D та n (параметри). Її часто називають експлуатаційною характеристикою (в умовах нормальної експлуатації частота обертання турбіни підтримується строго постійною). Її загальний вираз

$$\eta = f_{\eta}(N, H)$$

$$H = f_H(N, H) \text{ при } D_1 = \text{const}, n = \text{const}.$$

Така характеристика показана на рисунку 5.19 для радіально-осьової турбіни. У полі характеристики проведені ізолінії ККД і допустимої висоти відсмоктування H_S . Таким чином, для будь-яких умов роботи можна визначити значення цих показників.

Напірно-витратну експлуатаційну характеристику при $D_1 = \text{const}$ і $n = \text{const}$ зображено на рисунку 5.20. Тут дані ізолінії ККД η і потужності N . На характеристиках (див. рисунки 5.19 і 5.20) показані обмежуючі лінії (зі штрихуванням). Нижня відповідає найбільшому відкриттю прямого апарата, верхня – номінальній потужності генератора.

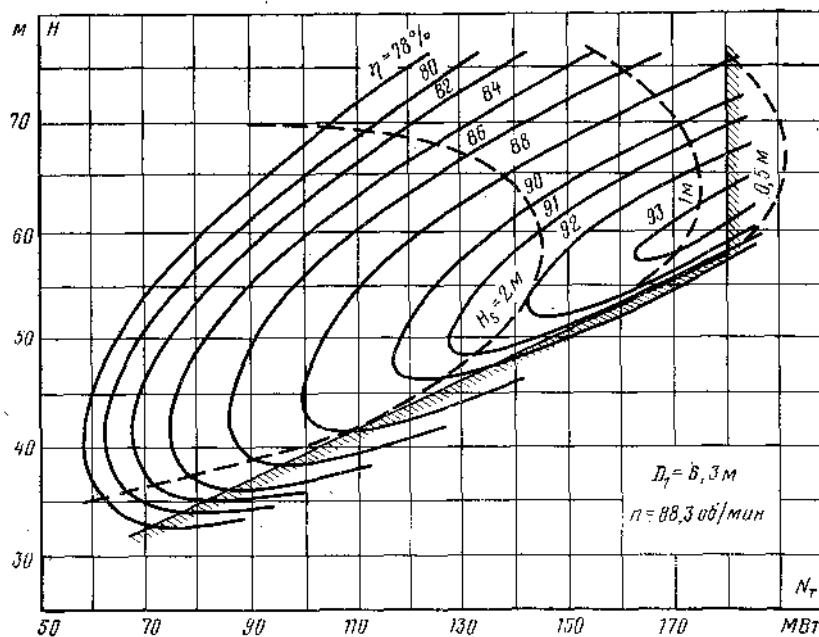


Рисунок 5.19 – Напірно-потужнісна універсальна (експлуатаційна) характеристика.

Головна універсальна характеристика для характеристики властивостей турбін даного типу широко використовується як *оборотно-витратна характеристика*, яка будується при постійних значеннях $D_1 = 1 \text{ м}$ і $H = 1 \text{ м}$. Оскільки ця характеристика зазвичай визначає загальні властивості турбін даного типу, її будують в приведених параметрах Q'_1 та n'_1 . Її вид для радіально-осьової турбіни показаний на рисунку 5.21. На полі характеристики нанесені ізолінії ККД η , коефіцієнт кавітації σ та відкриття напрямного апарата a_0 .

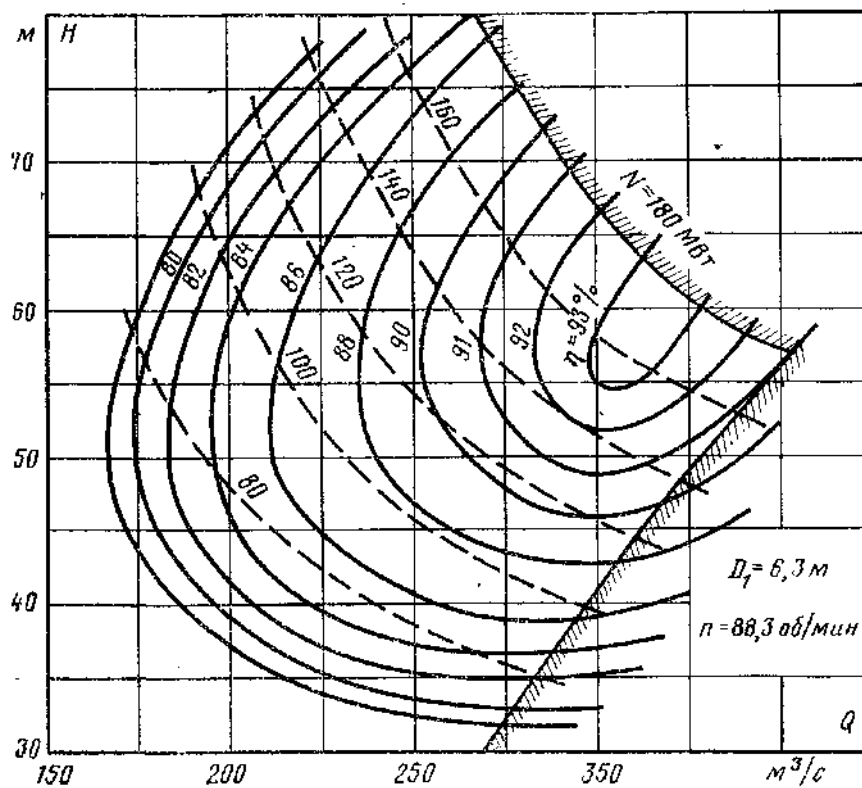


Рисунок 5.20 – Напірно-витратна універсальна характеристика.

Головна універсальна характеристика будується за даними модельних випробувань (модельна характеристика), і всі показані на ній величини (η , σ , a_0 й ін.) наведені для моделі. У зв'язку з цим на характеристиці завжди вказують розмір моделі (діаметр) і приводять її габаритний креслення, включаючи турбінну камеру і відсмоктувальну трубу. Важливою точкою характеристики є оптимальний режим, який відповідає абсолютному максимуму ККД.

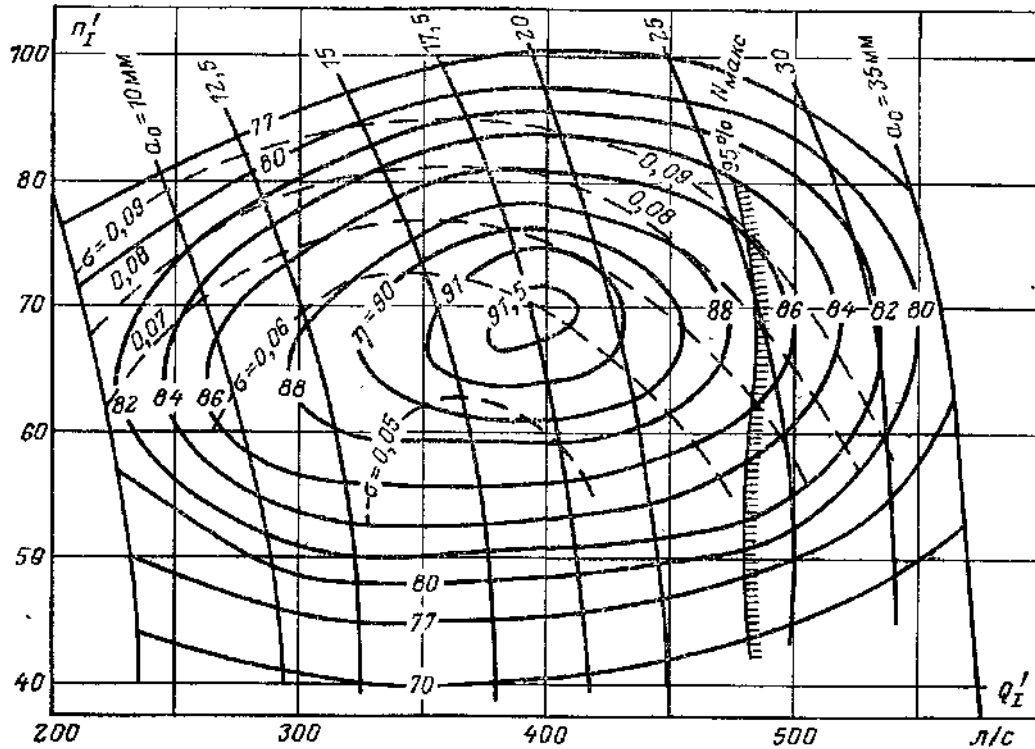


Рисунок 5.21 – Головна універсальна характеристика радіально-осьової гідротурбіни.

На головній універсальній характеристиці вказується ще лінія 5%-вого запасу потужності $95\% N_{\text{макс}}$. Правіше цієї лінії можна отримати збільшення потужності тільки на 5%, і зазвичай в цій області працювати гідротурбіні не рекомендується. Головна універсальна характеристика повністю висвітлює властивості турбін даного типу, і по ній, використовуючи формули перерахунку (5.44) і (5.45), можна визначити всі необхідні показники і побудувати будь-яку іншу характеристику турбіни даного типу для заданих параметрів.

Лінійні характеристики гідротурбін. Лінійні характеристики будуються в залежності від однієї змінної, по якій і отримують свою назву. При цьому приймаються постійними три параметра. Наприклад *лінійна потужнісна характеристика* являє собою залежність показників турбіни від її потужності $\eta = f_{\eta}(N)$ при $D_1 = \text{const}$, $n = \text{const}$, $H = \text{const}$. Така характеристика показана на рисунку 5.22. Дана лінійна характеристика являє собою

пересічення універсальної напірно-потужнісної характеристики на рисунку 5.19.

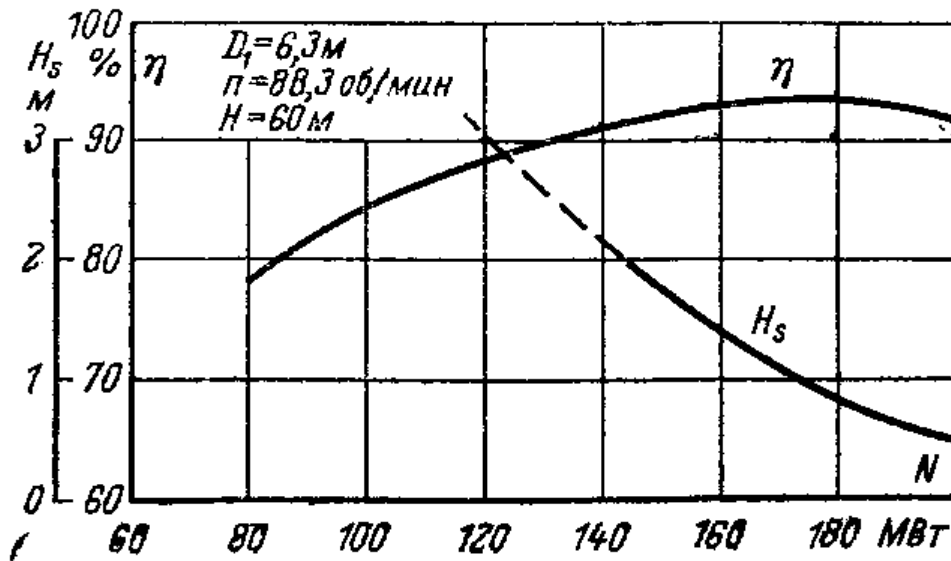


Рисунок 5.22 – Потужнісна лінійна характеристика.

Обертова лінійна характеристика встановлює залежність потужності, витрати і ККД турбіни від кількості її обертів при *постійному відкритті* напрямного апарата і напорі.

Обертову характеристику реактивної турбіни наведено на рисунку 5.23.

Із збільшенням кількості обертів n витрата у тихохідних реактивних турбін зменшується, у швидкохідних зростає, а у ковшових не змінюється. Найбільші значення потужності і ККД досягаються при різних значеннях обертів. Кількість обертів, при якій досягається максимальне значення ККД, називається *оптимальним*, а кількість обертів при знятому навантаженні називають *розгінним*.

Набір обертових характеристик при різних величинах відкриття напрямного апарата становить головну характеристику турбіни, бо вона охоплює різноманітні режими роботи. Використовуючи формули подібності (5.32), (5.33) і (5.34), можна перерахувати добуті дані на будь-який напір і для будь-якого режиму.

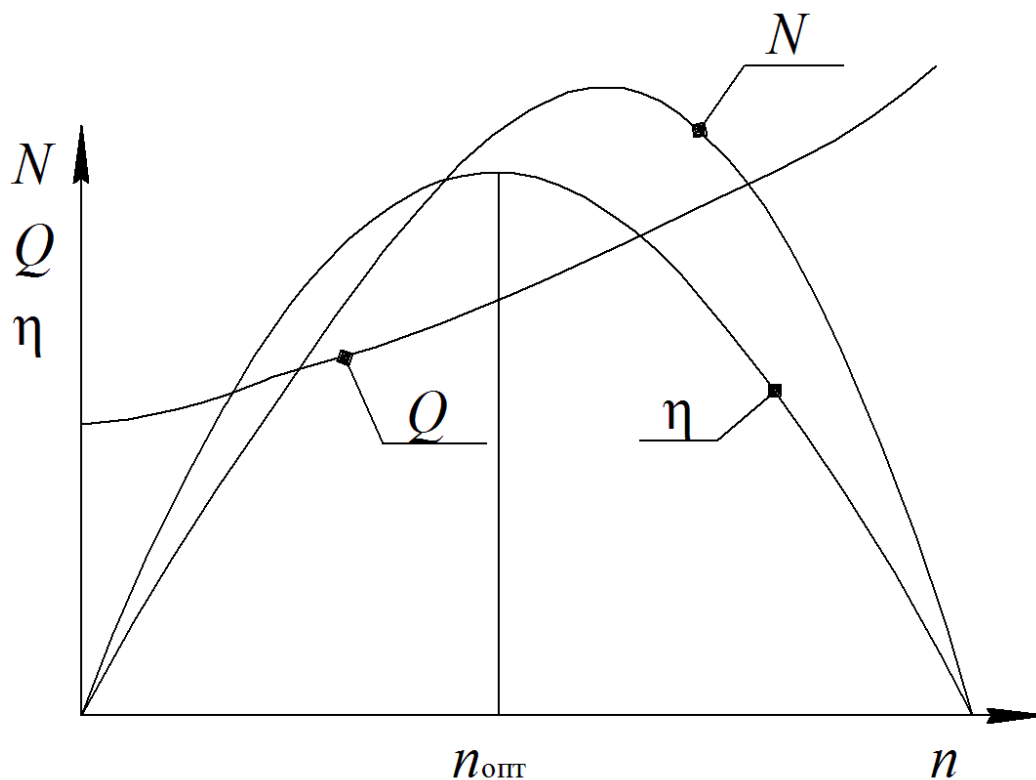


Рисунок 5.23 – Обертова лінійна характеристика.

5.1.9. Номенклатура реактивних гідротурбін.

Особливістю гідроенергетики є те, що гідроелектростанції доводиться проектувати і будувати в найрізноманітніших умовах. Щоб уніфікувати гідротурбіни і здешевити їх виробництво, розроблена номенклатура реактивних гідротурбін. Суть її в тому, що вся область застосування реактивних гідротурбін від 2 до 500 м по напору і до 1 000 000 кВт по потужності поділена на діапазони, що обслуговуються найменшою кількістю типів робочих коліс. Кожний тип (серія) гідротурбін обслуговує певний діапазон напорів. У межах кожного інтервалу напорів весь діапазон потрібних потужностей забезпечується рядом стандартних діаметрів робочих коліс D_1 і синхронних кількостей обертів n .

Поєднання типу і діаметра робочого колеса дає типорозмір турбіни. Всі турбіни умовно поділяють на малі, середні і великі.

Малими називають турбіни, діаметр яких не перевищує 1,2 м при низьких і 0,5 м – при високих напорах, а потужність становить не більше 1000 кВт.

До *середніх* належать турбіни, у яких діаметр робочих коліс не більший за 2,5 м при низьких і 1,6 м – при високих напорах. Потужність таких турбін не перевищує 20000 кВт.

Решта турбін належить до *великих*.

Сучасна номенклатура великих вертикальних реактивних гідротурбін (ДСТУ) не тільки відображає досягнутий рівень виробництва гідротурбін, а й визначає подальший напрям створення нових робочих коліс.

Кожній турбіні, що входить до номенклатури, присвоюється своя марка, яка включає 5 позначень, відокремлених одно від одного рисочкою: ПЛ40/07-В-500 або РО81/01-В-300. Перші 2 букви позначають тип робочого колеса. Далі вказується максимальний напір для даної турбіни та інвентарний номер колеса. Наступна буква після косої лінії позначає розташування вала (В — вертикальний вал, Г — горизонтальний вал). Останнє число позначає діаметр робочого колеса в сантиметрах.

Основні конструктивні і гідравлічні параметри турбін, що входять до номенклатури, подані в таблицях 5.2 і 5.3 З таблиць видно, що для поворотно-лопатевих турбін прийнято 9 номенклатурних коліс, розрахованих на напір, що не перевищує 70 м; для радіально-осьових прийнято 8 коліс з максимальним напором 700 м.

Максимальний діаметр робочого колеса для поворотно-лопатевих турбін становить 1050 см, а для радіально-осьових – 850 см.

Зведений графік областей застосування великих гідротурбін показаний на рисунку 5.24. На цьому графіку в логарифмічних координатах напору і потужності окреслені області застосування кожної з включених до номенклатури серій турбін. Всередині кожної області вказано марку турбі-

ни. Межами кожної області є граничні значення напору та потужності турбіни.

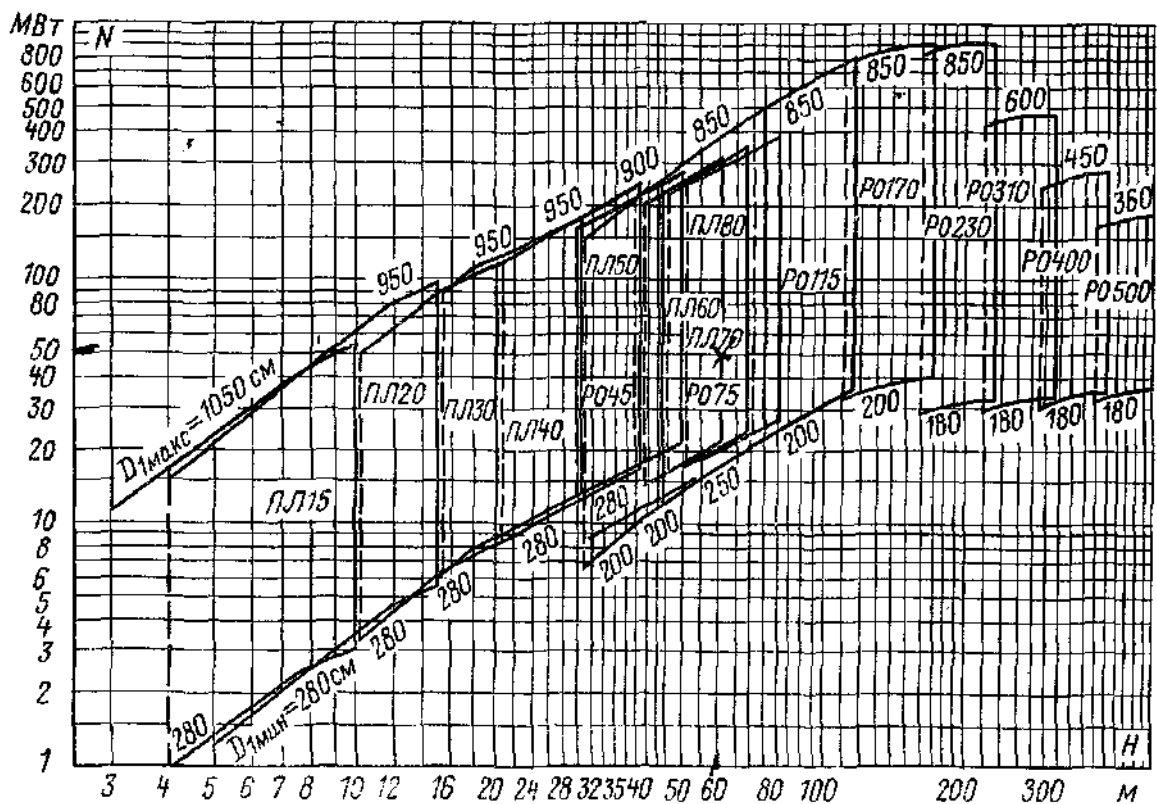


Рисунок 5.24 – Зведений графік областей застосування вертикальних гідротурбін.

Кожному нормалізованому діаметру робочого колеса відповідає визначена область потужностей і напорів, окреслена паралелограмом, в якому вказано найвигіднішу кількість обертів турбіни.

5.1.10. Методи підбору реактивних гідротурбін.

Турбіни для гідроелектростанцій підбирають за 2 етапи. Спочатку роблять первинний (орієнтовний) вибір типу і кількості турбін, потім техніко-економічним порівнянням ряду варіантів визначають оптимальний.

Під час первинного підбору насамперед з'ясовують розрахункове значення потужності турбіни за формулою

$$N_T = \frac{N_p}{Z\eta_{ген}} \quad (5.62)$$

де N_p – розрахункова потужність ГЕС;

Z – кількість турбін, встановлюваних на ГЕС;

$\eta_{ген}$ – ККД гідрогенератора.

Первинний підбір турбін можна зробити двома способами: за графіками областей застосування гідротурбін і за приведеними величинами витрати Q'_1 і кількістю обертів з використанням універсальних характеристик.

За графіком областей застосування турбіни підбирають у такому порядку.

1. На зведеному графіку (рисунок 5.24) знаходять точку, що відповідає розрахунковим значенням H_p і N_T . Положення цієї точки вказує на пропонуваній тип турбіни. Якщо точка потрапляє в межі двох полів, що взаємно перетинаються, то можна застосувати обидва типи турбіни.

2. За окремим графіком обраного типу турбіни знаходять її розміри. Число всередині паралелограма, в якому виявиться точка з розрахунковими значеннями H_p і N_T вказує на кількість обертів турбіни. Число, що знаходиться на продовженні паралелограма праворуч, – це діаметр робочого колеса в сантиметрах. Верхні межі паралелограмів відповідають граничним потужностям турбіни при відповідних напорах, і виходити за них не можна. Турбіна може працювати і при кількостях обертів, що відповідають точкам ліворуч і праворуч від паралелограма і під ним, але її ККД в цих випадках знизиться.

3. За допоміжним графіком визначають зведену висоту відсмоктування h_s . На окремих графіках зведеної висоти відсмоктування для поворотно-лопатевих турбін є дві лінії. Значення h_s беруть по верхній або нижній лінії відповідно до того, куди попадає точка розрахункового режиму під

час визначення кількості обертів турбіни. Якщо точка опиняється між цими лініями, значення h_s знаходять інтерполяцією. Для переходу від h_s до H_s використовують формули, що, вміщуються біля окремих графіків.

За приведеними величинами турбіни вибирають так:

1. Користуючись таблицею параметрів гідротурбін або зведеним графіком областей їх застосування, по максимальному напору H вибирають систему і тип турбіни.

2. Для обраного типу турбіни з тієї ж самої таблиці або універсальної характеристики вибирають максимальне значення приведеної витрати Q'_{Imax} і оптимальної приведеної кількості обертів n'_{Iopt} .

3. Номінальний діаметр робочого колеса турбіни визначають за формулою

$$D_1 = \sqrt{\frac{N_T}{9,81 Q'_{Imax} H_p \sqrt{H_p} \eta_H}}, \quad (5.63)$$

де Q'_{Imax} – приведена витрата в розрахунковій точці універсальної характеристики; H_p – розрахунковий напір; η_H – ККД натурної турбіни, який приймається в першому наближенні $\eta_H = 0,88-0,90$ і потім уточнюється.

Отриманий діаметр округлюють до одного із стандартних. Як правило, вибирають найближчий більший. Лише тоді, коли менший близько, беруть останній. Значення стандартних діаметрів, що входять до номенклатури, можна взяти з нормативних матеріалів.

4. Синхронну кількість обертів турбіни визначають за формулою

$$n = n'_{Iopt} \frac{\sqrt{H_{cp}}}{D_1}. \quad (5.64)$$

У цю формулу підставляють середньовагову величину робочого напору $H_{сер}$ (при його відсутності беруть розрахунковий) з тим, щоб турбіна працювала з найбільшим ККД якнайдовше. Обчислену кількість обертів округлюють до однієї із синхронних (кількість обертів електричного гене-

ратора), бо завжди застосовують пряме з'єднання вала турбіни і генератора.

5. Висоту відсмоктування H_s обчислюють за формулою

$$H_s = 10 - \kappa_\sigma \sigma H - \frac{\nabla}{900} - 1,5, \quad (5.65)$$

де Δ – відмітка розміщення турбіни над рівнем моря;

σ – коефіцієнт кавітації в розрахунковій точці.

Після цього виконують перевірочний розрахунок, щоб пересвідчитись, якою мірою прийняті параметри забезпечують ефективну роботу турбіни на всіх режимах. Цей розрахунок роблять для кількох режимів, кожний з яких визначається комбінацією потужності та напору. Як характерні – треба взяти режими, що відповідають максимальним і мінімальним N і H . Для цих режимів за наведеними в цьому параграфі формулами визначають Q , η_T , n'_1 і Q'_1 . Положення точок, що відповідають цим режимам на характеристиці, дає змогу судити про те, чи працює турбіна в зоні максимальних значень ККД і допустимих значень потужності, а також знайти коефіцієнт σ , за яким визначають допустиму висоту відсмоктування. Як розрахункове значення H_s слід вибрати найменше з тих, які обчислюють за формулою (5.65) в результаті перевірочних розрахунків.

Якщо перевірка дасть в якому-небудь відношенні незадовільні результати, треба скоригувати значення D_1 і n або перейти до іншого типу турбіни.

Допустима висота відсмоктування дуже впливає на величину заглиблення підводної частини приміщення ГЕС. Тому в багатьох випадках обирати турбіну починають з визначення бажаної величини H_s , виходячи з природних умов: геології, топографії, коливання рівнів води тощо. На підставі H_s і H_p знаходять допустиму величину σ , а за нею визначають тип турбіни.

Приклад 5. Підібрати гідротурбіну для наступних умов: $N_p = 70$ МВт, $H_p = 95$ м, $H_{\max} = 110$ м. відмітка нижнього б'єфу 250 м.

Вирішення.

1. За зведеним графіком реактивних турбін (рисунок 5.24) приймаємо гідротурбіну PO115.

2. Обчислюємо розрахункову витрату при $\eta = 90\%$

$$Q_p = \frac{N_p}{9,81 H_p \eta} = \frac{70000}{9,81 * 95 * 0,9} = 83,4 \text{ м}^3 / \text{с},$$

Приймаємо згідно таблиці 5.3 $Q'_{IP} = 1,05 \text{ м}^3 / \text{с}$.

3. Діаметр гідротурбіни знаходимо з формули (5.41)

$$D_1 = \sqrt{\frac{89,5}{1,05 \sqrt{95}}} = 2,85 \text{ м}.$$

Беремо найближчий номенклатурний діаметр $D_1 = 280$ см.

4. Для радіально-осьової турбіни приймаємо $n'_{IP} = n'_{\text{опт}} =$

75 об/хв з таблиці 5.3

$$n = \frac{75 \sqrt{95}}{2,8} = 261 \text{ об} / \text{хв}.$$

Найближча синхронна частота обертів $n_c = 250$ об/хв (число полюсів генератора $p = 24$). Приймаємо $n = 250$ об/хв.

5. Допустима висота відсмоктування H_s за формулою (5.65) при $\sigma = 0,13$ (таблиця 5.3) та $k_\sigma = 1,1$ складає

$$H_s = 10 - \frac{250}{900} - 1,1 * 0,13 * 95 - 1,5 = -5,8 \text{ м}.$$

6. Основні розміри гідротурбіни з таблиці 5.3

– діаметр на виході з робочого колеса $D_2 = 1,0 * 2,8 = 2,8$ м;

– висота прямого апарата $b_0 = 0,25 * 2,8 = 0,67$ м;

– діаметр по осях напрямних лопаток $D_0 = 1,2 * 2,8 = 3,35$ м;

– висота відсмоктування установочна $H_{\text{ст}} = -5,8 + 0,5 * 0,67 = -4,195$ м.

Таблиця 5.2. Основні розрахункові дані поротно-лопатевих гідротурбін

Показники	Типи робочих коліс								
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
Максимальний напір, м	10	15	20	30	40	50	60	70	80
Приведена частота обертів, об/хв оптимальна $n_{\text{опт}}$ розрахункова $n_{\text{р}}$	165	150	145	125	120	115	110	105	100
	180	180	155	140	135	125	125	120	110
Приведена витрата (максимальний розрахунковий) $Q_{\text{р}}$, л/с	2250- 2010	2300- 1900	2200- 1750	2300- 1500	1800- 1400	1500- 1200	1350- 1100	1250- 1000	1075- 830
Коефіцієнт кавітації σ відповідний $Q_{\text{р}}$ та $n_{\text{р}}$	1,4- 1,14	1,2-0,9	1,1-0,8	0,9- 0,65	0,75- 0,5	0,55- 0,40	0,45- 0,3	0,35- 0,28	0,325- 0,205
Число лопатей робочого колеса z	4	4	4	5	6	7	8	8	8
Відносна висота напрямного апа- рату b_0/D_1	0,45	0,42	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35
Відносний діаметр корпусу робо- чого колеса $d_{\text{см}}/D_1$	0,33	0,35	0,37	0,41	0,43	0,47	0,51	0,57	0,6
Приведене розгінне число обертів $n_{\text{розг}}$, об/хв	380	365	340	312	290	275	270	265	260

Таблиця 5.3. Основні розрахункові дані радіально-осьових гідротурбін

Показники	Типи робочих коліс									
	PO45	PO75	PO115	PO140	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500	PO700
Максимальний напір, м	45	75	115	140	170	230	310	400	500	700
Приведена частота обертів, об/хв, оптимальна n_{Iopt}	85	80	75	72	70	67	65	60	60	55
Приведена витрата Q_{Ip} , відповідна 5% запасу потужності, л/с	1400	1250	1050	900	770	570	450	340	250	180
Коефіцієнт кавітації σ	0,22	0,17	0,13	0,11	0,09	0,07	0,055	0,045	0,038	0,03
Відносна висота напрямного апарату b_0/D_1	0,35	0,3	0,25	0,23	0,2	0,15	0,12	0,1	0,08	0,06
Відносний вихідний діаметр робочого колеса D_2/D_1	1,15	1,1	1,0	0,95	0,95	0,9	0,85	0,7	0,65	0,55
Приведене розгінне число обертів n_{Iroz} , об/хв	160	146	139	135	130	110	104	98	95	90

5.1.11. Конструкції різних систем гідротурбін.

На гідроелектростанціях турбіни завжди використовуються для приводу електричних генераторів, що не тільки в значній мірі визначає умови роботи турбін, але і робить значний вплив на їх конструктивне вирішення. Крім того, деякі елементи турбін, а саме підвідна частина – турбінна спіральна камера і відвідна частина – відсмоктувальна труба мають настільки великі габарити, що вони майже завжди диктують розміри і констрування будівельної частини будівлі ГЕС Взаємозв'язок турбін і будівельних конструкцій посилюється ще й тому, що відсмоктувальні труби, а в багатьох випадках і турбінні спіральні камери виконуються із залізобетону і тому являють собою одне ціле з підвідною частиною блоку будівлі ГЕС. У зв'язку з цим, перш ніж розглядати конструкції турбін різного виду, необхідно з'ясувати, як проявляються зазначені вище особливості. На рисунку 5.25 наведені принципові схеми найбільш широко використовуваних на гідроелектростанціях вертикальних гідроагрегатів.

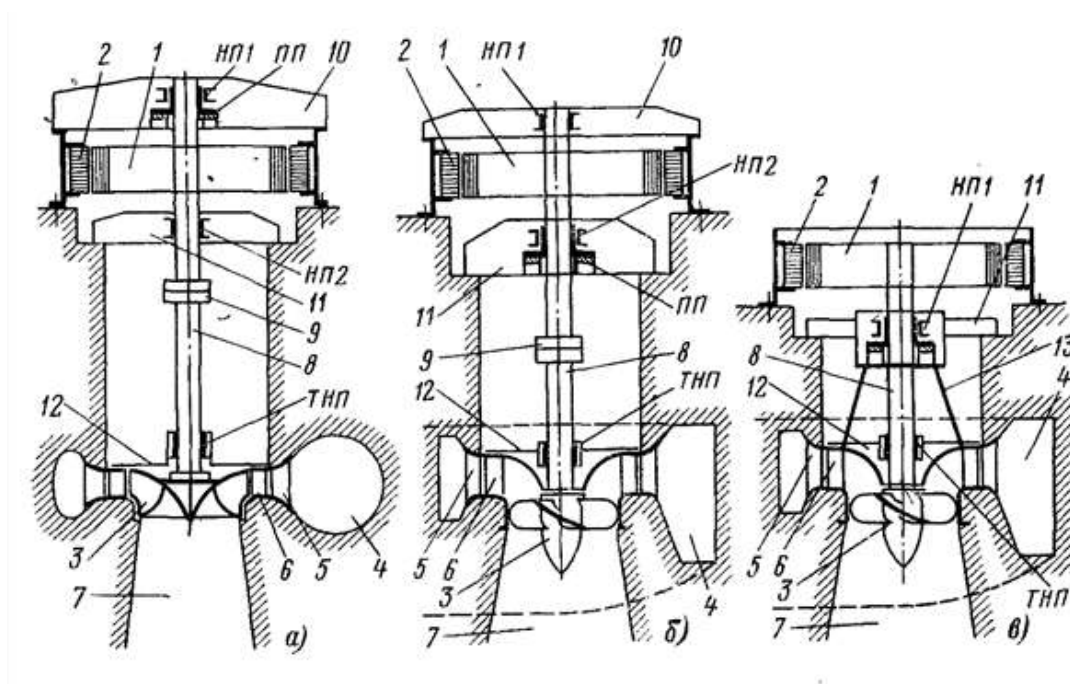


Рисунок 5.25 – Принципові схеми гідроагрегатів.

Основними елементами електричного генератора є ротор 1 з полюсами, який при роботі створює обертове магнітне поле, і статор 2, з обмоток якого знімається струм і передається в мережу. Основними елементами турбіни є робоче колесо 3, підвідна частина – турбінна камера 4, статор турбіни 5 і напрямний апарат 6 та відвідна частина – відсмоктувальна труба 7. Робоче колесо турбіни і ротор з'єднані загальним валом 8, який може бути складовим (вал генератора і вал турбіни жорстко з'єднуються фланцем 9, рисунки 5.25, а і б, або цілим (див. рисунок 5.25, в). Оскільки робоче колесо турбіни і ротор генератора жорстко з'єднані загальним валом, то частота їх обертання однакова. На ГЕС зараз, як правило, встановлюються синхронні генератори перемінного струму зі стандартною частотою 50 Гц (в країнах Америки стандартна частота 60 Гц). Отже, частота обертання ротора генератора і робочого колеса турбіни при роботі під навантаженням завжди повинна бути строго постійною, рівною синхронній частоті обертання. Всі обертові частини гідроагрегата: робоче колесо, вал і ротор генератора – мають єдину систему підшипників. Необхідно мати два види підшипників: напрямні, які перешкоджають тільки радіальним переміщенням обертових частин, і підп'ятник, що сприймає осьові навантаження, які в вертикальних агрегатах складаються з ваги обертових частин і осьового гідродинамічного впливу потоку на робоче колесо. Застосовуються різні системи опори обертових частин агрегату.

На рисунку 5.25, а показаний підвісний генератор, у якого підп'ятник *ПП* і верхній напрямний підшипник *НП1* спираються на потужну верхню хрестовину 10, яка передає навантаження на корпус статора, укріплений в бетонній конструкції. Другий напрямний підшипник *НП2* розташований в нижній хрестовині 11, яка кріпиться до бетону, і третій турбінний напрямний підшипник *ТПП*, закріплений на кришці турбіни 12. На рисунках 5.25, б і в показані схеми з зонтичними генераторами, у яких підп'ятник *ПП* розташований під ротором генератора, причому він спира-

ється на потужну нижню хрестовину 11 (рисунок 5.24, в). З наведеного розгляду випливає надзвичайно важний висновок, що, хоча гідроагрегат складається з двох машин – турбіни та генератора, вони мають єдину систему опор обертових частин, що необхідно враховувати при розгляді конструкції турбін.

5.1.11.1. Конструкції осьових поворотно-лопатевих гідротурбін

Будову і конструкцію осьових поворотно-лопатевих турбін (турбін Каплана) розберемо на прикладі турбіни, показаної на рисунку 5.26. Підвідна частина турбіни складається з турбінної камери, статора і прямого апарата. Слід відмітити, що будова цих елементів у всіх реактивних турбін має багато загального.

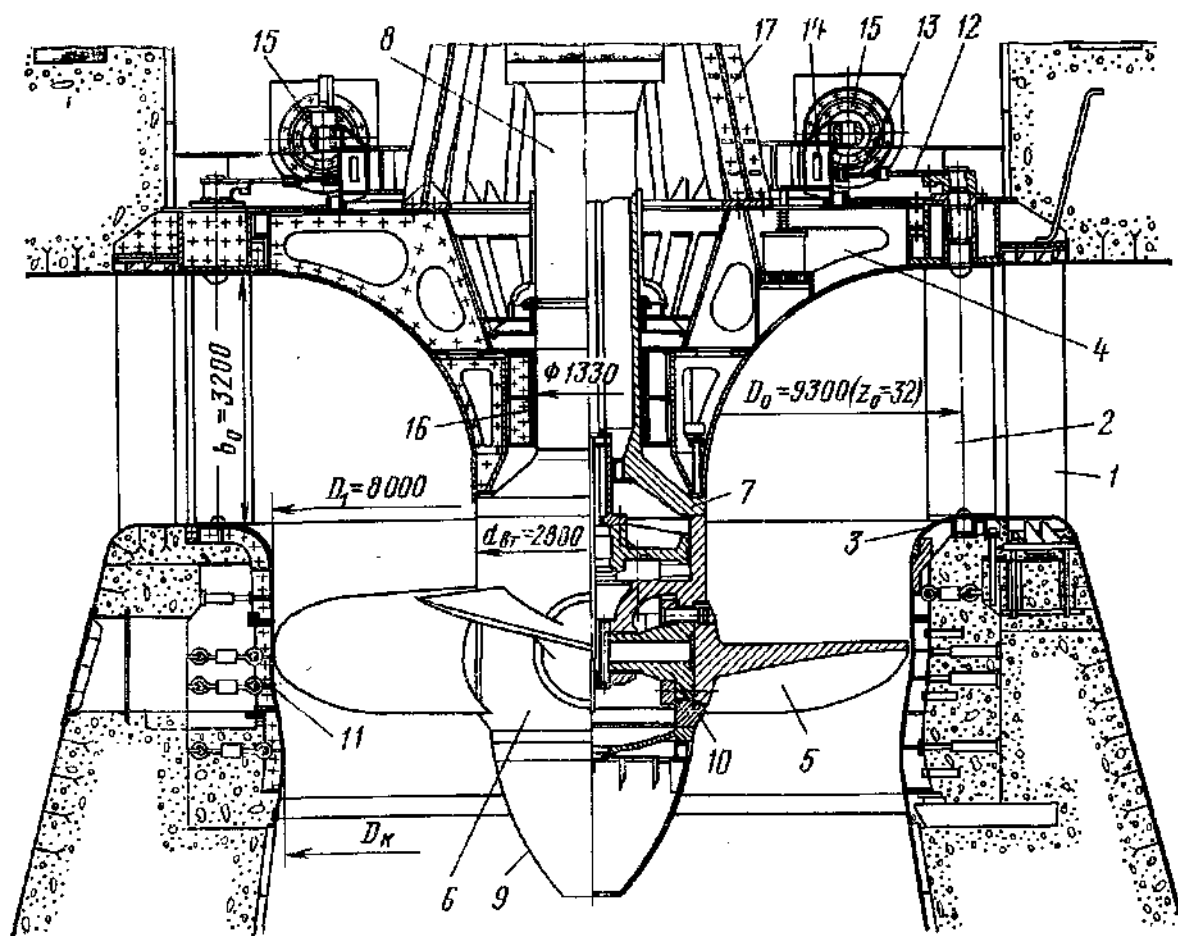


Рисунок 5.26 – Осьова поворотно-лопатєва гідротурбіна

Статором турбіни є ряд колон 1 з обтічною формою поперечного перерізу. Основне призначення статора сприймати навантаження, що діють між верхнім і нижнім залізобетонними конусами турбінної камери, викликані вагою конструкцій і устаткування та тиском води.

Напрямний апарат складається з напрямних лопаток 2, укріплених в нижньому кільці 3 і в кришці турбіни 4 за допомогою цапф, що забезпечує можливість їх повороту. Напрямний апарат створює необхідний напрям потоку перед робочим колесом, а також за його допомогою здійснюється регулювання пропускання турбіною витрати і потужності, що розвивається. В положенні повного закриття кінці лопаток змикаються і доступ води до турбіни перекривається.

Робоче колесо. Основними частинами робочого колеса (рисунк 5.26) є лопаті 5 і втулка 6, в якій кріпляться лопаті. Робоче колесо болтами з'єднане з нижнім фланцем 7 вала 8. До вихідного кінця втулки кріпиться обтічник 9, призначений для зниження втрат на вихроутворення та пульсацій. Особливістю робочих коліс поворотно-лопатевих турбін є можливість при роботі на ходу повертати лопаті робочого колеса, тобто змінювати кут установки лопатей. Кут установки лопатей турбіни φ вибирається в строгій відповідності з відкриттям напрямного апарата і з урахуванням діючого напору, причому $\varphi = f(a_0, H)$, зветься комбінаторною залежністю, яка встановлюється такою, що при будь-яких умовах роботи досягається найбільш високі значення ККД турбіни. Таким чином поворотно-лопатеві турбіни мають подвійне регулювання потужності: зміною відкриття напрямного апарата і зміною кута установки лопатей робочого колеса. Це дає великі енергетичні переваги, але в той же час призводить до значного ускладнення конструкції, особливо робочого колеса, яке потребує дуже потужного механізму повороту лопатей.

Камера робочого колеса має потужне сталеве облицювання (рисунк 5.26), закріплене в бетоні анкерами і стяжками. Це пояснюється тим, що при роботі турбіни стінки камери сприймають великі пульсуючі наванта-

ження від тиску води, які здатні розгойдати і зруйнувати облицювання камери. Для поворотно-лопатевих турбін істотне значення має розмір зазорів між кінцями лопатей робочого колеса та камерою. Чим менше зазор, тим менше витік, тим вище ККД. Зазвичай вважається допустимим зазор $\delta = 0,001 D_1$ (при діаметрі 9,5 м зазор близько 10 мм). Щоб зазор зберігався постійним при зміні кута установки лопатей, камера робочого колеса повинна буди шаровою. Однак в цьому випадку виникнуть труднощі з установкою зібраного робочого колеса на місце. Тому частина камери вище осі повороту лопатей робиться циліндричною. У нижній, вихідній частини камері надають шарову форму, але не по всій висоті, а таким чином, щоб мінімальний вихідний діаметр – горловина був не менше $(0,98-0,96) D_1$.

Відсмоктувальною трубою є дифузорний водовід, по якому вода від робочого колеса відводиться в нижній б'єф. Відсмоктувальна труба осьових турбін має великі розміри і визначає габарити підводної частини будівлі ГЕС. Відсмоктувальна труба має значний вплив на енергетичні показники турбін. Зменшення швидкості води по довжині відсмоктувальної труби дозволяє підвищити ККД і потужність турбін, особливо низьконапірних.

Конструкції радіально-осьових гідротурбін. Конструкцію радіально-осьової турбіни (турбіни Френсіса) розглянемо на прикладі турбіни, показаної на рисунку 5.27. Підвідна частина радіально-осьової турбіни, як і у інших турбін, складається з турбінної спіральної камери зі сталевим облицюванням, колон статора 1 з потужними верхнім і нижнім сталевими поясами a й b , до яких приварене облицювання турбінної спіральної камери, та з напрямних лопаток 2, які створюють напрямний апарат турбіни. Цапфи напрямних лопаток мають опори з втулками в кільці 3, укріпленому на нижньому поясі статора b , в стаканах 5, укріплених в кришці турбіни 4. Кришка кріпиться болтами 6 до верхнього поясу статора. Кількість колон статора, включаючи зуб спіральної камери, в даному випадку дорівнює числу напрямних лопаток і становить 24, але часто число колон статора в 2

рази менше. Механізм приводу і повороту лопаток напрямного апарата аналогічні механізму, що застосовується в осьових і діагональних турбінах і складається з важелів 12, насаджених на верхній кінець цапф напрямних лопаток, серг 13 і регулюючого кільця 14. Зміна відкриття напрямного апарата a_0 здійснюється поворотом регулюючого кільця 14, для чого служать два сервомотори СНА, штоки яких 15 з'єднані з регулюючим кільцем.

В останні роки іноді застосовують індивідуальні сервомотори для кожної напрямної лопатки. Це хоча і збільшує число точок управління, але дозволяє виключити регулююче кільце, яке у великих турбін представляє дуже масивну і жорстку деталь, розраховану на сприйняття великих навантажень, і дає додаткові експлуатаційні переваги.

Ущільнення напрямного апарата, що забезпечує мінімум протікання при повному закритті, досягається скороченням торцевих зазорів, щільним приляганням лопаток, застосуванням резинових або оброблених металевих ущільнюючих прокладок (з нержавіючої сталі), а при високих напорах і установкою спеціальних гумових трубчастих ущільнень, здатних повністю перекривати торцеві зазори шляхом нагнітання в їх порожнини стисненого повітря.

Робоче колесо (рисунок 5.27), яке складається із верхнього ободу 9, нижнього ободу 10 і лопатей 11. Число лопатей дорівнює 16. В інших турбінах даного виду воно складає 14-17. Лопаті та ободи представляють собою єдину жорстку конструкцію. Верхнім ободом робоче колесо кріпиться до нижнього фланця 7 вала 8, який в даному випадку є товстостінною трубою зовнішнім діаметром 1,9 м. До верхнього ободу прикріплений обтічник 18, призначений для усунення вихрової зони в потоку. Радіально-осьова турбіна має істотну відмінність за формою конструкції робочого колеса від осьових

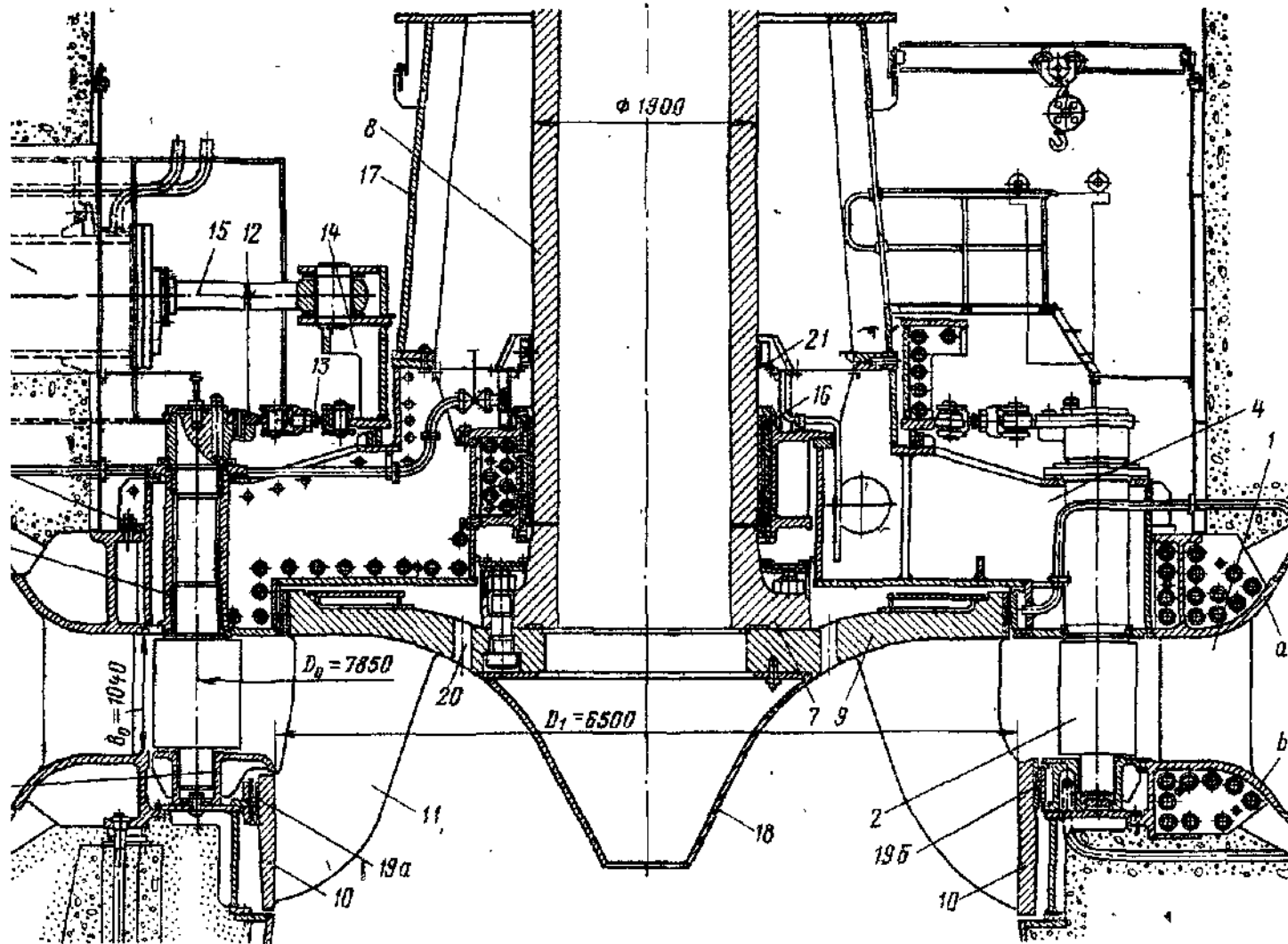


Рисунок 5.27 – Радіально-осьова гідротурбіна

поворотно-лопатевих турбін: зокрема, у радіально-осьовій турбіні лопаті закріплені жорстко і не можуть змінювати кут установки.

За характерний діаметр робочого колеса, як і самої радіально-осьової турбіни D_1 приймається найбільший діаметр по вхідних кромках робочих лопатей. У даному випадку на рисунку 7.26 $D_1 = 6,5$ м.

Ущільнення робочого колеса. При роботі турбіни в потоці перед робочим колесом тиск високий, а за колесом низький і часто виникає навіть вакуум. Отже, при роботі турбіни частина води може марно протікати через зазори між обертовими і нерухомими елементами, що буде знижувати її ККД. З метою зменшення цих протікань передбачаються спеціальні ущільнення. На рисунку 5.27 видні встановлені на нижньому ободі щільні ущільнення 19а і 19б (тут зліва і справа показані два різних варіанти конструкції нижнього ободу робочого колеса і його ущільнення), робота яких заснована на створенні малого зазору між обертовою і нерухомою деталями (1,5 - 2,5 мм).

Кришка турбіни 4 представляє собою потужну зварену конструкцію, що сприймає великі навантаження від напрямних лопаток і регулюючого кільця, від тиску води, а також від опори підп'ятника 17. На кришці укріплений напрямний підшипник турбіни 16, а також пристрої ущільнення 21.

Конструкції горизонтальних осьових гідротурбін. Найбільш широко горизонтальні осьові турбіни використовуються для капсульних агрегатів, у яких генератор розташований в замкненій сталевій капсулі, обтічній водою. Особливості компонування блоку будівлі низьконапірної ГЕС з капсульними агрегатами можна простежити на прикладі Київської ГЕС (рисунок 5.28). Тут 1 – капсульний агрегат (турбіна і генератор), 2 – відсмоктувальна труба, 3 – решітка, 4 – затвори водозливу для пропуску паводків. Застосування капсульних агрегатів насамперед дозволяє здійснити поєднану конструкцію будівлі ГЕС з водоскидами; далі, форми бетонних елементів будівлі ГЕС значно простіші, що сприяє більш широкому використан-

ню збірних залізобетонних елементів; потік на довжині всього тракту має мінімальні повороти, і, що особливо важливо, має прямоточний рух без повороту у відсмоктувальну трубу. Це призводить до зниження гідравлічних втрат і збільшення ККД турбіни, особливо на великих витратах. В результаті такі турбіни розвивають на 20-35% більшу потужність, ніж вертикальні того ж діаметру. Всі перераховані переваги призводять до зниження на 10-25% вартості будівлі ГЕС з горизонтальними капсульними агрегатами в порівнянні з вертикальними при малих напорах.

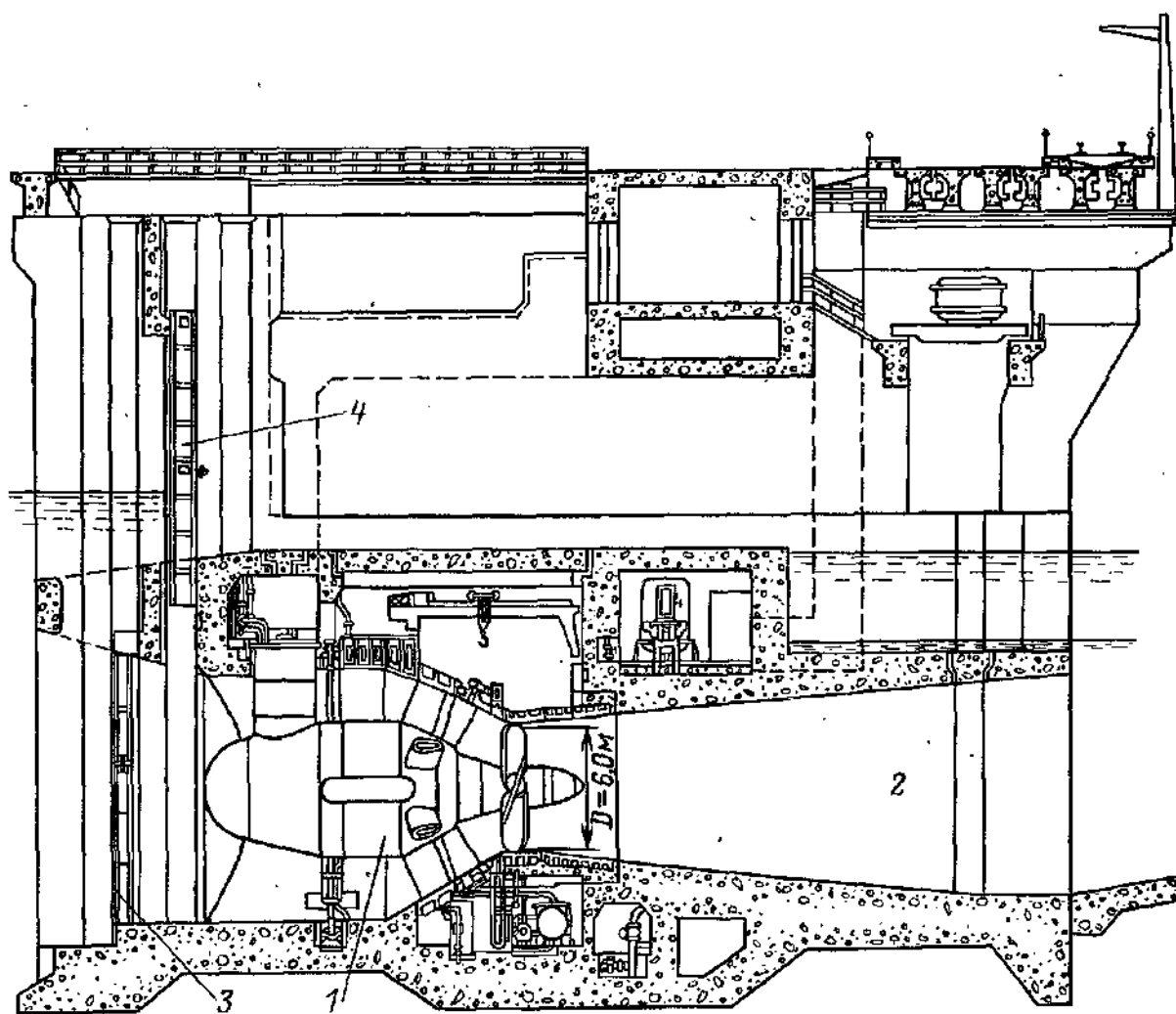


Рисунок 5.28 – Будівля ГЕС з капсульними горизонтальними гідротурбінами

Конструктивна схема а також загальний вигляд найбільшого дослідного капсульного агрегата з турбіною діаметром 6,0 м показані на рисунку 5.28. Основними елементами є: робоче колесо 1, конічний напрямний апарат 2, сталева капсула 4 з комунікаційною шахтою 5. Капсула знизу спирається на бетонну тумбу 6 і розкріплена в бетоні похилими колонами 3. У середині капсули знаходяться генератор, опорна конструкція підшипника і під'ятника, а також допоміжні пристрої. Масло до сервомотора робочого колеса подається через маслоприймач.

Одна з особливостей капсульних агрегатів полягає в застосуванні конічного напрямного апарата, відкриття лопаток 2 якого визначається кутом їх установки α_0 . Поворот напрямних лопаток здійснюється за допомогою важелів і регулюючого кільця, переміщуваного двома сервомоторами. Важелі з'єднані з регулюючим кільцем за допомогою серг і кульових шарнірів.

У горизонтальних агрегатах серйозною проблемою є забезпечення надійної роботи підшипників, особливо турбінного, на який припадає велике радіальне навантаження, що викликається консольним розміщенням робочого колеса. Тому прагнуть по можливості наблизити центр ваги робочого колеса до підшипника.

Питання для самоперевірки

1. Дайте визначення гідравлічної машини.
2. Дайте визначення лопатевої турбіни.
3. Які складові енергії потоку перетворюються в реактивних гідротурбінах?
4. Які складові енергії потоку перетворюються в активних гідротурбінах?
5. Яким кількісним показником характеризується ступінь реактивності гідротурбіни?
6. Як визначається енергія потоку рідини?
7. Який гідроенергетичний потенціал України?

8. Що таке технічний гідроенергетичний потенціал?
9. Що таке економічний гідроенергетичний потенціал?
10. На скільки відсотків освоєний гідроенергетичний потенціал України?
11. Що таке напір бруто?
12. Що таке напір нетто?
13. Що таке напір гідротурбіни?
14. Дайте визначення витрати рідини через гідротурбіну.
15. Дайте визначення ККД гідротурбіни.
16. Хто запропонував радіально-осьову гідротурбіну?
17. Який пристрій є прообразом реактивних гідротурбін?
18. Яка частина енергії потоку перетворюється в активній гідротурбіні?
19. Хто запропонував осьові гідротурбіни?
20. Назвіть інженера, який запропонував ковшові гідротурбіни.
21. Хто запропонував діагональну гідротурбіну?
22. Хто перший застосував гідротурбіну в якості двигуна?
23. Якому закону підпорядковується потік в просторі між НА і РК гідротурбіни?
24. На які складові швидкості розкладається абсолютний потік в РК?
25. Назвіть переносну швидкість при русі рідини в РК.
26. Назвіть кути потоку на вході в РК.
27. Назвіть кути потоку на виході з РК.
28. Коли відбувається відрив потоку на лицьовій стороні лопаті РК?
29. Коли відбувається відрив потоку на тильній стороні лопаті РК?
30. Що повинно відбуватися з циркуляцією потоку при русі рідини через РК, щоб гідротурбіна працювала?
31. Чи буде працювати гідротурбіна, коли циркуляція на вході відсутня?

32. Чому застосування осьових гідротурбін обмежене по напору?
33. Які складові швидкості перетворюють енергію в осьовому РК?
34. Що таке геометрична подібність?
35. Що таке кінематична подібність?
36. Дайте характеристику динамічної подібності?
37. З яких умов отримані формули подібності?
38. Що таке приведені параметри гідротурбіни?
39. Дайте визначення коефіцієнту швидкохідності гідротурбіни.
40. У залежності від коефіцієнта швидкохідності на які типи поділяються гідротурбіни?
41. Дайте визначення явищу кавітації.
42. Наведіть умову відсутності кавітації в гідротурбінах.
43. Наведіть стадії лопатевої кавітації в гідротурбінах.
44. Яким геометричним параметром гідротурбіни на ГЕС впливають на кавітацію в проточній частині РК?
45. Які види характеристик застосовуються в гідротурбінах?
46. Що таке універсальна характеристика гідротурбіни?
47. Дайте визначення лінійної характеристики гідротурбіни.
48. Які ви знаєте схеми вертикальних гідроагрегатів?
49. Дайте визначення гідроагрегата.
50. Дайте характеристику номенклатури реактивних гідротурбін.
51. У яких координатах будується зведений графік застосування гідротурбін?
52. Як вибирається розрахункова точка при виборі РО гідротурбін?
53. Як вибирається розрахункова точка при виборі ПЛ гідротурбін?
54. Що таке синхронна частота обертання гідроагрегата?
55. Наведіть переваги горизонтальних гідротурбін.
56. Наведіть переваги поворотно-лопатевих гідротурбін.

5.2. Лопатеві насоси

5.2.1. Класифікація насосів

Насос – це гідравлічна машина, в якій механічна енергія двигуна перетворюється в гідравлічну енергію перекачуваної рідини. Незважаючи на велику різноманітність конструктивних форм, усі типи насосів за принципом дії поділяють на дві групи (рисунок 5.29): динамічні та об'ємні насоси.

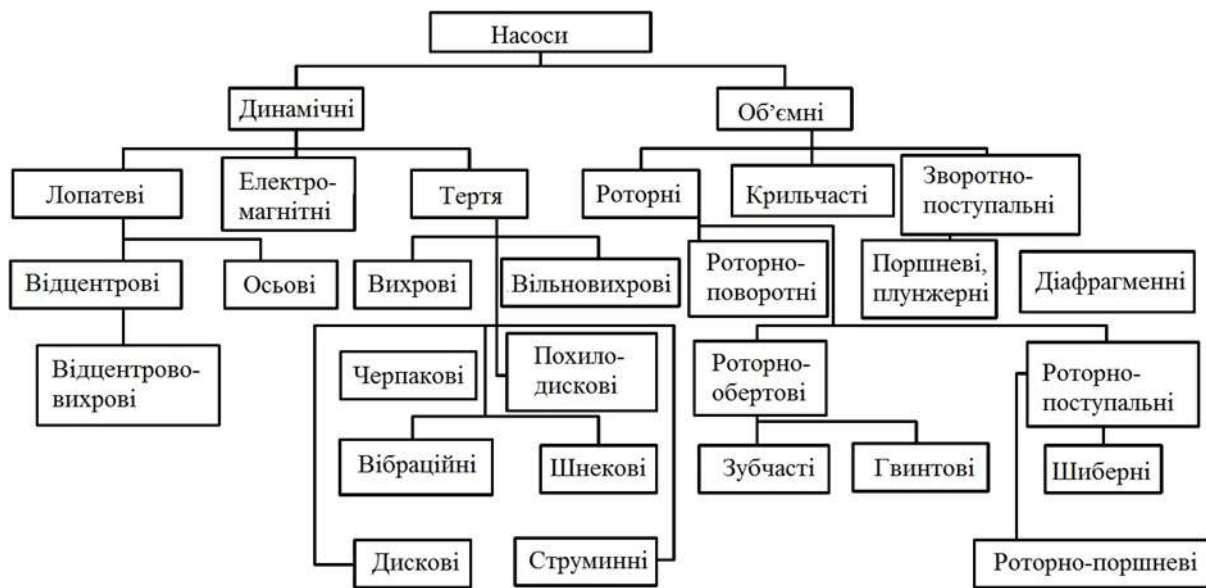


Рисунок 5.29 – Загальна класифікація насосів

Динамічні насоси за принципом силової дії на рідину поділяють на: лопатеві та насоси тертя. До лопатевих насосів належать відцентрові, осьові, діагональні. Вони характерні силовою взаємодією лопатей з потоком рідини, що їх обтікає; в результаті цієї взаємодії рідині передається деяка кількість енергії, що витрачається на створення напору або тиску. В усіх лопатевих насосах змінюється як енергія тиску $p/\rho g$, так і кінетична енергія рідини $v^2/2g$.

Ці насоси відрізняються один від одного напрямом течії рідини. Так, у відцентрових насосах в робочому колесі потік рідини має радіальний напрям і створюються сприятливі умови для роботи відцентрових сил (рису-

нок 5.30). В *осьових* насосах потік паралельний осі обертання робочого колеса (рисунок 5.31). *Діагональні* насоси за напрямом потоку в колесі займають проміжне положення між відцентровими і осьовими (рисунок 5.32).

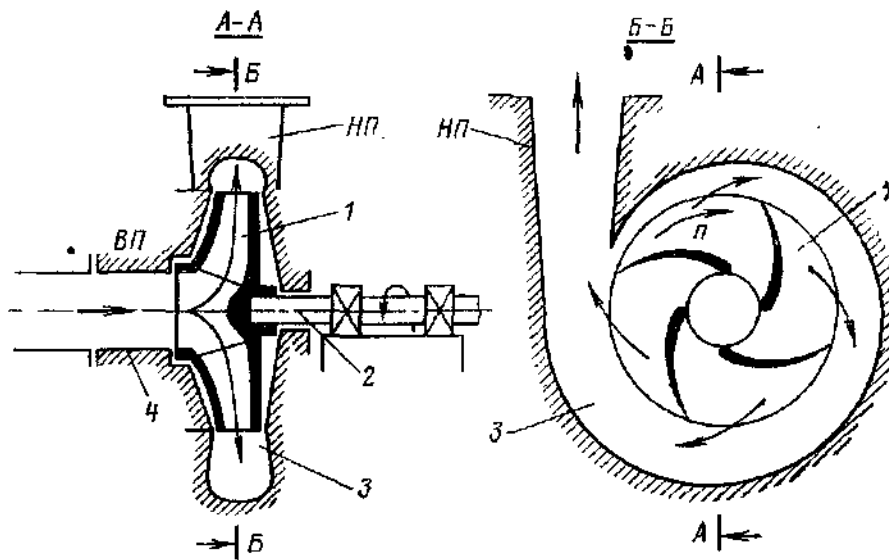


Рисунок 5.30 – Схема відцентрового насоса

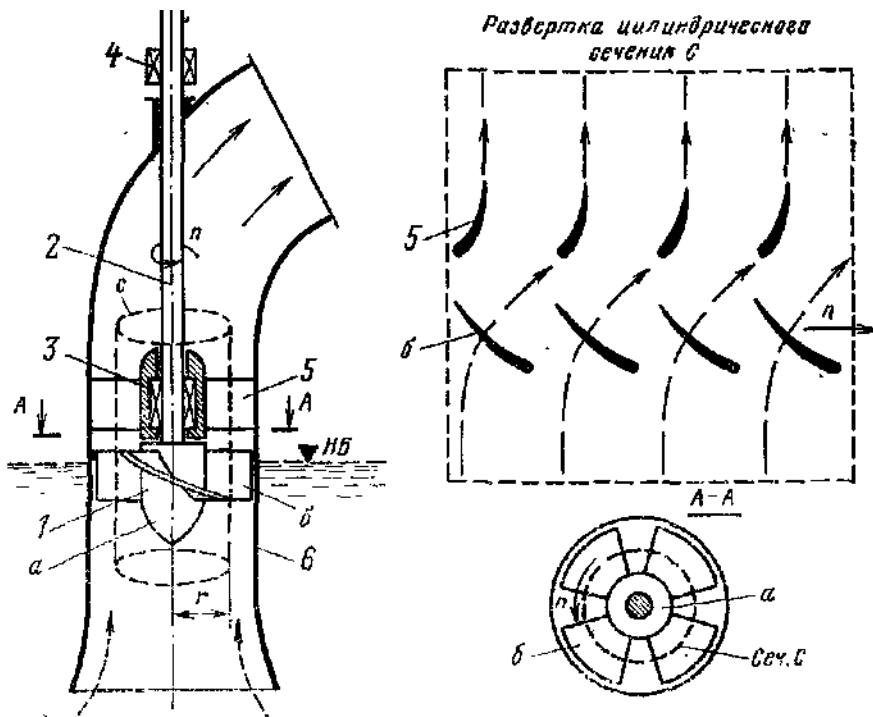


Рисунок 5.31 – Схема осьового насоса

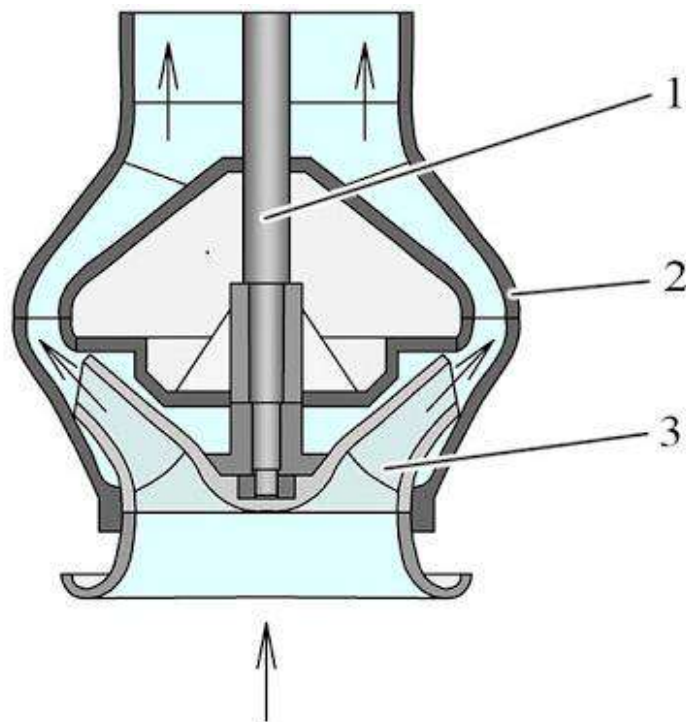


Рисунок 5.32 – Схема діагонального насоса

Серед насосів *третья* найбільш широке розповсюдження набули вихрові насоси (рисунок 5.33).

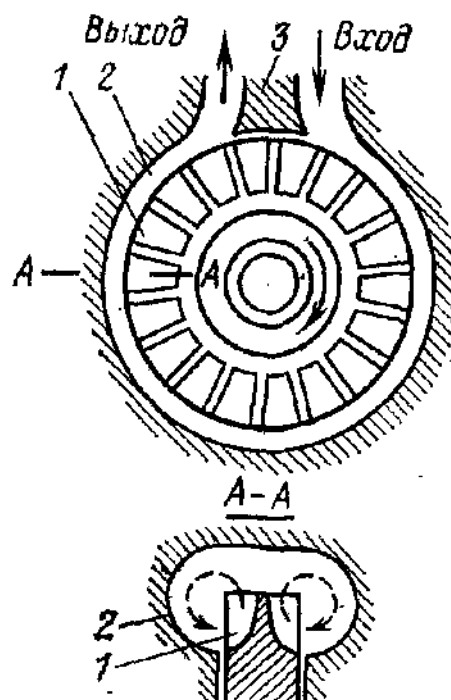


Рисунок 5.33 – Схема вихрового насоса

Вихровий насос, складається з робочого колеса 1 і корпусу 2 з кільцевою камерою, що має перемичку 3. Короткі прямолінійні лопатки робочого колеса частково перекривають циліндричний канал і при обертанні рідина захоплюється лопатками і одночасно дією відцентрових сил закручується, як показано на перерізі. Таким чином, по кільцевій камері рухається спарений вихор, що створює «зчеплення» рідини з робочим колесом і змушує її рухатися від вхідного отвору до вихідного.

Орієнтовні області застосування різних типів насосів представлені в логарифмічних координатах H - Q на рисунку 5.34.

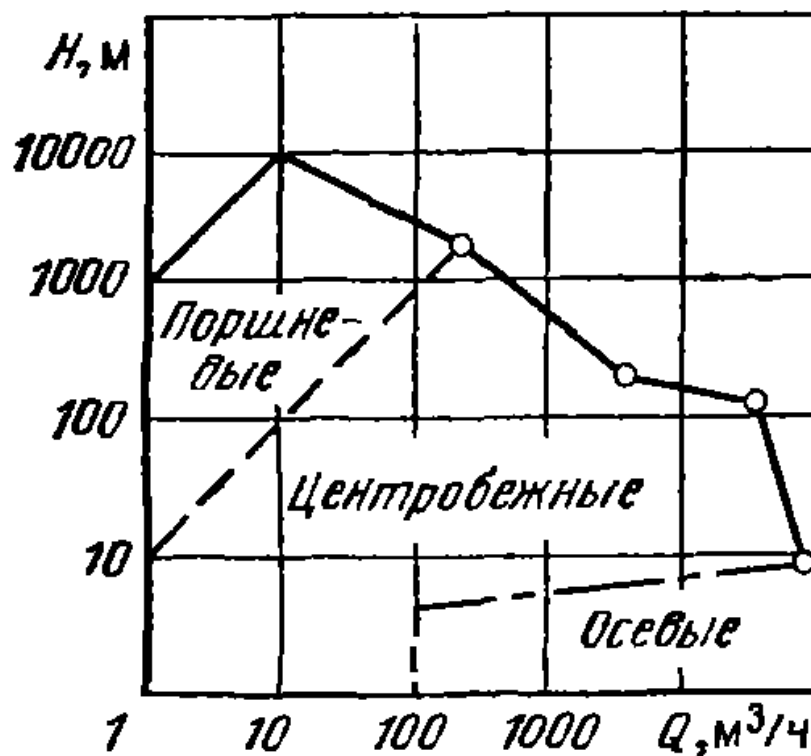


Рисунок 5.34 – Графік областей застосування різних типів насосів

Схема насосної установки. Насос з'єднаний з приводним двигуном називається *насосним агрегатом*. Насосний агрегат з трубопроводом і комплектуючим обладнанням, змонтованим за певною схемою, що забезпечує роботу насоса, називається *насосною установкою*.

На рисунку 5.35 схематично зображено установку з відцентровим насосом 4. Насос всмоктує рідину з приймального резервуара по всмоктувальному трубопроводу 2 і подає її до напірного резервуара по напірному трубопроводу 8. Разом з насосами встановлюють таку контрольно-вимірювальну, запірну і запобіжну арматуру: приймальний клапан із сіткою, призначений для запобігання потраплянню в насос плаваючих тіл і утримання в ньому і всмоктувальному трубопроводі рідини під час заливання насоса перед пуском.

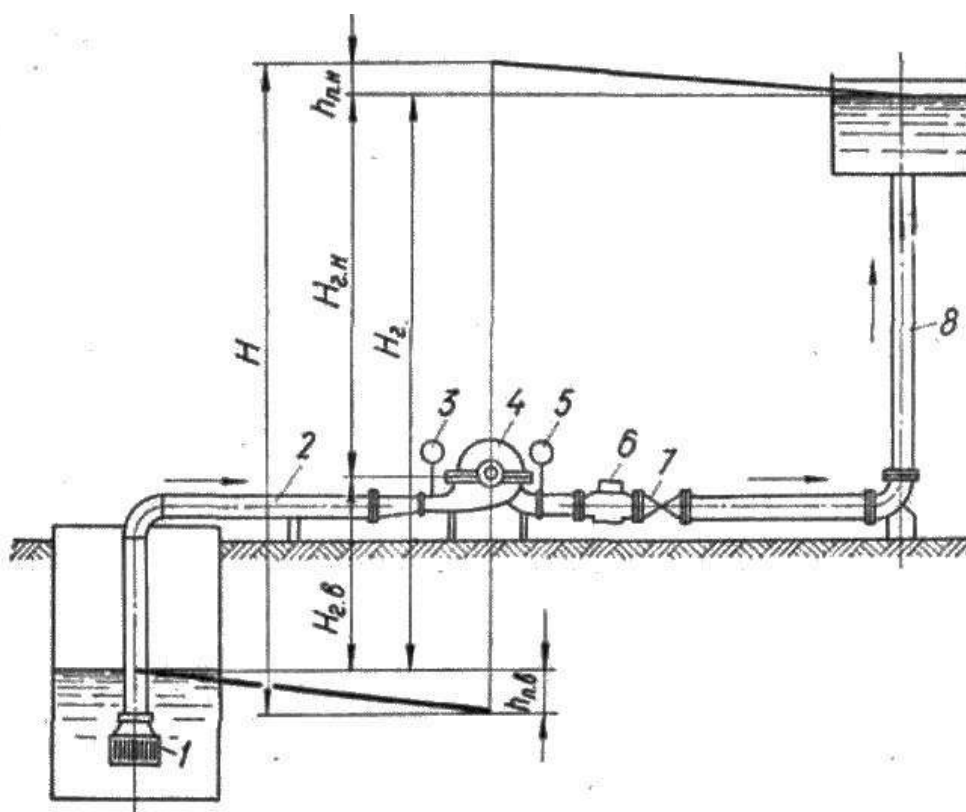


Рисунок 5.35 – Схема установки відцентрового насоса

У великих насосах, які перекачують рідину із завислими речовинами, приймального клапана немає. В цьому випадку всмоктувальний трубопровід і насос заповнюють рідиною з приймального резервуара, створивши в насосі вакуум за допомогою вакуум-насоса або ежектора.

Коли перекачують чисту воду, сітку не ставлять; ставлять: засувку на всмоктувальному трубопроводі у тих випадках, коли насос з'єднаний із

всмоктувальними трубопроводами інших насосів або коли насос перебуває під заливом, тобто розташований нижче від рівня води в приймальному резервуарі; зворотний клапан 6 на напірному трубопроводі, який автоматично закривається під час зупинки насоса і перешкоджає зворотному руху води з напірного резервуара або з одного насоса в інший, коли паралельно працює кілька насосів; засувку 7 на напірному трубопроводі, яка при потребі відключає насоси від напірного трубопроводу, а також регулює подачу і напір насоса; вакуумметр 3 на всмоктувальному патрубку насоса – для визначення вакуумметричної висоти всмоктування; манометр 5 на напірному патрубку насоса – для вимірювання тиску, створюваного насосом на початку напірного трубопроводу.

Крім цього, на насосній установці можуть бути: пристрій для заливання насоса (трубка з вентилем від напірного трубопроводу – для малих насосів та вакуум-насос – для великих насосів). Щоб випускати повітря під час заливання, у верхній частині насоса встановлюють кран; витратомір (водомір) для вимірювання кількості рідини, яку подає насос (встановлюють його на напірному трубопроводі); запобіжний клапан на напірному трубопроводі – для захисту насоса і трубопроводу від підвищення тиску під час гідравлічного удару. Якщо тиск у насосній установці невеликий, запобіжний клапан не встановлюють.

Основні технічні показники насосів. Основними параметрами, що характеризують роботу насоса, є подача (продуктивність), напір, потужність, ККД, число обертів і допустима висота всмоктування.

Подача. Подачею Q або продуктивністю насоса називається кількість рідини, яку насос подає за одиницю часу. Розмірності для об'ємної подачі такі: $\text{м}^3/\text{год}$; $\text{м}^3/\text{с}$; $\text{л}/\text{с}$; $\text{л}/\text{хв}$.

Напір. Напором H насоса називається різниця питомих енергій рідини при вході в насос та виході з нього.

Питома енергія рідини E_1 на вході в насос (рисунок 5.36) буде

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1, \quad (5.66)$$

де z_1 – відстань по вертикалі від місця вимірювання розрідження у всмоктувальному трубопроводі до площини порівняння (за площину порівняння прийнято рівень рідини в приймальному резервуарі);

p_1 – абсолютний тиск у місці входу рідини у вхідний патрубок насоса;

ρ – густина рідини;

v_1 – швидкість на вході рідини у вхідний патрубок насоса.

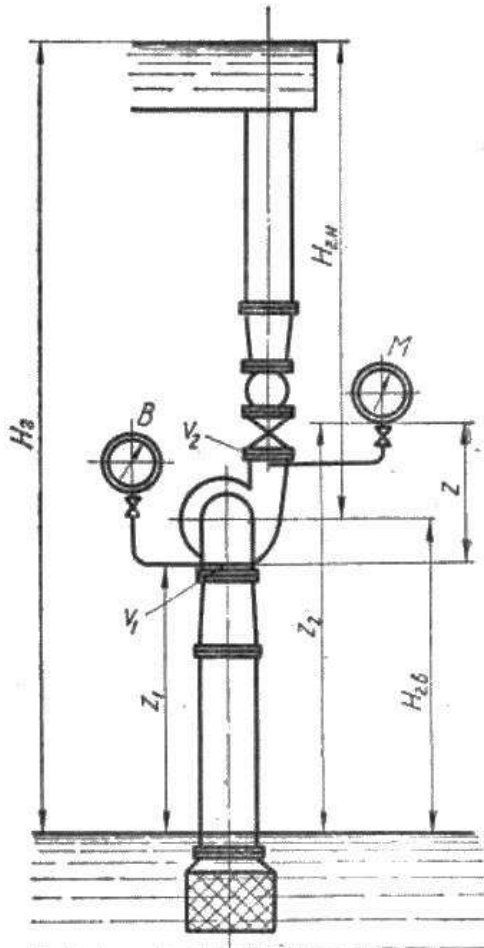


Рисунок 5.36 – Схема установки вакуумметра та манометра на насосі

Аналогічно питома енергія на виході з насоса буде

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2. \quad (5.67)$$

Отже, повний напір

$$H = E_2 - E_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z_2 - z_1. \quad (5.68)$$

Напір насоса можна визначити за допомогою підключених до нього манометра та вакуумметра

$$H = 10(p_M + p_v) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z, \quad (5.69)$$

де P_M і P_v – показання манометра і вакуумметра в ат;

z – відстань по вертикалі між точками вимірювання розрідження і надлишкового тиску.

Корисна (ефективна) потужність насоса N_k – це кількість енергії, яку він надає всьому потоку рідини за одиницю часу:

$$N_n = 9,81QH \text{ (кВт)}, \quad (5.70)$$

де Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – повний напір насоса, м.

Потужність насоса N – потужність споживана насосом виражається так:

$$N = \frac{9,81QH}{\eta} \text{ (кВт)}, \quad (5.71)$$

де η – повний ККД насоса.

ККД насоса η – відношення корисної потужності до потужності насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \eta_q \eta_{\Gamma} \eta_M, \quad (5.72)$$

де η_q – об'ємний ККД; η_{Γ} – гідравлічний ККД; η_M – механічний ККД.

Повний ККД насоса враховує всі втрати, пов'язані з передачею енергії насосом перекачуваній рідині. Ці втрати можна поділити на об'ємні, гідравлічні та механічні.

Об'ємні втрати в насосі пояснюються деяким зворотним перетіканням води q , пов'язаним з більшою величиною тиску на виході з колеса, ніж на його вході. Під дією перепаду тиску частина рідини повертається в підвід крізь зазори в ущільненні між робочим колесом і корпусом насоса. Рідина просочується і крізь сальники. Об'ємні втрати оцінюються об'ємним ККД насоса.

Гідравлічні втрати – це втрати на подолання гідравлічних опорів на всьому шляху руху рідини від входу в насос до виходу з нього. Вони оцінюються гідравлічним ККД.

Механічні втрати в насосах пов'язані з тертям у підшипниках, сальниках і тертям зовнішньої поверхні коліс об рідину (дискове тертя). Величина механічних втрат оцінюється механічним ККД.

Число обертів n . За число обертів приймається частота обертів вала насоса в об/хв. Призначення або вибір числа обертів залежить від ряду умов, з яких найбільш важливими є тип насоса і двигуна, допустима висота всмоктування, ступінь економічності, вагові та габаритні показники.

Геометричною висотою всмоктування $H_{г.в}$ називають різницю відміток осі насоса і рівня рідини в приймальному резервуарі (рисунок 5.35). Від'ємна геометрична висота всмоктування називається підпором. У цьому випадку насос знаходиться нижче рівня рідини в приймальному резервуарі. Висота всмоктування обмежується мінімальним абсолютним тиском p_{min} , що виникає в потоці в області входу в робоче колесо, який повинен бути більше тиску $p_{н.п}$ насиченої пари рідини: $p_{min} > p_{н.п}$.

Області використання лопатевих насосів. Найбільшого поширення в народному господарстві отримали лопатеві насоси. Створюваний ними напір може перевищувати 3500 м, а подача – 100 000 м³/год в одному агре-

гаті. В теплоенергетичних установках для живлення котлів, подачі конденсату в системи регенеративного підігріву живильної води, циркуляційної води в конденсатори турбін, мережної води в системи теплофікації застосовуються відцентрові насоси. Останнім часом у зв'язку з ростом потужності парових турбін в конденсаційних установках іноді застосовують осеві насоси. Відцентрові і струменеві насоси застосовуються на ТЕС в системах гідрозоловидалення. У технологічному циклі АЕС застосовуються відцентрові насоси спеціальних конструкцій звичайного і герметичного виконання. Ще більш широко насоси всіх видів застосовуються на промислових підприємствах, в сільському господарстві і для водопостачання міст. Відцентрові насоси працюють в промисловості в системах господарського та технічного водопостачання, а також для подачі різних розчинів і реагентів в технологічних схемах виробництв. Дуже широко застосовуються струменеві і відцентрові насоси в будівельній і вугільній промисловості при гідромеханізації розробки ґрунтів і при гідравлічному способі видобутку вугілля. За останні роки широке застосування отримали відцентрові насоси в трубопровідних системах транспорту води і нафти на далекі відстані.

Лопатеві насоси в значній мірі витіснили поршневі, область використання яких обмежується головним чином малими подачами і високими тисками. У порівнянні з об'ємними лопатеві насоси, зокрема відцентрові, мають ряд *переваг*:

- можуть бути безпосередньо з'єднані з швидкохідними двигунами;
- забезпечують рівномірний, без пульсацій, потік;
- мають значно менші габарити, вагу і вартість;
- простіші в обслуговуванні.

Недоліки:

- менший ККД при малій подачі і великому напорі;
- зниження ККД при перекачуванні в'язких рідин;

– нездатність до самовсмоктування;

В даний час внаслідок удосконалення методів проектування та виробництва відцентрових насосів вони стали застосовуватися також і для високих напорів. Сучасні лопатеві насоси будуються для подачі до $25 \text{ м}^3/\text{с}$ і тиску нагнітання до 450 ат .

5.2.2. Робочий процес лопатевих насосів

Розглянуті схеми лопатевих насосів показують, що їх основна функція – перетворення енергії – здійснюється за рахунок проходження потоку рідини через обертову решітку лопатей робочого колеса. Звідси випливає, що одним з основних чинників, що характеризують роботу цих насосів, є структура потоку, що визначається взаємодією між рідиною і лопатями робочого колеса. Істотне значення мають кінематичні показники: величини і напрями швидкостей, прискорення, лінії току.

Кінематика потоку в лопатевих насосах. Рух рідини в робочому колесі досить складний. По-перше, рідина рухається відносно лопатей робочого колеса, а по-друге, разом з робочим колесом бере участь в обертальному русі. Рух рідини відносно робочого колеса будемо називати *відносним*. Його характеризує відносна швидкість W . Обертальний рух рідини разом з колесом називають *переносним*; його характеризує переносна (окружна) швидкість U .

Абсолютна швидкість руху рідини V в будь-якій точці робочого колеса дорівнює векторній сумі відносної та переносної швидкостей, тобто

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (5.73)$$

З (5.73) випливає, що аналіз кінематики потоку в межах робочого колеса насоса може базуватися на побудові паралелограма швидкостей. Швидкості V , W і U (рисунки 5.37, 5.38) утворюють паралелограм швидкостей.

Відносна швидкість W направлена по дотичній до поверхні лопаті в розглядуваній точці; а окружна швидкість U направлена по дотичній до кола, на якому розташована ця точка.

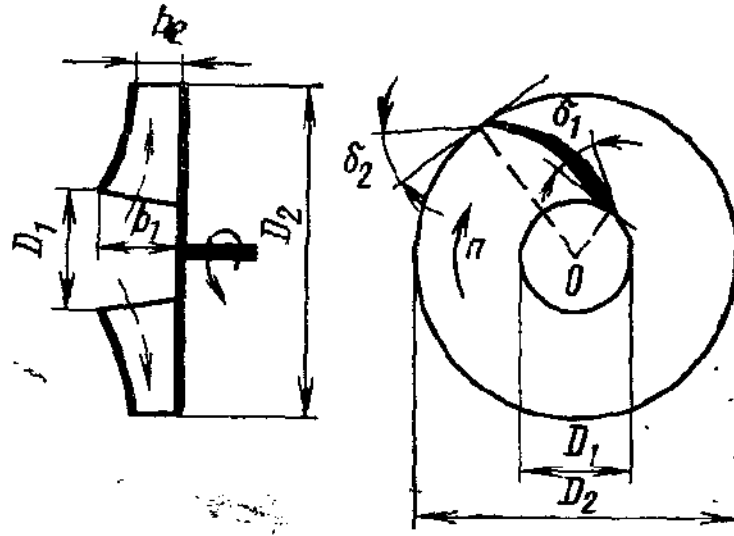


Рисунок 5.37 – Геометрія робочого колеса відцентрового насоса

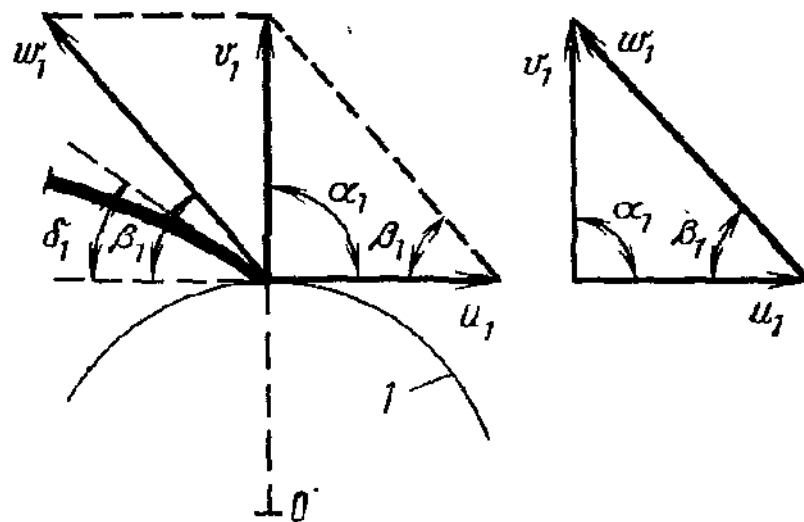


Рисунок 5.38 – Паралелограми та трикутники швидкостей на вхідній кромці робочого колеса відцентрового насоса

Щоб побудувати паралелограми швидкостей, необхідно знати форму і розміри робочого колеса та його окремих частин в межах проточного

тракту (геометрія проточної частини робочого колеса); крім того, повинні бути задані умови роботи насоса. Розглянемо деякі основні випадки.

Відцентрові насоси. Рух в робочому колесі близький до плоского. Всі розміри, що визначають проточну частину робочого колеса, відомі, причому величини, що відносяться до вхідної кромки лопатей, мають індекс 1, і до вихідної – індекс 2 (див. рисунок 5.37). Напрямок лопатей робочого колеса визначається кутами $\beta_{\text{л}}$ між дотичною до лопаті, проведеної в сторону течії рідини, і нормаллю до радіусу. Ширина лопатей робочого колеса визначається значеннями b_1 і b_2 . Умови роботи насоса задаються двома параметрами: подачею Q і частотою обертання робочого колеса n , об/хв.

Вхідний переріз робочого колеса. Напрямок швидкості при вході на робоче колесо залежить від умов підведення. У насосах при осьовому підводі перед входом на робоче колесо закрутка потоку відсутня і абсолютна швидкість V_1 направлена по радіусу, тобто $\alpha_1 = 90^\circ$ (див. рисунок 5.38). У цих умовах середнє значення

$$V_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \psi_1}, \quad (5.74)$$

де коефіцієнт $\psi_1 = 0,75-0,83$ враховує стиснення потоку лопатями. Окружна швидкість на вхідний кромці U_1 залежить від D_1 і n :

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \quad (5.75)$$

Маючи два вектори V_1 і U_1 , можна побудувати паралелограм швидкостей на вході і визначити W_1 (див. рисунок 5.38). Зазвичай будують трикутник швидкостей, показаний там же.

Для зменшення втрат на вході рідини на лопать треба обов'язково дотримуватися умови безударного входу, яка забезпечується збігом напрямку вхідного елемента лопаті з напрямком відносної швидкості W_1 . Проте

досліди показують, що невелике відхилення вхідного елемента лопаті від напрямку відносної швидкості не призводить до відриву потоку, і гідравлічні втрати на удар не відбуваються. Тому в сучасних насосах лопаті встановлюють під кутом $\beta'_{1л}$, більшим від кута лопаті $\beta_{1л}$ на $3-8^\circ$. Кут $\beta_{1л}$ знаходять з трикутника швидкостей для розрахункового режиму роботи насоса. Внаслідок збільшення кута порівняно з розрахунковим збільшується площа проходу між лопатями і зменшуються швидкості і втрати енергії в самому робочому колесі. Вхідна кромка лопаті повинна бути закруглена. Це робить лопать менш чутливою до відхилень напрямку відносної швидкості, які спостерігаються, коли змінюється подача насоса. Поліпшення умов обтікання вхідної кромки зменшує втрати на вході рідини на лопать і підвищує ККД насоса.

Вихідний переріз робочого колеса (рисунок 5.39). Переносна швидкість U_2 знаходиться за формулою

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}. \quad (5.76)$$

Відносну швидкість W_2 можна обчислити, якщо знати її напрям. Тоді, як це впливає з рисунків 5.37 і 5.39

$$W_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}. \quad (5.77)$$

В першому наближенні приймають кут $\beta_2 = \beta_{2л}$, тобто напрям W_2 збігається з напрямом вихідної кромки лопаті (в дійсності є деяке відхилення кута $\Delta\beta_2$, яке враховується при проектуванні). Коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході $\psi_2 = 0,9-0,95$. Маючи два вектори U_2 і W_2 , можна побудувати паралелограм або трикутник вихідних швидкостей і знайти вектор V_2 і кут α_2 .

Показником закручення потоку є циркуляція Γ , яка в даному випадку може бути представлена виразом

$$\Gamma = \pi D V \cos \alpha, \quad (5.78)$$

Враховуючи форму трикутників швидкостей на рисунках 5.38 і 5.39, приходимо до висновку, що $\Gamma_1 = 0$ і $\Gamma_2 > 0$. Таким чином, по мірі руху рідини через робоче колесо насоса її циркуляція підвищується.

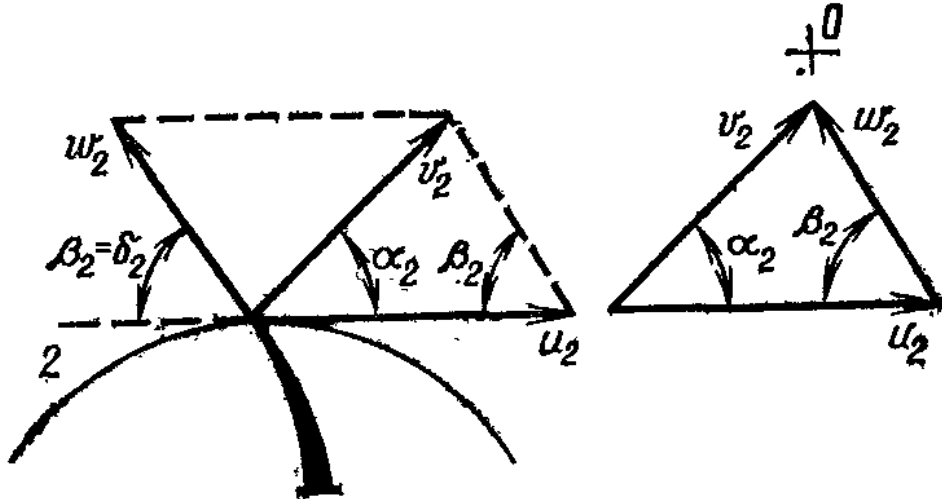


Рисунок 5.39 – Паралелограми та трикутники швидкостей на вихідній кромці робочого колеса відцентрового насоса

Осьові насоси відрізняються тим, що у них в межах робочого колеса рідина в основному переміщається в осьовому напрямку. Аналіз кінематики потоку виконують, як показано на рисунку 5.31, для окремих циліндричних перерізів радіусом r . Є дві особливості, які слід враховувати при побудові паралелограма або трикутників швидкостей осьових насосів:

1) окружні швидкості всіх точок лопатей робочого колеса на даному циліндричному перерізі рівні і визначаються частотою обертання n і радіусом r перерізу

$$U_2 = U_1 = U = \frac{2\pi r n}{60}; \quad (5.79)$$

2) осьові складові векторів абсолютної і відносної швидкостей течії в усіх точках даного циліндричного перерізу повинні бути однакові

$$V_{1z} = V_{2z} = \text{const} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_{\text{вт}}^2)\psi}, \quad (5.80)$$

де D – діаметр робочого колеса; $d_{\text{вт}}$ – діаметр втулки; ψ – коефіцієнт стиснення лопатями $\psi < 1$.

Побудова паралелограмів і трикутників швидкостей в робочому колесі осьового насоса показана на рисунку 5.40. На вхідній кромці 1 швидкість U визначена по (5.79). Вважаючи, що на вході потік не закручений, $\Gamma_1 = 0$ і $\alpha_1 = 90^\circ$, по (5.80) отримуємо:

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - d_{\text{вт}}^2)\psi}. \quad (5.81)$$

По U та V_1 будується паралелограм і знаходяться W_1 і β_1 . На вихідній кромці 2, вважаючи $\beta_2 = \beta_{2\text{л}}$, визначають по (5.80) W_2 і будують паралелограм по U та W_2 .

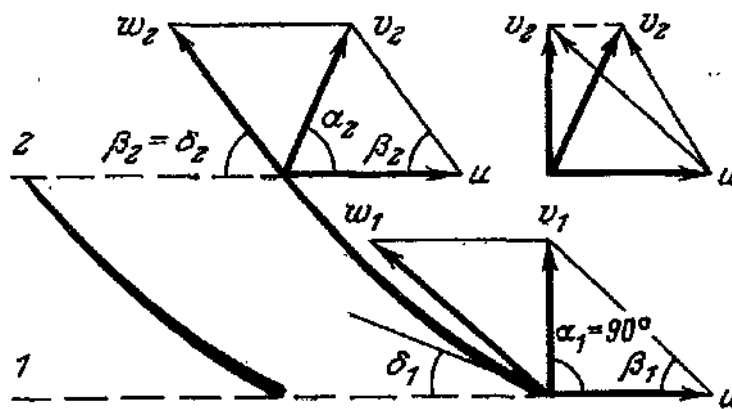


Рисунок 5.40 – Паралелограми та трикутники швидкостей в осьовому насосі

Основне енергетичне рівняння лопатевих насосів. Для виведення основного рівняння лопатевих насосів зроблені наступні припущення: *робоче колесо має нескінченну кількість лопатей; рідина в робочому колесі рухається без гідравлічних втрат.*

Основне рівняння зв'язує геометричні та кінематичні характеристики робочого колеса з напором, який розвиває насос. Якщо визначити енергію, передану насосом одиниці ваги рідини, вона дорівнюватиме теоретичному напору H_T , створюваному робочим колесом.

Рівняння напору відцентрових насосів виводиться на основі рівняння моментів кількості руху, яке формулюється так:

змiна моменту кількості руху маси рідини, що протікає за одиницю часу при переході від одного перерізу до іншого, дорівнює моменту зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами.

У відцентровому насосі зовнішні сили прикладаються до потоку дією лопатей робочого колеса.

Момент кількості руху потоку на радіусі R_1 в перерізі 1-1 на вході в колесо (рисунок 5.41)

$$M_1 = \rho Q R_1 V_1 \cos \alpha_1. \quad (5.82)$$

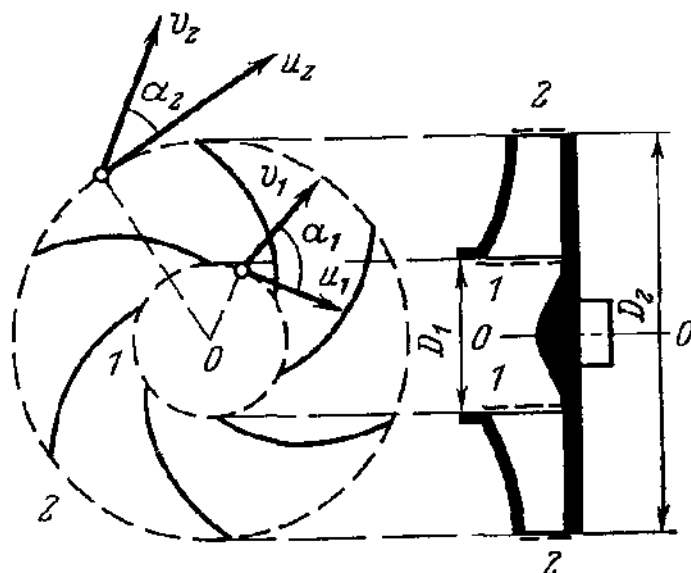


Рисунок 5.41 – До виводу основного рівняння лопатевого насоса

Момент кількості руху потоку на радіусі R_2 в перерізі 2-2 на виході з колеса

$$M_2 = \rho Q R_2 V_2 \cos \alpha_2. \quad (5.83)$$

Моменти зовнішніх сил відносно осі 0-0, діючих на виділений об'єм рідини, складаються з моменту, переданого лопатями насоса M , і моменту сил тертя, який не враховуємо. Сили тиску, нормальні до обмежуючих поверхонь, не дають моменту відносно осі 0-0, оскільки або направлені до центру (поверхні 1 і 2), або лежать в меридіанній площині (поверхні обводів). Таким чином, сума моментів зовнішніх сил, що діють на виділений об'єм рідини, зводиться до крутного моменту M , що передається рідині лопатями робочого колеса:

$$M = \rho Q (R_2 V_2 \cos \alpha_2 - R_1 V_1 \cos \alpha_1). \quad (5.84)$$

Використовуючи поняття циркуляції рідини в формі (5.78), маємо на вході в робоче колесо $\Gamma_1 = \pi D_1 V_1 \cos \alpha_1$ і на виході $\Gamma_2 = \pi D_2 V_2 \cos \alpha_2$, тоді вираз (5.84) можна представити як:

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (5.85)$$

Помножимо обидві частини рівняння (5.84) на кутову швидкість ω . Тоді

$$M\omega = \rho Q \omega (V_2 R_2 \cos \alpha_2 - V_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (5.86)$$

$M\omega$ являє собою потужність, потрібну на передачу енергії рідині:

$$M\omega = \rho g Q H_T. \quad (5.87)$$

Крім того, $R_2 \omega = U_2$ і $R_1 \omega = U_1$. Тому

$$\rho g Q H_T = \rho Q (V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1). \quad (5.88)$$

Поділивши обидві частини на $\rho g Q$, остаточно отримаємо вираз для теоретичного напору насоса H_T

$$H_T = \frac{1}{g} (V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1) \quad (5.89)$$

або по (5.85)

$$H_T = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (5.90)$$

Отримані формули (5.89) та (5.90) представляють собою *основне рівняння насосів, або рівняння Ейлера*, що застосовуються до лопатевих насосів будь-якого виду. Вони мають дуже велике практичне значення, оскільки дають зв'язок між теоретичним напором і кінематикою рідини, що протікає через робоче колесо. Якщо розглядати осьовий вхід потоку в робоче колесо, то α_1 близький до 90° , тобто $\Gamma_1 = 0$. З рівняння Ейлера випливає, що теоретичний напір насоса визначається в основному добутком $\omega\Gamma_2$ або $U_2V_2\cos\alpha_2$. Чим ці добутки більше, тим більше і теоретичний напір.

Дійсний напір H , що розвивається насосом, буде менше теоретичного за рахунок гідравлічних втрат в самому робочому колесі, а також в елементах підведення і відведення. Якщо гідравлічні втрати становлять h_r , то $H = H_T - h_r$. Вводячи поняття гідравлічного ККД

$$\eta_r = \frac{H}{H_T} \text{ або } \eta_r = \frac{H}{H + h_r}, \quad (5.91)$$

$$\text{отримаємо } H = H_T \eta_r. \quad (5.92)$$

Крім того, при скінченній кількості лопатей (що має місце на практиці) не всі частинки рідини, взяті між сусідніми лопатями, рухаються по однакових траєкторіях, внаслідок чого трикутники швидкостей на виході з колеса для різних струминок неоднакові. Для врахування скінченної кількості лопатей вводять у формулу напору поправочний коефіцієнт $k < 1$. Тоді рівняння для дійсного напору насоса приймає вигляд

$$\frac{H}{\eta_r} = \frac{\kappa}{g} (V_2 U_2 \cos\alpha_2 - V_1 U_1 \cos\alpha_1), \quad (5.93)$$

$$\text{або} \quad \frac{H}{\eta_r} = \frac{\kappa \omega}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (5.94)$$

Величина η_r коливається в межах від 0,8 до 0,93, а середнє значення поправочного коефіцієнта k може бути прийняте 0,75-0,9.

З основного рівняння видно, що теоретичний напір насоса пропорційний окружній складовій повної швидкості на виході, а з рисунку 5.39 – що із збільшенням кута β_2 окружна складова повної швидкості підвищується. Здавалося б, вигідно робити насоси з лопатями, загнутими вперед. Проте на практиці робочі колеса відцентрових насосів роблять з лопатями, загнутими по ходу назад. При такій конструкції коліс уже в самому насосі більшу частину напору складає тиск, а меншу – швидкісний напір. Канали робочого колеса плавніші, що зменшує гідравлічні втрати під час руху рідини.

Рівняння подібності для лопатевих насосів. В основі законів подібності лежать представлення про *геометричну* подібність проточної частини робочих органів насосів, *кінематичну* і *динамічну* подібність режимів.

Припустімо, що є два подібних насоси з діаметрами робочих коліс D і D' , кількість обертів яких – n і n' , а створювані напори – H і H' .

З основного рівняння для першого насоса маємо:

$$H = \eta_r \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} \text{ і відповідно для другого } H' = \eta_r' \frac{U_2' V_2' \cos \alpha_2'}{g}.$$

$$\text{Відношення цих напорів} \quad \frac{H'}{H} = \frac{\eta_r'}{\eta_r} \cdot \frac{U_2' V_2'}{U_2 V_2}.$$

$$\text{З подібності паралелограмів швидкостей} \quad \frac{U_2'}{U_2} = \frac{V_2'}{V_2},$$

$$\text{але} \quad \frac{U_2'}{U_2} = \frac{\pi D' n'}{60} : \frac{\pi D n}{60} = \frac{D' n'}{D n}.$$

$$\text{Тому} \quad \frac{H'}{H} = \frac{\eta_r'}{\eta_r} \cdot \frac{(D' n')^2}{(D n)^2}. \quad (5.95)$$

Якщо n' становить не менше 50% кількості обертів n , можна вважати, що $\eta_r' = \eta_r$. Тоді

$$\frac{H'}{H} = \frac{(D' n')^2}{(D n)^2}. \quad (5.96)$$

Подача насоса змінюється пропорційно зміні площі вихідного перерізу робочого колеса і радіальній складовій абсолютної швидкості на виході і коли різниця між n' і n та D' і D мала, то можна вважати, що $\eta'_q = \eta_q$. Тоді

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'(D')^3}{nD^3}. \quad (5.97)$$

Потужність, яку споживає насос, змінюється пропорційно Q і H . Тоді

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \left(\frac{D'}{D}\right)^5. \quad (5.98)$$

Тепер встановимо залежність напору, подачі і потужності одного й того ж самого насоса від кількості його обертів. Ці залежності називають *законами пропорційності*. Оскільки $D' = D$, формули (5.96), (5.97) і (5.98) наберуть вигляду:

$$\frac{H'}{H} = \frac{(n')^2}{(n)^2}; \quad (5.99)$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}; \quad (5.100)$$

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3. \quad (5.101)$$

Обточування лопатей робочого колеса відцентрового насоса. Застосування відцентрових насосів можна розширити, якщо обрізати (обточити) лопаті робочого колеса. Внаслідок обрізування змінюється зовнішній діаметр колеса, що веде до зменшення напору.

Коли обрізують робочі колеса відцентрових насосів, призначених для подачі чистих рідин, подача змінюється пропорційно першій степені, а напір – другій степені діаметра робочого колеса (коли $n_s < 200$);

$$\frac{Q_{обм}}{Q} = \frac{D_{обм}}{D}; \quad \frac{H_{обм}}{H} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2. \quad (5.102)$$

Якщо $n_s > 200$, ці формули мають вигляд:

$$\frac{Q_{обт}}{Q} = \left(\frac{D_{обт}}{D} \right)^{3/2} ; \quad \frac{H_{обт}}{H} = \left(\frac{D_{обт}}{D} \right)^3. \quad (5.103)$$

Для визначення ККД насоса з обточеним колесом ($\eta_{обт}$) можна скористатися формулою

$$\eta_{обт} = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{D}{D_{обт}} \right)^{0,45}. \quad (5.104)$$

Практично встановлено, що при обточуванні колеса, яке не перевищує границь, припустимих конструкцією насоса, ККД змінюється незначною мірою. Найбільш доцільні такі межі обточування робочих коліс (залежно від коефіцієнта швидкохідності n_s), %:

при $60 < n_s < 120$	15-20
$120 < n_s < 200$	11-15
$200 < n_s < 350$	7-11

Коефіцієнт швидкохідності лопатевих насосів. Коефіцієнт швидкохідності це кількість обертів такого насоса, проточна частина якого геометрична подібна до насоса, який має такий розмір, що при напорі $H = 1$ м створює подачу $Q = 75$ л/с.

Формулу для коефіцієнта швидкохідності можна вивести з формул подібності (5.99), (5.100) і (5.101), підставивши в них $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ і $H = 1$ м.

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (5.105)$$

де n – об/хв, Q – $\text{м}^3/\text{с}$ і H – м.

Для насосів з двостороннім входом рідини в колесо в формулу (5.105) замість Q підставляємо $0,5Q$.

Коефіцієнт швидкохідності n_s є важливим питомим показником, який широко використовується в якості характеристики типу насоса, і його зна-

чення входить в марку насоса. Універсальність цього показника полягає в тому, що він одночасно враховує три найбільш істотних параметра лопатєвого насоса: частоту обертання, подачу і напір. Завдяки цьому коефіцієнт швидкохідності досить повно характеризує тип насоса. У різних за типом, формою проточної частини та конструкцією насосів із близькими значеннями n_s будуть близькими багато властивостей. Тихохідні насоси ($n_s = 60 - 100 \text{ об/хв}$) завжди використовують при високих напорах, й навпаки, швидкохідні ($n_s = 400-800 \text{ об/хв}$) – для низьких напорів.

Коефіцієнт швидкохідності n_s у великій мірі визначає і форму робочого колеса насоса. На рисунку 5.42, *а* показані робочі колеса насосів різної швидкохідності. Тихохідне колесо характеризується тим, що вихідний діаметр набагато більше вхідного і відносно мала ширина виходу. Зі збільшенням швидкохідності ця різниця скорочується, ширина підвищується, далі колесо переходить в діагональне і осьове. Коефіцієнт швидкохідності впливає і на ККД насоса. Загальний характер цієї залежності показують криві на рисунку 5.42, *б*, з яких випливає, що максимальні ККД відповідають діапазону $n_s = 140-220 \text{ об/хв}$, причому істотно впливає подача Q , тобто розмір насоса. З ростом Q збільшується і ККД.

Дійсний характер течії в робочому колесі. Особливість течії в рухомій решітці лопатей при її силовій взаємодії з потоком рідини пов'язана з наявністю циркуляції навколо лопаті $\Gamma_{\text{л}}$. Отже, в межах межлопатєвого каналу робочого колеса існує нерівномірність розподілу швидкостей і тисків, оскільки тут на усереднений потік накладається вторинний, циркуляційний рух. Приблизний характер руху в робочому колесі відцентрового насоса показаний на рисунку 5.43: *а* – напрям лопатєвої циркуляції $\Gamma_{\text{л}}$ і розподіл тиску на лопаті, *б* – розподіл відносних швидкостей в міжлопатєвих каналах і *в* – розподіл тисків на деякому радіальному перерізі.

π_s	60-80	80-120	120-240	240-350	400-800
D_2/D_1	3,0-2,4	2,4-1,8	1,8-1,3	1,3-1,1	1,0

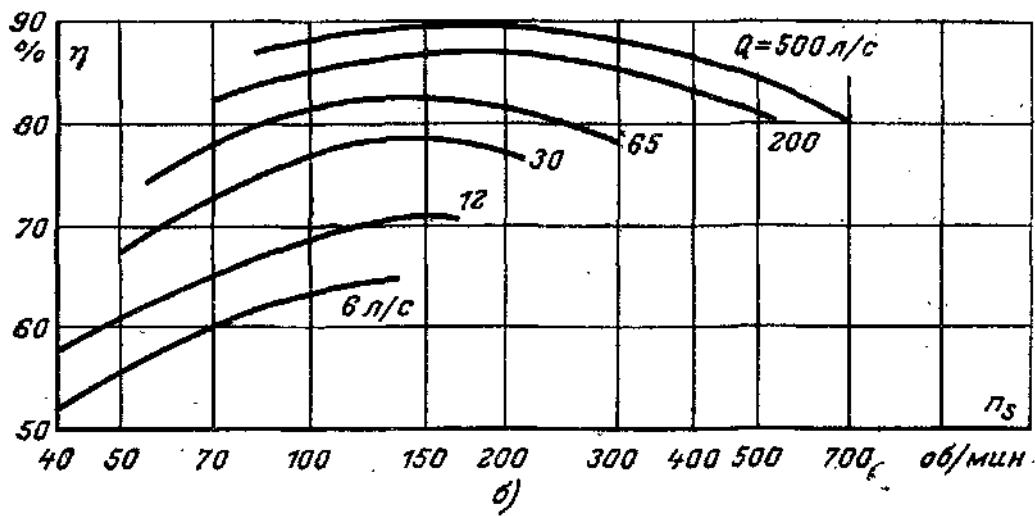
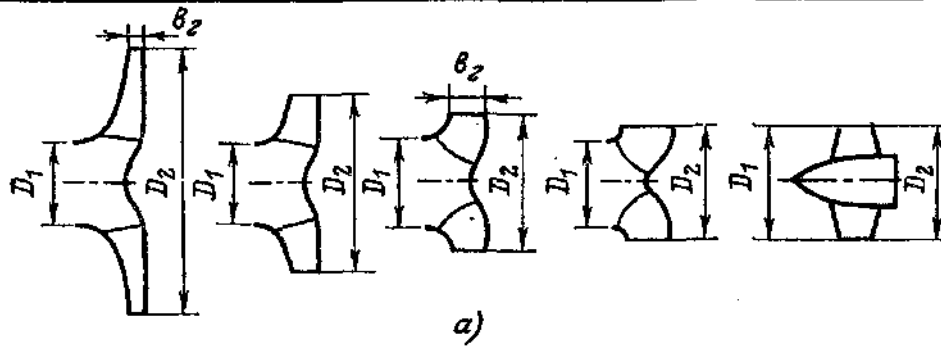


Рисунок 5.42 – Форми робочого колеса та залежність ККД насоса від коефіцієнта швидкохідності

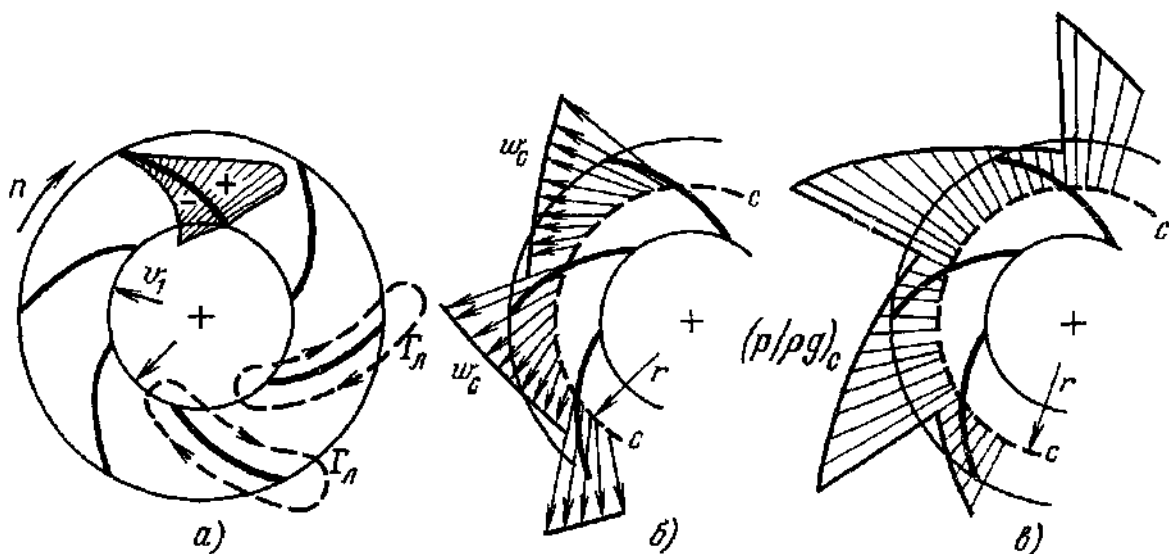


Рисунок 5.43 – Потік в робочому колесі відцентрового насоса

Вплив лопатевої циркуляційної течії спричиняє зниження відносної швидкості на лицьовій стороні лопаті і підвищення – на тильній стороні, зворотній напрямку обертання. Це створює перепад тисків, який можна здолати зусиллям, що розвивається приводом. Важливим для роботи насоса є нерівномірність розподілу тисків і, зокрема, той факт, що на тильній стороні лопаті, особливо на вхідній ділянці, створюється додаткове зниження тиску відносно середнього тиску на вході.

5.2.3. Кавітація в насосах

У насосах при деяких умовах їх роботи може виникнути кавітація, яка призводить до руйнування лопатей і корпусів, а також до зменшення подачі, напору і ККД. Якщо кавітація проявляється інтенсивно, насос працювати не може.

Кавітація виникає там, де *абсолютний тиск* спадає нижче від *тиску насиченої пари рідини* при даній температурі $p_{ai} > p_{н.п.}$.

У лопатевих насосів мінімальний тиск спостерігається на вході потоку в колесо, і ця зона найбільше зазнає кавітації. Слід відмітити, що у багатоколісних насосів кавітація спостерігається тільки в зоні першого колеса (з боку всмоктування).

Особливо руйнуються від кавітації деталі насосів з чавуну і вуглецевої сталі. Найбільш стійкі легована сталь і бронза. Явищу кавітації можна запобігти правильним вибором висоти всмоктування.

Допустима вакуумметрична висота всмоктування.

Різниця між атмосферним тиском $p_{атм}/\rho g$ і тиском на вході в насос $p_1/\rho g$ називають вакуумметричною висотою всмоктування

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}. \quad (5.106)$$

При кавітаційних випробуваннях встановлюють значення критичної вакуумметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$ вище якої в насосі виникає

кавітація. Вводячи деякий запас (15-25%), визначають допустиму вакуумметричну висоту $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$.

Знаючи $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, умове відсутності кавітації в насосі можна представити співвідношенням

$$H_{\text{вак}} \leq H_{\text{вак}}^{\text{доп}}. \quad (5.107)$$

Згідно (5.107) кавітації в насосі не буде, якщо вакуумметрична висота всмоктування не перевищує допустимого значення. Використовуючи формулу, для визначення вакуумметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}$, можемо перейти до геометричної висоти всмоктування $H_{\text{г.в}} = H_s$ (рисунок 5.44).

$$H_s \leq H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{вс}}, \quad (5.108)$$

де $h_{\text{вс}}$ – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі.

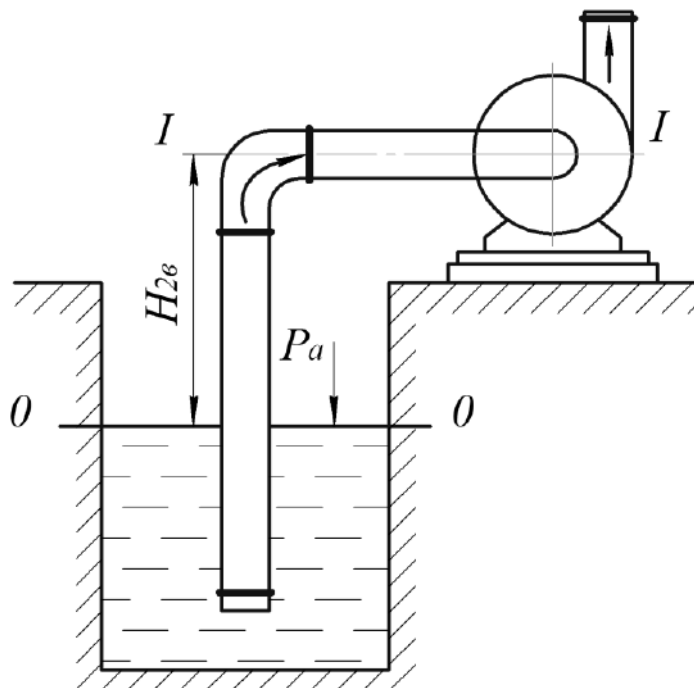


Рисунок 5.44 – Схема для визначення геометричної висоти всмоктування насоса

Таким чином, щоб виключити кавітацію в насосі, висота всмоктування повинна бути обмежена відповідно до формули (5.108).

Зазвичай $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ на характеристиці насоса дається для нормального атмосферного тиску на рівні моря і для холодної води $t \leq 35^\circ\text{C}$. З підвищенням позначки місцевості атмосферний тиск падає на величину $\Delta p_{\text{атм}}$. Наближено можна вважати:

$$\frac{\Delta p_{\text{атм}}}{\rho g} = \frac{\Delta}{900},$$

де Δ – абсолютна відмітка установки насоса, м (вище рівня моря $\Delta > 0$, нижче – $\Delta < 0$). Якщо перекачується нагріта рідина, то додатково слід враховувати і тиск її насиченої пари $p_{\text{н.п}}$ що наведена в довідниках. Для більш загального випадку формула для висоти всмоктування матиме вигляд

$$H_s \leq H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{вс}} - \frac{\Delta p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}. \quad (5.109)$$

Кавітаційний запас.

В якості кавітаційного показника насоса використовується такий показник, як кавітаційний запас Δh , що показує надлишок абсолютної питомої енергії рідини у входному патрубку насоса відносно питомої енергії, яка визначається тиском насичених парів рідини

$$\Delta h = \left(\frac{p_{\text{абс1}}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}, \quad (5.110)$$

де $p_{\text{абс1}}/\rho g$ – висота абсолютного тиску у входному патрубку насоса.

Проводячи кавітаційні випробування насоса при постійних величинах подачі і частоти обертання, але при змінюваному кавітаційному запасі знаходять $\Delta h_{\text{кр}}$ а з введенням коефіцієнта запасу 1,1-1,3 встановлюється і допустиме значення кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{доп}}$.

Знаючи $\Delta h_{\text{доп}}$, умову відсутності кавітації в насосі можна представити співвідношенням

$$\Delta h \geq \Delta h_{\text{доп}}. \quad (5.111)$$

Згідно (5.111), щоб в насосі не виникало кавітації, фактичний кавітаційний запас не повинен бути менше допустимого.

Встановимо зв'язок між $\Delta h_{\text{доп}}$ і висотою всмоктування H_s . Відповідно до обчислення абсолютного тиску на вході в насос напишемо

$$\frac{p_{\text{абс1}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} + \frac{p_1}{\rho g}. \quad (5.112)$$

Враховуючи те, як обраховується вакуум $p_1/\rho g$ на вході в насос, отримуємо:

$$\frac{p_{\text{абс1}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \left(H_s - \frac{v_1^2}{2g} \right) - h_{\text{вс}}, \quad (5.113)$$

звідки згідно (5.110)

$$\Delta h = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_s - h_{\text{вс}} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g}. \quad (5.114)$$

Враховуючи (5.111), маємо:

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H_s - h_{\text{вс}} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g} \geq \Delta h_{\text{доп}}, \quad (5.115)$$

звідки

$$H_s \leq \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{вс}} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g}. \quad (5.116)$$

Це загальний вигляд формули, яка враховує і атмосферний тиск, і температуру, і властивості рідини, що перекачується. Кавітаційний запас $\Delta h_{\text{доп}}$ зручніше $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, оскільки його величина не залежить від температури води і від $p_{\text{атм}}$, а в формулу (5.116) не входить швидкість v_1 . Слід тільки мати на увазі, що Δh – це по суті не «запас» проти кавітації, а гранично допустиме значення. «Запас» буде, якщо $\Delta h > \Delta h_{\text{доп}}$.

Відзначимо, що є три форми запису умов відсутності кавітації в насосі: *пряма* ($p_{\text{аі}} > p_{\text{н.п.}}$), що відноситься, безпосередньо до точки виникнен-

ня кавітації, і *непрямі* (5.107) і (5.111), що відносяться до вхідного патрубка насоса. Відповідно використовуються дві формули для визначення висоти всмоктування – (5.108) і (5.111).

Для боротьби з кавітацією можна рекомендувати такі практичні заходи:

- вибирати найменшу висоту всмоктування;
- зменшувати втрати напору на всмоктувальній лінії, зменшуючи довжину і збільшуючи діаметр всмоктувального трубопроводу, а також зменшуючи місцеві опори;
- підключати водоструминний насос у всмоктувальну трубу відцентрового насоса.

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності. Критичний кавітаційний запас $\Delta h_{кр}$ по (5.110) представляє собою деякий створюваний робочим колесом напір, який пропорційний напору насоса. Дійсно, згідно з урахуванням формули подібності, маємо:

$$\frac{\Delta h_{кр1}}{\Delta h_{кр2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \frac{H_1}{H_2}.$$

Звідси
$$\Delta h_{кр} = kH,$$

причому для подібних режимів величина k зберігає постійне значення. Отже, підставивши в (5.105) $\Delta h_{кр}$ замість H , отримаємо коефіцієнт, який також буде мати властивість незмінності при подібних режимах. З метою більшої зручності в знаменник вводять $\Delta h_{кр}/10$. Тоді виходить вираз для коефіцієнта який називають кавітаційним коефіцієнтом швидкохідності.

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{(\Delta h_{кр}/10)^{3/4}}, \quad (5.117)$$

Коефіцієнт C , запропонований проф. С. С. Руднєвим, має ряд важливих достоїнств. Перш за все, як уже відмічалось, для подібних режимів ве-

личина його постійна. Крім того, для лопатевих насосів різних типів C змінюється мало. Так, для режимів, близьких до оптимальних у насосів з хорошими кавітаційними показниками, $C = 900-1100$; у насосів, що мають найбільш високі кавітаційні якості, C досягає 1300-1500. Таким чином, кавітаційний коефіцієнт швидкохідності дозволяє не тільки визначити $\Delta h_{кр}$, а й оцінити кавітаційні якості насоса.

Перерахунок показників кавітації при зміні частоти обертання. Допустимо, що для якогось n визначена величина $H_{вак}^{кр}$, тобто є додаткове динамічне зниження тиску на ділянці від вхідного патрубку до області в робочому колесі, на якому тиск мінімальний і виникає кавітація. Очевидно, що динамічна дія потоку пропорційна квадрату його швидкості v , а оскільки для даного насоса при збереженні геометричної та кінематичної подібності режимів маємо

$$\frac{v}{v_1} = \frac{n}{n_1},$$

то для нової частоти обертання n_1 можна записати:

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho g} \right)_1 = \frac{\Delta p}{\rho g} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (5.118)$$

Новому перепаду тиску буде відповідати інший $H_{вак1}^{кр}$, який визначимо, використовуючи (5.118):

$$\left(\frac{p_{атм}}{\rho g} - H_{вак}^{кр} - \frac{p_{н.н}}{\rho g} \right) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 = \frac{p_{атм}}{\rho g} - H_{вак1}^{кр} - \frac{p_{н.н}}{\rho g}.$$

Звідси

$$H_{вак1}^{кр} = \frac{p_{атм}}{\rho g} - \left(\frac{p_{атм}}{\rho g} - H_{вак}^{кр} - \frac{p_{н.н}}{\rho g} \right) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 - \frac{p_{н.н}}{\rho g}. \quad (5.119)$$

Для нормального атмосферного тиску $p_{атм}/\rho g = 10,3 \text{ м}$ і холодної води $t < 35^\circ\text{C}$ $p_{н.н}/\rho g = 0,3 \text{ м}$. У підсумку по (5.119) маємо:

$$H_{вак1}^{кр} = 10 - (10 - H_{вак}^{кр}) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2.$$

Це співвідношення приймається і для допустимої вакуумметричної висоти всмоктування

$$H_{вак1}^{доп} = 10 - (10 - H_{вак}^{доп}) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (5.120)$$

Знайдемо, як змінюється кавітаційний запас при зміні частоти обертання. Згідно з визначенням (5.110) запишемо:

$$\Delta h_{кр} = \left(\frac{p_{абс}}{\rho g} - \frac{p_{н.н}}{\rho g} \right) + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{\Delta p_{кр}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g},$$

де $\Delta p_{кр}/\rho g$ – критичний перепад тисків ΔH , а v_1 – швидкість у вхідному патрубку насоса. Але оскільки при такому режимі роботи з теорії подібності напір ΔH , а отже, і v^2 пропорційні квадрату частоти обертання, то для нової частоти обертання n_1 отримуємо:

$$\Delta h_{кр1} = \Delta h_{кр} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (5.121)$$

Поширюючи цю залежність і на допустимі значення кавітаційного запасу, маємо:

$$\Delta h_{доп1} = \Delta h_{доп} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (5.122)$$

Як видно, кавітаційні показники насоса: допустима вакуумметрична висота всмоктування $H_{вак}^{доп}$ і допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{доп}$ змінюються, навіть якщо зберігається подібність режимів роботи.

Це є недоліком даних показників.

5.2.4. Характеристики лопатевих насосів.

Для підбору та правильної експлуатації відцентрових насосів необхідно знати, як змінюються основні параметри насосів у різних умовах їх роботи. Важливо мати дані про зміну напору, потужності, ККД та кавітаційних показників насоса при зміні його подачі. В гідромашинах прийнято такі залежності подавати у вигляді графіків, які характеризують зміну основних параметрів насоса в різних умовах роботи. *Графічне представлення функціональної залежності напору, потужності та ККД насоса від подачі називають:*

- $Q-H$ – *напірною характеристикою;*
- $Q-N$ – *потужнісною характеристикою;*
- $Q-\eta$ – *енергетичною характеристикою.*

Основною вважається напірна характеристика насоса, так як потужність та ККД є наслідком роботи насоса по створенню необхідної подачі та напору, які є головними параметрами при застосуванні насоса.

Теоретичні характеристики лопатеві насосів. Використаємо рівняння Ейлера для отримання теоретичних характеристик насоса за умови, що закрутка потоку при вході в робоче колесо відсутня ($\Gamma_1 = 0$, $\alpha_1 = 90^\circ$). Тоді по (5.89)

$$H_T = \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

З трикутника вихідних швидкостей показаного на рисунку 5.39 знайдемо окружну компоненту абсолютної швидкості $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2u}$, яка залежить від подачі Q і кута виходу β_2 , який спрощено можна прийняти близьким до кута вихідної частини лопатей $\beta_{2л}$

$$v_{2u} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 = u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \operatorname{Ctg} \beta_2.$$

Підставивши знайдені значення у вихідну залежність, отримаємо:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \frac{u_2}{g} \operatorname{Ctg} \beta_2. \quad (5.123)$$

Формула (5.123) представляє собою теоретичну напірну характеристику насоса. Вона показує, що напір лінійно залежить від подачі Q (рисунок 5.45, б), причому, якщо $\beta_2 < 90^\circ$ (лопать «відігнута» назад, див. рисунок 5.45, в), з ростом Q напір H_T знижується, якщо $\beta_2 = 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ і $H_T = u_2^2/g = \text{const}$ і, нарешті, якщо $\beta_2 > 90^\circ$ (лопать «відігнута» вперед), з ростом Q напір H_T підвищується.

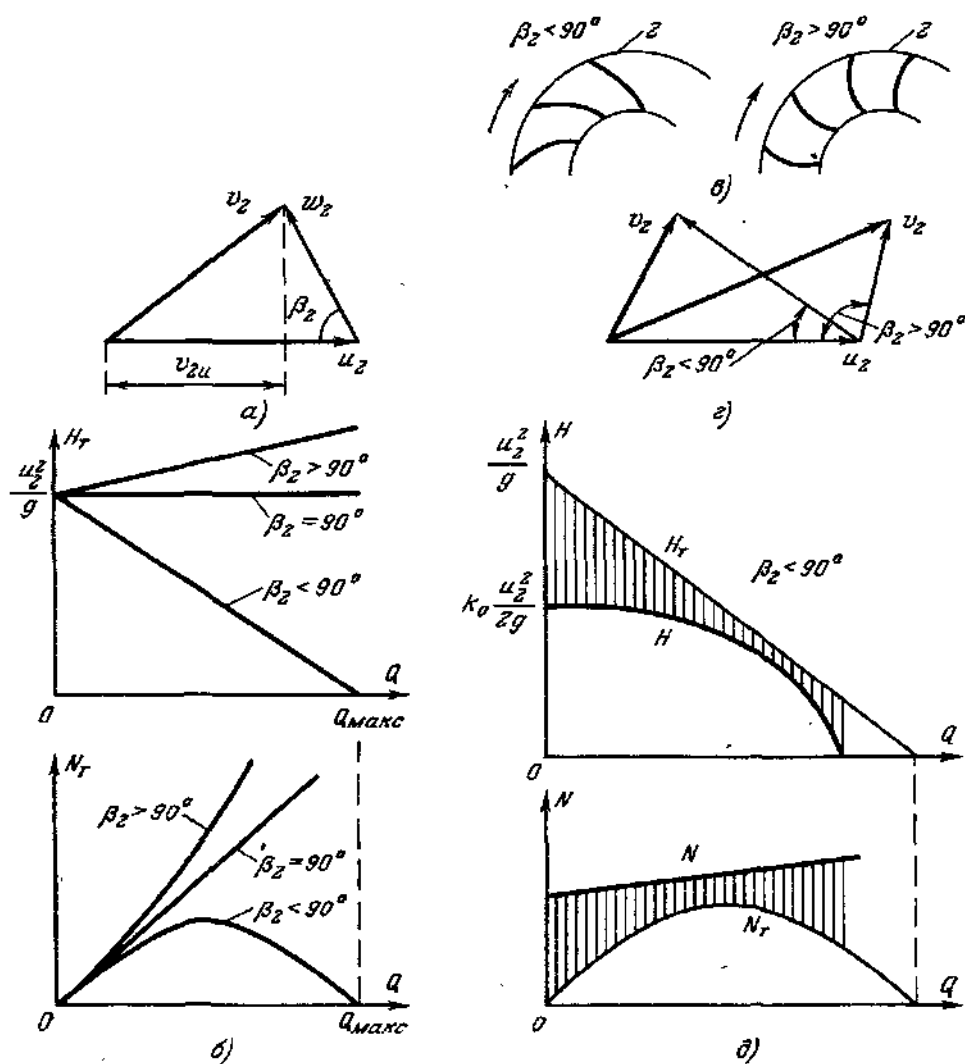


Рисунок 5.45 – Теоретичні характеристики відцентрового насоса

Здавалося б, це дає змогу підвищити напір насоса, однак, як видно з відповідних трикутників швидкостей (див. рисунок 5.45, з), з підвищенням

β_2 зростає v_2 , тобто кінетична енергія на виході з робочого колеса збільшується, а це спричиняє зростання гідравлічних втрат, що може навіть призводити до нестійких режимів. Тому зазвичай у відцентрових насосах $\beta_{2л}$ не перевищує $20-35^\circ$. Коли відомі H_T і Q можемо визначити потужність насоса вважаючи її «теоретичною». Запишемо:

$$N_T = \rho g Q H_T = \rho g Q \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} Ctg \beta_2 \right).$$

Після перетворень отримуємо:

$$N_T = \rho \left(u_2^2 Q - \frac{Q^2}{\pi D_2 b_2 \psi_2} u_2 Ctg \beta_2 \right). \quad (5.124)$$

Формула (5.124), що представляє собою теоретичну потужнісну характеристику насоса, показує, що потужність N_T в залежності від Q змінюється по параболічному закону, причому якщо $\beta_2 < 90$, то максимум лежить в точці $0,5 Q_{\text{макс}}$ (див. рисунок 5.45, б). Теоретичні характеристики отримані без урахування втрат, тому вони значно відрізняються від реальних. Для порівняння на рисунку 5.45, д дано зіставлення теоретичних характеристик напірної H_T і потужнісної N_T з реальними H і N при постійній частоті обертання. Різниця $H_T - H$ показує гідравлічні втрати, а $N - N_T$ - енергетичні. Цікаві значення напорів для обох характеристик при нульовій подачі $Q = 0$. Формула (5.124) дає:

$$H_{T0} = \frac{u_2^2}{g},$$

а за реальною характеристикою

$$H_0 = \kappa_0 \frac{u_2^2}{2g}, \quad (5.125)$$

причому для відцентрових насосів k_0 близько до одиниці. Таким чином, для $Q = 0$ реальний напір практично в 2 рази менше теоретичного. При великих значеннях Q розбіжність менше.

Робочі характеристики лопатевих насосів. Робочими характеристиками лопатєвого насоса називають залежності напору, потужності, $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, ККД насоса від його подачі при постійній кількості обертів.

Робочі характеристики будують на основі лабораторних випробувань насосів. На рисунку 5.46 зображена робоча характеристика насоса 6К-12: залежності напору, потужності N , ККД η і допустимої вакуумметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ від подачі насоса Q . Рекомендована область використання насоса вказується хвилястими лініями на кривій H і лежить в зоні подач 30-50 л/с.

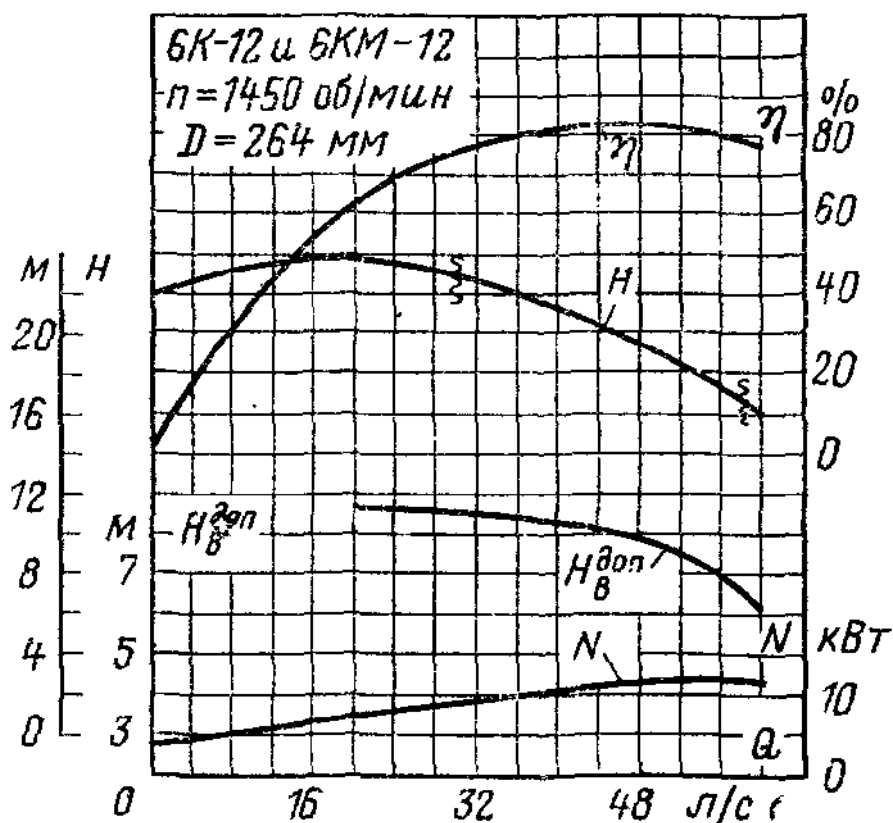


Рисунок 5.46 – Робочі характеристики відцентрового насоса

Робоча характеристика, яка отримана під час випробування насоса, є основним технічним документом, що дає уявлення про експлуатаційні якості насоса. Вона додається до його технічного паспорта і використовується як вихідний матеріал для різних експлуатаційних розрахунків. Маючи робочу характеристику і дану кількість обертів, користуючись формулами (5.99), (5.100), (5.101), можна побудувати характеристику насоса при будь-якій потрібній кількості обертів.

Універсальні характеристики лопатевих насосів. При експлуатації один і той же самий насос може мати різну кількість обертів залежно від типу двигуна, яким він приводиться в дію. Для з'ясування експлуатаційних якостей насоса потрібні кілька робочих характеристик, побудованих для відповідних кількостей обертів. Користуватися кількома такими характеристиками незручно. Тому в експлуатаційних умовах широко застосовують універсальні характеристики насосів (рисунк 5.47), які є сукупністю робочих характеристик.

Універсальна характеристика дає вичерпні дані про роботу насоса при будь-якій подачі для всіх практично можливих обертів двигуна.

Робочі характеристики осьового насоса зображені на рисунку 5.48. Максимальне значення напору (крива $H-Q$) у цих насосів буває при нульовій подачі, із збільшенням подачі напір знижується.

Крива потужностей $N-Q$ відрізняється від аналогічних кривих для відцентрових насосів тим, що з підвищенням витрати потужність зменшується. Найбільша потужність у осьових насосів відповідає нульовій витраті, тобто роботі із закритою засувкою, що можна пояснити наявністю зворотних потоків рідини в робочому колесі. Цю обставину враховують і, як правило, не ставлять засувки на напірному трубопроводі.

Наявність зворотних потоків у насосі призводить до значного зменшення ККД (крива $\eta-Q$), на режимах недовантаження (лівіше оптимуму).

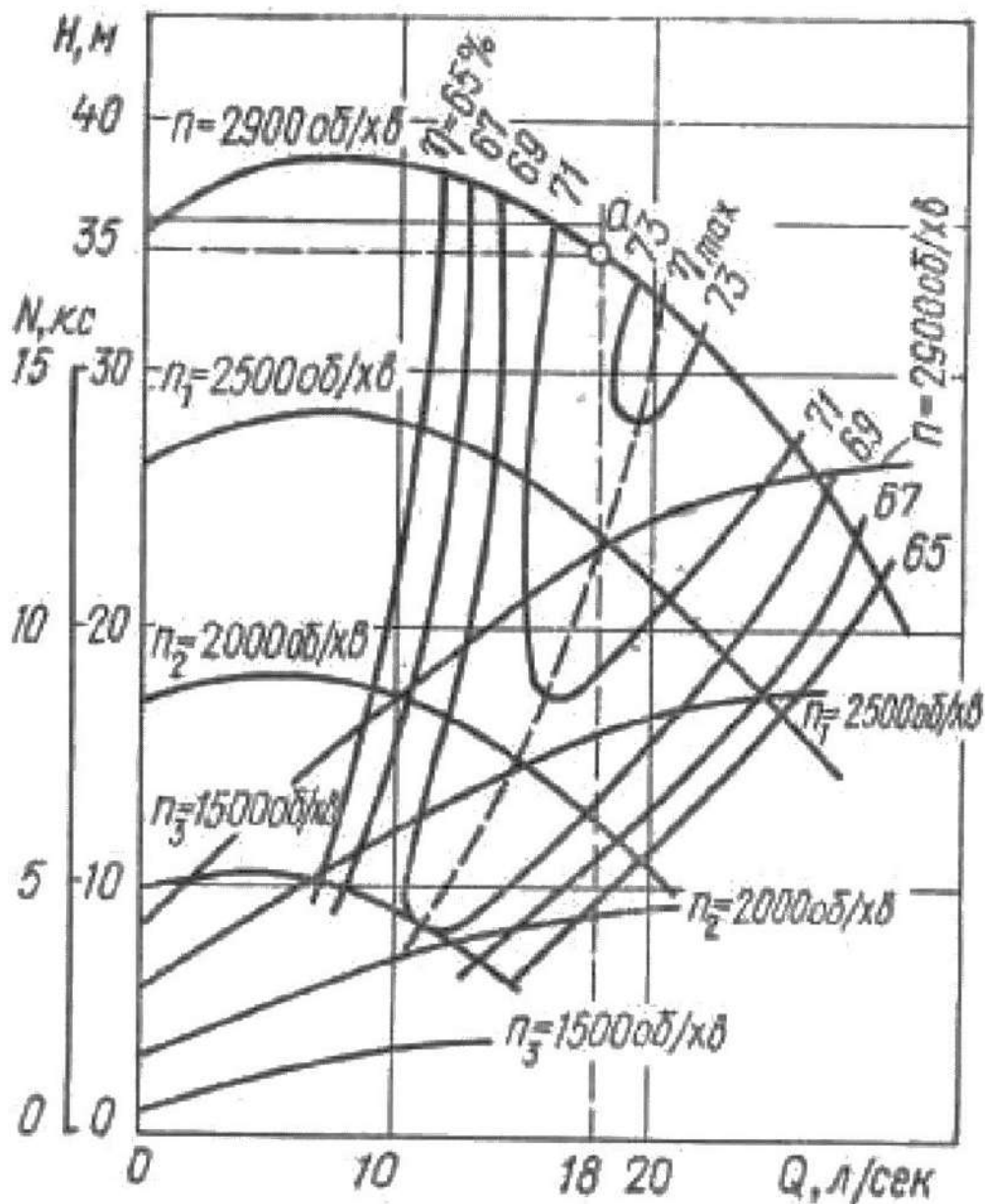


Рисунок 5.47 – Універсальна характеристика відцентрового насоса

Цей недолік можна усунути, якщо в осьовому насосі зробити лопаті поворотними. Тоді в широкому діапазоні зміни Q і H спостерігаються високі значення ККД.

Коли на одному графіку нанести робочі характеристики для різних кутів встановлення лопатей, отримаємо універсальну характеристику осьового насоса при даній кількості обертів (рисунок 5.49). Лінії однакових значень ККД і потужності нанесені на поле $H-Q$.

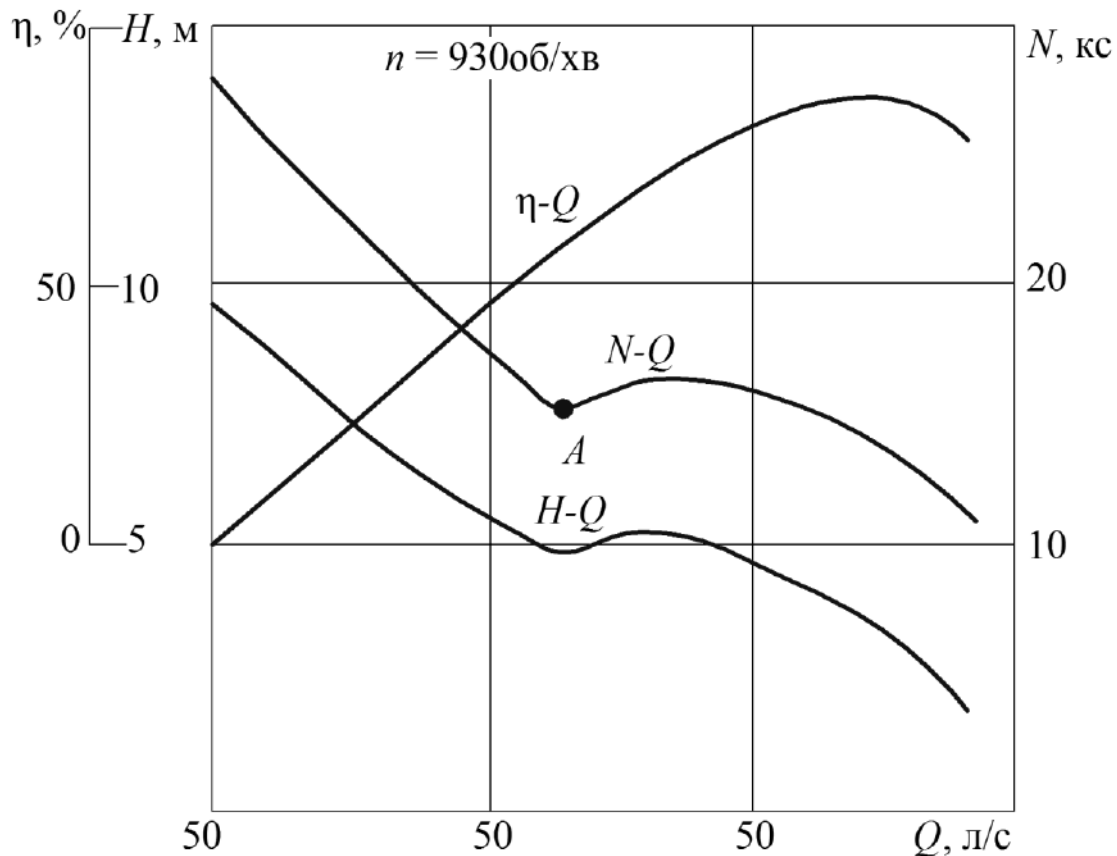


Рисунок 5.48 – Робоча характеристика осьового насоса

Кути встановлення лопатей відлічуються від оптимального, який вважають рівним нулю.

Для будь-яких значень H і Q знаходять режимну точку і інтерполяцією визначають кут встановлення лопатей, який забезпечує потрібні величини: подачу, кавітаційний запас Δh , напір, потужність і ККД.

Залежність форми характеристики лопатевого насоса від швидкохідності. Теоретичний аналіз показує, що вид характеристики насоса істотно залежить від форми робочого колеса та інших частин проточного тракту і повинен змінюватися в залежності n_s . Зв'язок між формою робочого колеса і n_s показана на рисунку 5.42, а на рисунку 5.50 наведені відповідні характеристики H , η і N в функції від подачі Q . Як видно, зі збільшенням швидкохідності крива $H-Q$ знижується швидше і у швидкохідних осьових насосів на ній з'являється перелом.

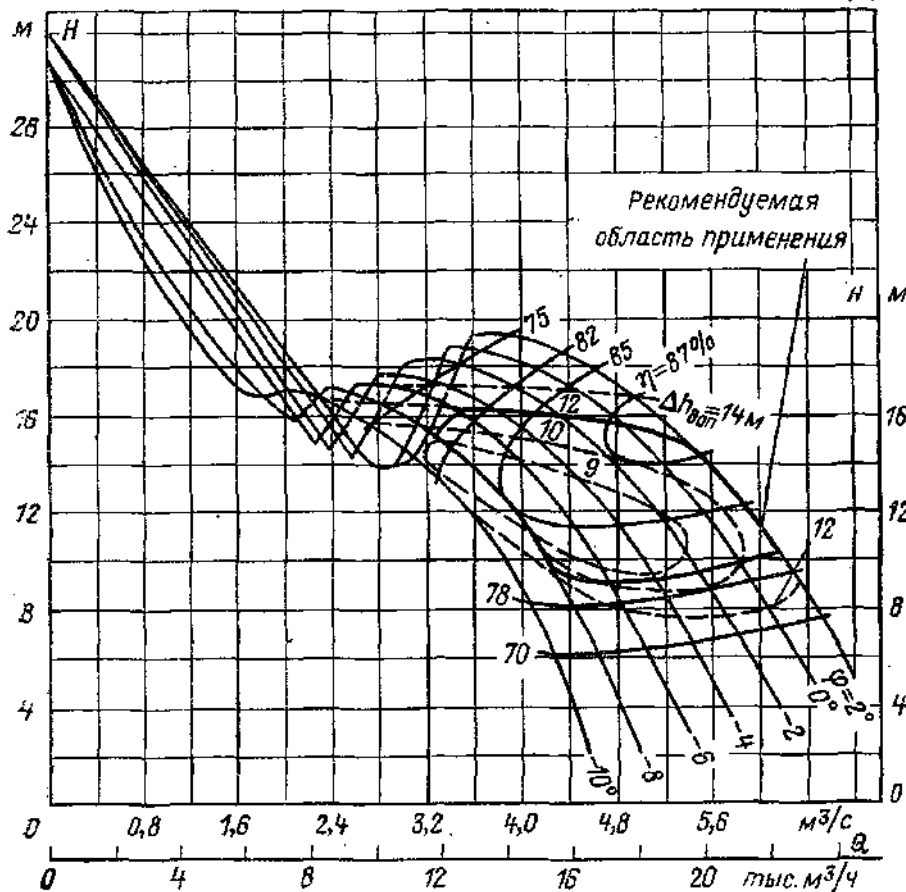


Рисунок 5.49 – Універсальна характеристика осьового насоса

Криві ККД також змінюються, хоча і не настільки різко. У тихохідних насосів вони «повніше» і зона високих ККД займає ширшу область по Q . З ростом швидкохідності зміна ККД з Q стає більш різкою, а зона оптимальних ККД звужується.



Рисунок 5.50 – Форми характеристик насосів різної швидкохідності

Зміна H і η проявляється на формі кривих потужності N . У тихохідних насосів споживана потужність безперервно збільшується зі зростанням Q , а при $Q = 0$ вона мінімальна. У насосах середньої швидкохідності зміна потужності з ростом Q стає меншою, а при великих значеннях n_s спостерігається навіть зниження потужності, що пояснюється більш швидким падінням напору. У швидкохідних насосах з ростом Q потужність безперервно знижується, виключаючи ділянку перелому кривої $H-Q$.

Характеристика трубопроводу і визначення спільної робочої точки насоса і трубопроводу. Характеристикою трубопроводу називають залежність між витратою води, яку подає в трубопровід насос, і напором, потрібним для пропускання заданої кількості води при даних розмірах і матеріалі трубопроводу.

Напір насоса, що подає воду в трубопровід, повинен бути більший від геометричної висоти піднімання води H_r на величину втрат по довжині трубопроводу, що виникають при русі води. Втрати в трубопроводі за звичайних умов пропорційні квадрату витрати Q . Таким чином,

$$H = H_r + kQ^2, \quad (5.126)$$

де H – повний напір насоса, що працює на даний трубопровід;

H_r – геометрична висота піднімання;

k – постійна трубопроводу, що характеризує його розміри і матеріал.

Користуючись цим виразом, можна побудувати характеристику трубопроводу.

На рисунку 5.51 зображено робочу характеристику відцентрового насоса ($Q-H$). Проведемо пряму CD паралельно осі Q на відстані H_r . Якщо тепер до H_r додавати величини втрат kQ^2 , отримаємо параболічну криву CE , яку і називають *характеристикою трубопроводу*. Вона пересікає характеристику насоса в точці A , яку називають *робочою точкою насоса*, що

подає воду в заданий трубопровід. Ця точка визначає параметри, що характеризують роботу насоса: H_A , Q_A , потужність і ККД.

Насос, подаючи рідину в трубопровід, не може розвивати більшу подачу, ніж Q_A , тому що із збільшенням витрати рідини у трубопроводі потрібний напір для мережі збільшується, а напір, створюваний насосом, зменшується. Якщо витрати у мережі зменшуються до Q_B , насос розвиватиме напір, більший від потрібного на величину h_1 . Для приведення у відповідність характеристик насоса і трубопроводу при витраті Q_B треба прикрити засувку на напірному трубопроводі так, щоб робоча точка змістилася в точку В.

Зносимо точки А і В на криву ККД і дістаємо точки а і б, що характеризують ККД при роботі насоса в зазначених режимах.

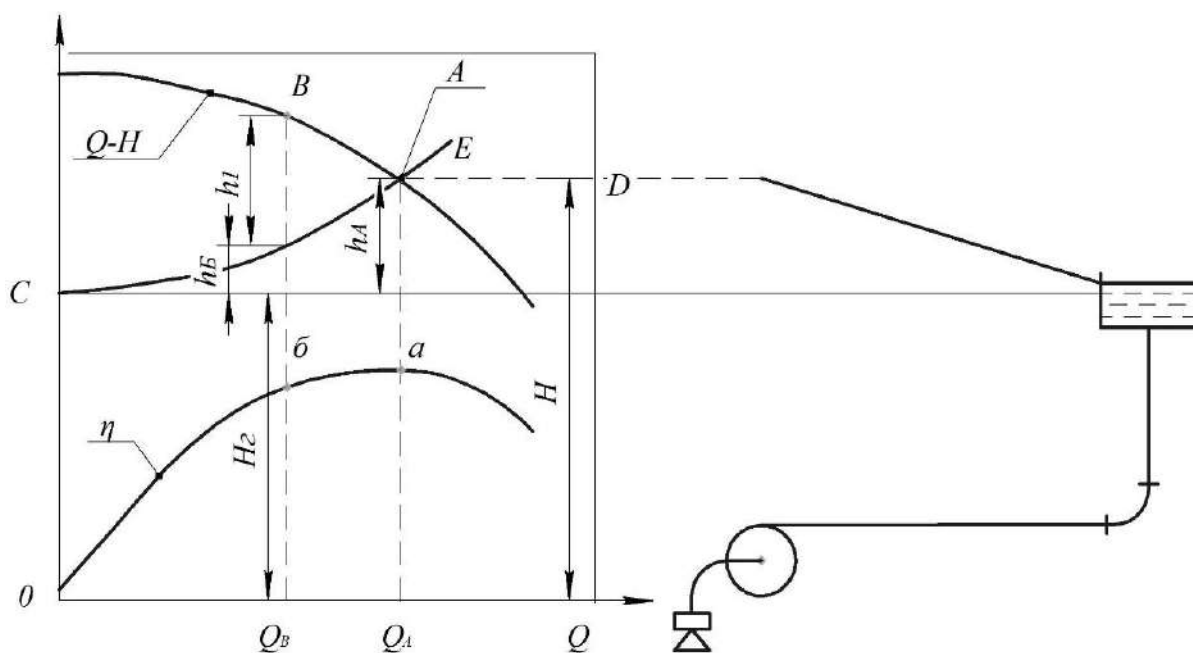


Рисунок 5.51 – Робочі характеристики насоса і трубопроводу

Паралельна робота насосів на загальний трубопровід. Коли один насос не забезпечує подачі потрібної кількості рідини в трубопровід, у роботу включають разом два або більше насосів (рисунок 5.52). У цьому разі кожний насос має самостійний всмоктувальний трубопровід і спільний напірний трубопровід.

Щоб побудувати сумарну характеристику $Q-H$ для паралельної роботи двох однакових насосів, треба подвоїти абсиси характеристики одного насоса ($Q-H_{I,II}$) при однакових напорах (ординатах).

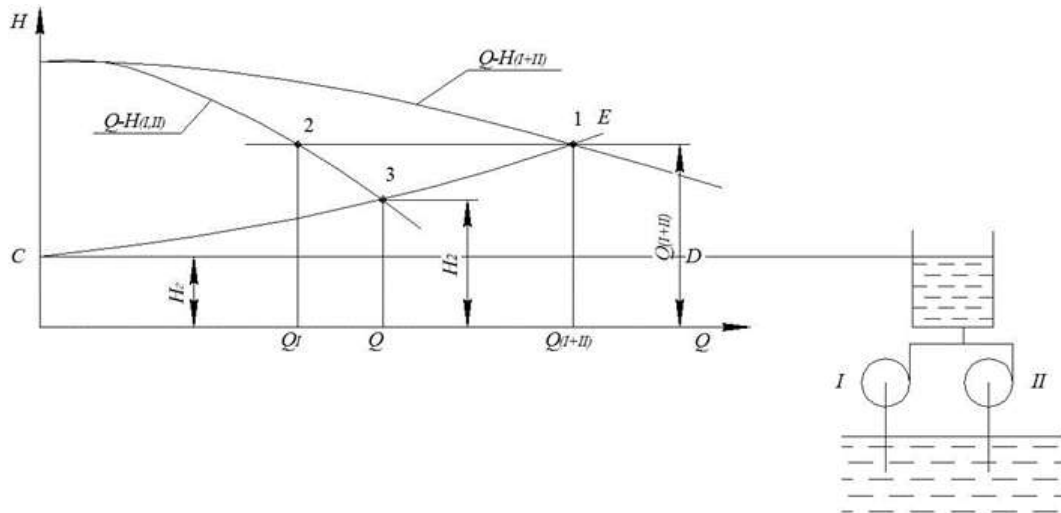


Рисунок 5.52 – Характеристика паралельної роботи відцентрових насосів

Щоб визначити режим роботи насоса, треба побудувати характеристику трубопроводу CE і знайти робочу точку 1 пересічення обох характеристик.

Коли працює один насос на трубопровід, режим його визначається точкою 3, в якій подача дорівнює Q і напір – H_2 .

Коли паралельно працюють два насоси, сумарна подача буде Q_{I+II} ; і напір H_{I+II} . Для визначення режиму кожного з двох насосів треба з точки 1 провести лінію, паралельну осі абсис, до пересічення з характеристикою кожного з насосів у точці 2, яка показує подачу кожного з насосів $Q_I = Q_{II} = Q_{I+II}/2$. Напір кожного з насосів дорівнюватиме напору під час їх спільної роботи H_{I+II} .

З графіка видно, що $2Q_I = Q_{I+II} < 2Q$, тобто сумарна подача двох насосів, що працюють паралельно, на спільну мережу менша від подвоєної подачі одного насоса при ізольованій його роботі. Пояснюється це тим, що із збільшенням сумарної подачі зростають втрати в трубопроводі, тобто підвищується напір кожного насоса. Це призводить до зменшення подачі.

З наведеного розгляду слідє практичний важливий висновок, що на паралельну роботу слід підключати тільки такі насоси, у яких напори близькі та коли їхні характеристики пологі (розмір або подача значення не мають).

Послідовна робота насосів на загальний трубопровід. В умовах виробництва може виявитися, що напір насосів недостатній для подачі рідини на потрібну висоту. В таких випадках насоси включають послідовно. При цьому перший насос подає рідину до всмоктувального трубопроводу другого насоса, який, в свою чергу, подає її в напірний трубопровід. Зовнішньою ознакою такого з'єднання насосів є один спільний всмоктувальний і один спільний нагнітальний трубопроводи.

На рисунку 5.53 показані характеристики роботи двох однакових відцентрових насосів $Q-H_{I,II}$ і характеристику трубопроводу CE . Втрати напору в трубопроводі під час подачі Q будуть h_A . При закритій засувці кожний насос окремо створює напір H_0 .

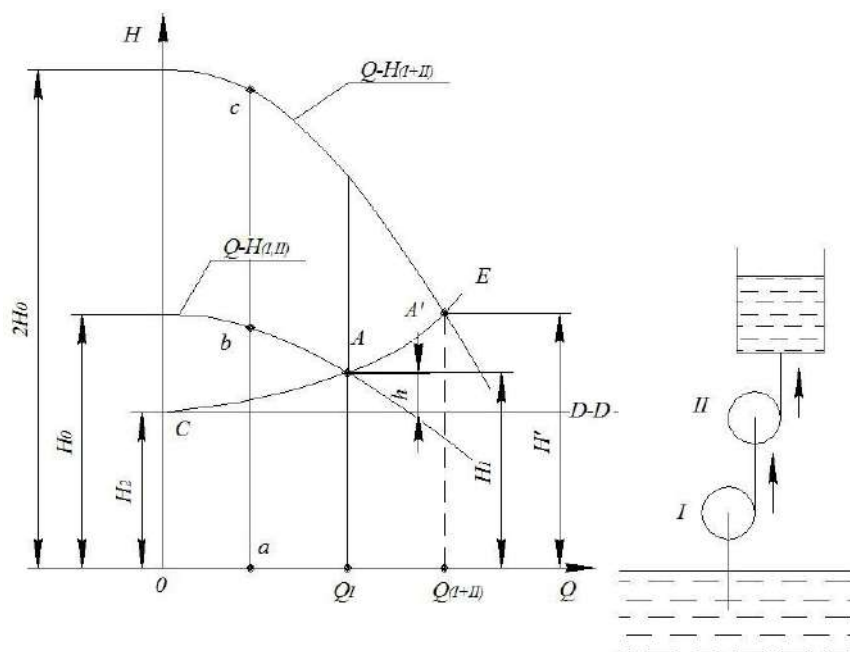


Рисунок 5.53 – Характеристика послідовної роботи відцентрових насосів

Для побудови сумарної характеристики $Q-H_{I,II}$ двох насосів, що працюють послідовно, треба ординати напірної характеристики одного насоса подвоїти ($ab = cb$).

При заданій характеристиці СЕ трубопроводу режим роботи одного насоса визначається точкою А. Подача одного насоса буде Q_1 . З тієї ж самої характеристики трубопроводу режим послідовної роботи двох насосів визначатиметься точкою А'. Подача двох насосів буде Q_{I+II} , і вона буде трохи більшою від Q_1 . Напір насосів H' при цьому буде трохи вищим від H_1 .

Однак потрібно мати на увазі, що корпуси та інші частини насосів розраховані на певний тиск. Зазвичай в каталогах у технічних характеристиках насосів вказується граничний допустимий тиск у вхідному патрубку, який і обмежує можливості послідовного з'єднання насосів.

Відзначимо, що для роботи при послідовному з'єднанні можна використовувати насоси різного напору, але оскільки витрата однакова, то ці насоси повинні мати близькі за значеннями розрахункові подачі, тобто їх розміри повинні бути близькі.

5.2.5. Номенклатура лопатевих насосів

Насосним заводам для покриття діапазону необхідних витрат і напорів (Q і H), що зустрічаються в практиці, потрібно було б випускати величезну кількість різних типів і розмірів насосів, що дозволило б для всіх випадків підібрати насос для роботи в області оптимального режиму. Така необхідність у великій кількості насосів привела б до значного подорожчання виробництва і підвищення вартості самих насосів. Таким чином, при вирішенні питань про кількість типорозмірів – *номенклатури насосів* доводиться зважати на вартість експлуатації (включаючи витрати на енергію) і вартість виробництва. З метою отримання найбільш вигідного рішення

завжди прагнуть розширити можливість використання кожного виготовленого типорозміру насоса. Це досягається декількома шляхами:

- розширення області використання по Q , тобто допущення великих відхилень від оптимального режиму в деяких межах доцільно, але при надто великих відхиленнях падіння ККД стає настільки значним, що вартість енергії, що надмірно витрачається, вже починає перевищувати отриману економію у вартості виробництва. При збільшенні Q знижується $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, а це призводить до скорочення допустимої висоти всмоктування H_s , що часто викликає подорожчання насосної установки;

- зміна кута установки лопатей робочого колеса осьових і діагональних насосів дозволяє використовувати кожний типорозмір для досить широкого діапазону витрат і напорів;

- у відцентрових насосах типів К, Д, В для додаткового зміщення характеристики за напором застосовується обточування робочого колеса по діаметру разом з лопатями, що призводить до зменшення D . Встановлено, якщо при цьому діаметр зменшується не більше ніж на 15-20%, це не призводить до значного зниження ККД (в межах 1-2%).

З урахуванням обточування робочого колеса або зміни частоти обертання кожен типорозмір насоса має кілька (дві або три) зміщених по висоті напірно-витратних характеристики. Якщо брати тільки їх рекомендовані галузі використання, то можна вважати, що кожен типорозмір насоса в полі $Q - H$ покриває деяку область, обмежену криволінійним чотирикутником, для насоса 12Д-9 показаний на рисунку 5.54.

Аналогічну форму мають області використання осьових і діагональних насосів з урахуванням діапазону зміни кута лопатей робочого колеса.

Маркування насосів не має єдиної системи, але в більшості випадків використовуються марки лопатевих насосів, які включають наступні показники:

1. *Вид насоса.* Позначається буквами: К – консольний, КМ – консольний моноблочний, Д або НД – двостороннього входу, В – вертикальний, С – секційний, О – осьовий з жорстким закріпленням лопатей робочого колеса, ОП – осьовий поворотно-лопатевий. В марці багатоступеневих насосів зазвичай вказується число ступенів.

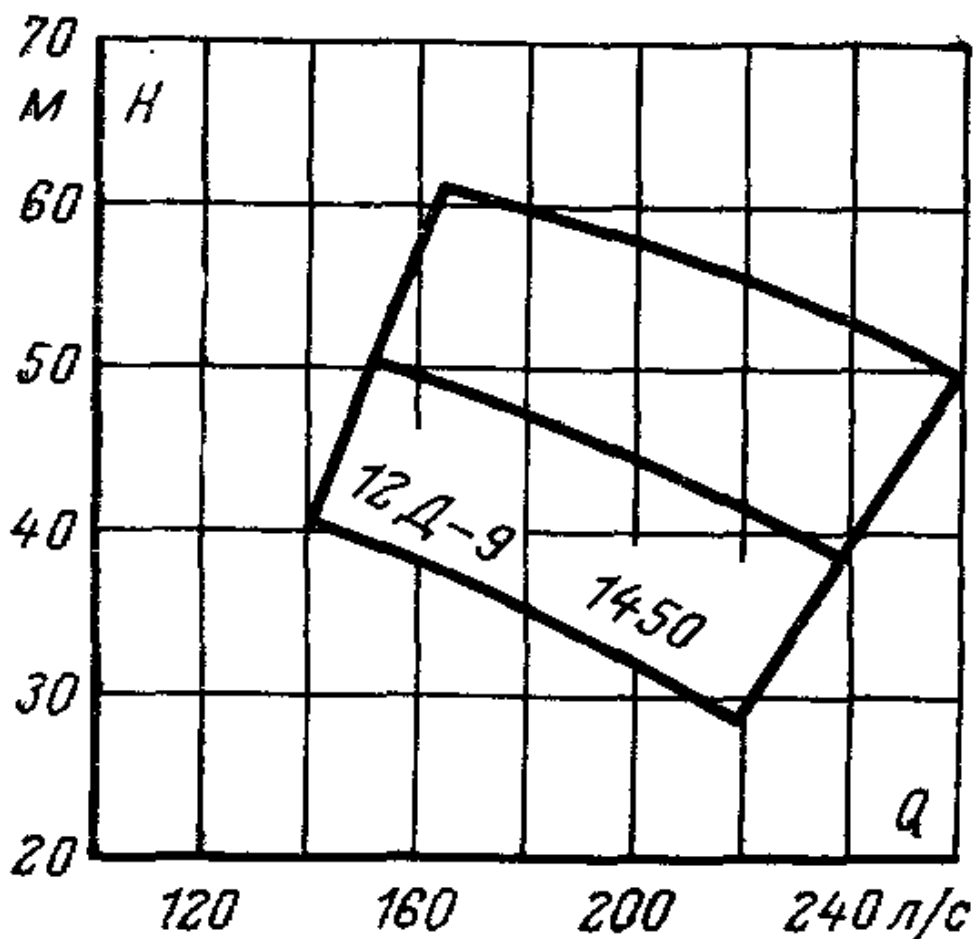


Рисунок 5.54 – Область використання насоса

2. *Розмір насоса.* В більшості випадків в якості визначального розміру береться діаметр вхідного патрубку (для старих типів – напірного), причому вказується розмір у міліметрах, поділений на 25. Розмір ставиться перед позначенням виду. Наприклад 12Д – насос двостороннього входу з діаметром вхідного патрубку $12 \cdot 25 = 300$ мм. Для осьових насосів в якості визначального розміру приймається діаметр камери робочого колеса, який

вказується в сантиметрах. Так, наприклад, ОП10-185, тип № 10, діаметр камери робочого колеса 185 см.

3. *Розрахунковий коефіцієнт швидкохідності* робочого колеса n_s , приблизно відповідний оптимальному режиму, причому в марку вписується величина $n_s/10$. Наприклад, для насоса 12Д-9 $n_s = 90$ (потрібно пам'ятати, що при обчисленні n_s в насосах двостороннього входу береться $0,5Q$, а в багатоступеневих – напір на одну ступень).

Нова структура марок насосів включає розрахункові значення подачі в $\text{м}^3/\text{год}$ і напору в м. Наприклад, Д800-57 – насос двостороннього входу з розрахунковою подачею $800 \text{ м}^3/\text{год}$ і напором 57 м.

Номенклатура насосів в формі поля Q - H , на якому показані області усіх випущених типорозмірів даного виду, наводяться у відповідних каталогах, де є і повні характеристики і основні розміри. Ці дані використовуються при підборі насосів і проектуванні насосних установок і станцій. Для прикладу номенклатура насосів типу В приведена на зведеному графіку, (рисунок 5.55) який охоплює велику область подач і напорів.

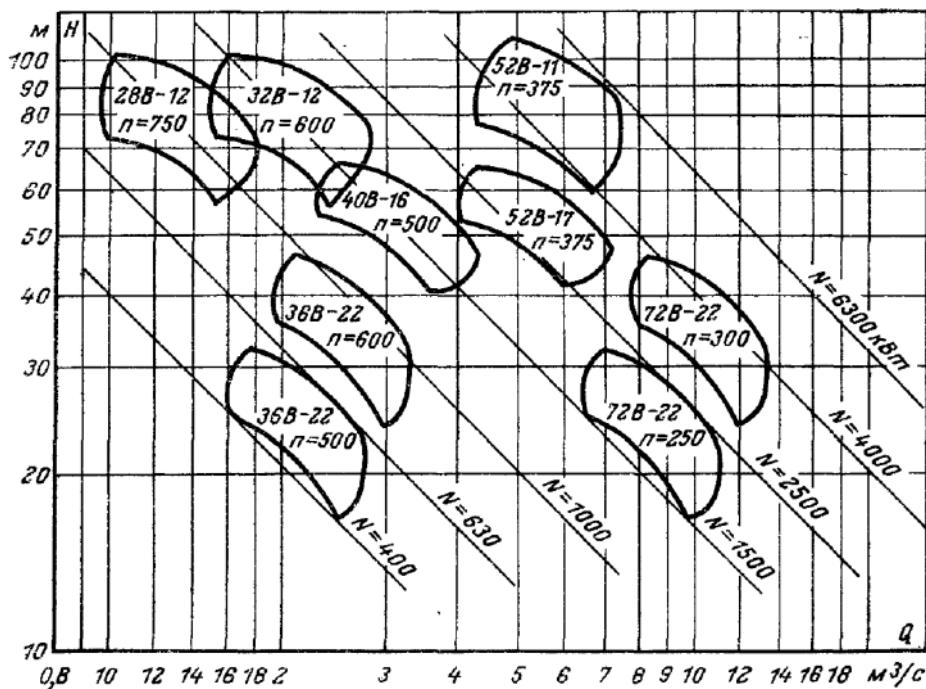


Рисунок 5.55 – Номенклатура вертикальних відцентрових насосів

5.2.6. Конструкції лопатевих насосів

Насоси загального призначення. Це найбільш поширена група насосів, призначена для перекачування чистих або злегка забруднених, хімічно нейтральних, малов'язких рідин з температурою до 100°C.

Зони застосування різних конструктивних типів насосів загального призначення наведені на рисунку 5.56. Основні деталі таких насосів виготовляють з сірого чавуну і вуглецевої сталі. Для швидкозношуваних деталей іноді застосовують хромисту сталь. За конструктивними ознаками насоси загального призначення поділяють на ряд типів.

Консольні насоси (тип К) випускають з параметрами: $Q = 8,0-290 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 10-870 \text{ м}$, $n = 1450-2900 \text{ об/хв}$, діаметрами робочого колеса 132 - 28 мм.

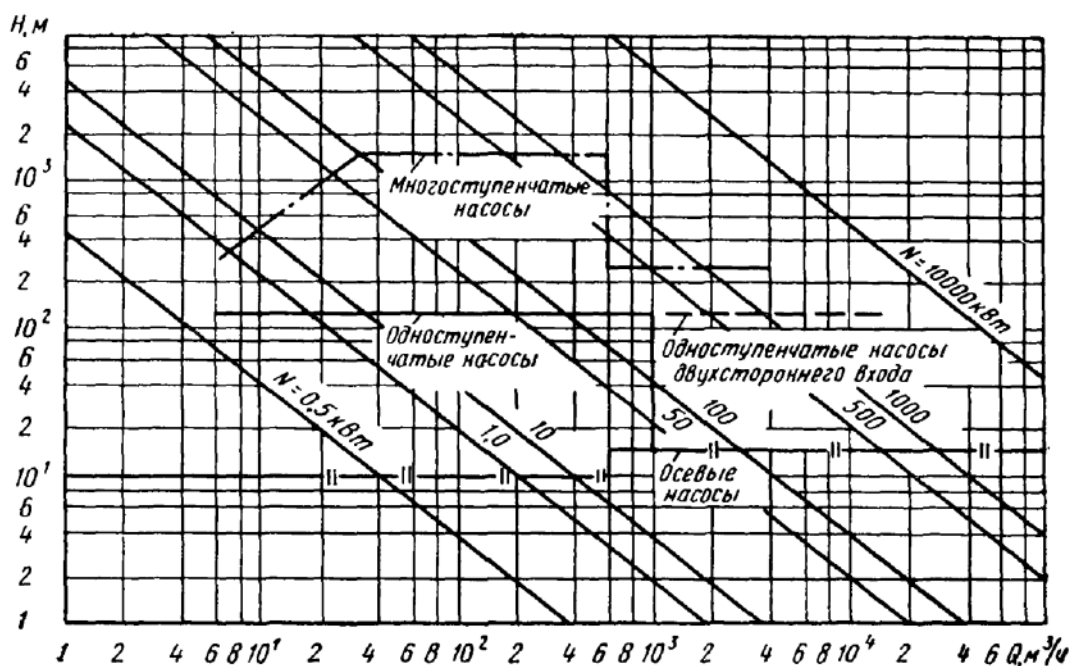


Рисунок 5.56 – Зони застосування насосів загального призначення

Конструкція консольного лопатевого насоса показана на рисунку 5.57. Це горизонтальний насос (за положенням вала), у якого робочі органи закріплені на консольному кінці вала (звідси назва «консольний»). На рисунку 5.57 показаний поздовжній розріз консольного насоса типу К. Рабо-

че колесо 1 за допомогою гайки і шпонки укріплене на кінці вала 2. Суцільнолита спіральна камера 3 з напірним патрубком НП болтами кріпиться до опорної рами 4. Торцева розточка, діаметр якої трохи більше діаметра робочого колеса, закрита кришкою 5, відлитаю разом з входним патрубком ВП. У разі необхідності можна, знявши кришку 5, витягти робоче колесо 1, не проводячи повного розбирання насоса. Вал насоса 2 кріпиться в шарикопідшипниках 6 і 7, встановлених в розточенні опорної рами, частина якої утворює ванну, яку заповнюють маслом. На кінці вала насаджена півмуфта 8, яка змикається з півмуфтою 9, яка насаджена на кінець вала електродвигуна.

Для зменшення протікання із спіральної камери 3 у входний патрубок ВП по зазорах служить кільцеве ущільнення 10. Для «урівноваження» робочого колеса, точніше, для зниження дії на нього осьового зусилля виконане друге кільцеве ущільнення 11 і передбачаються отвори 12.

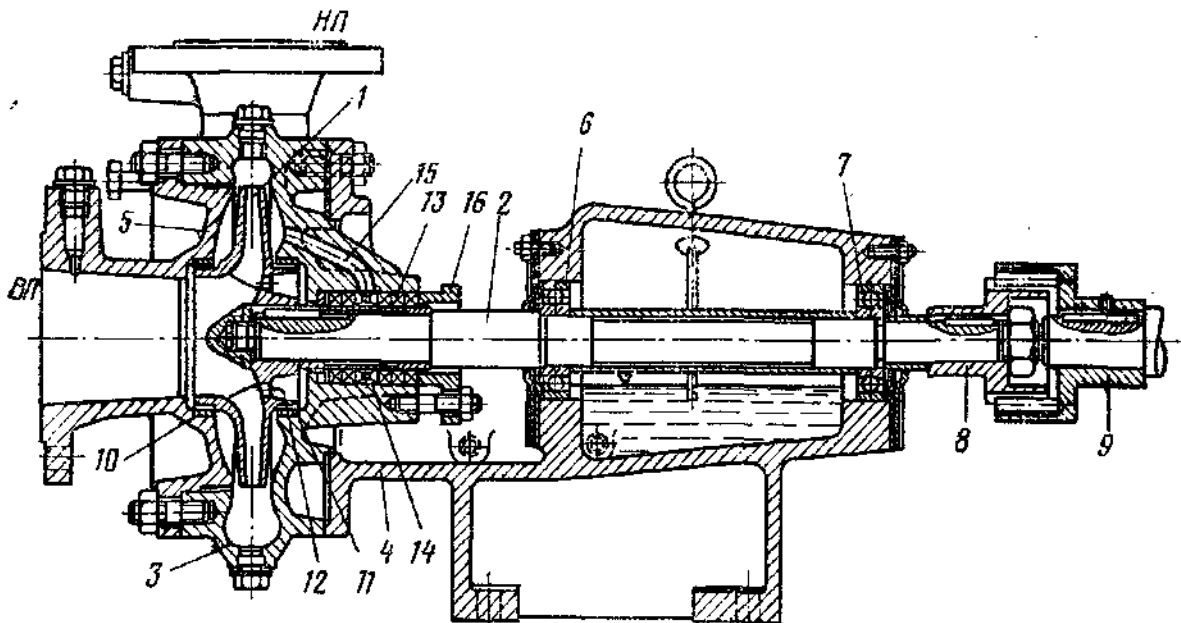
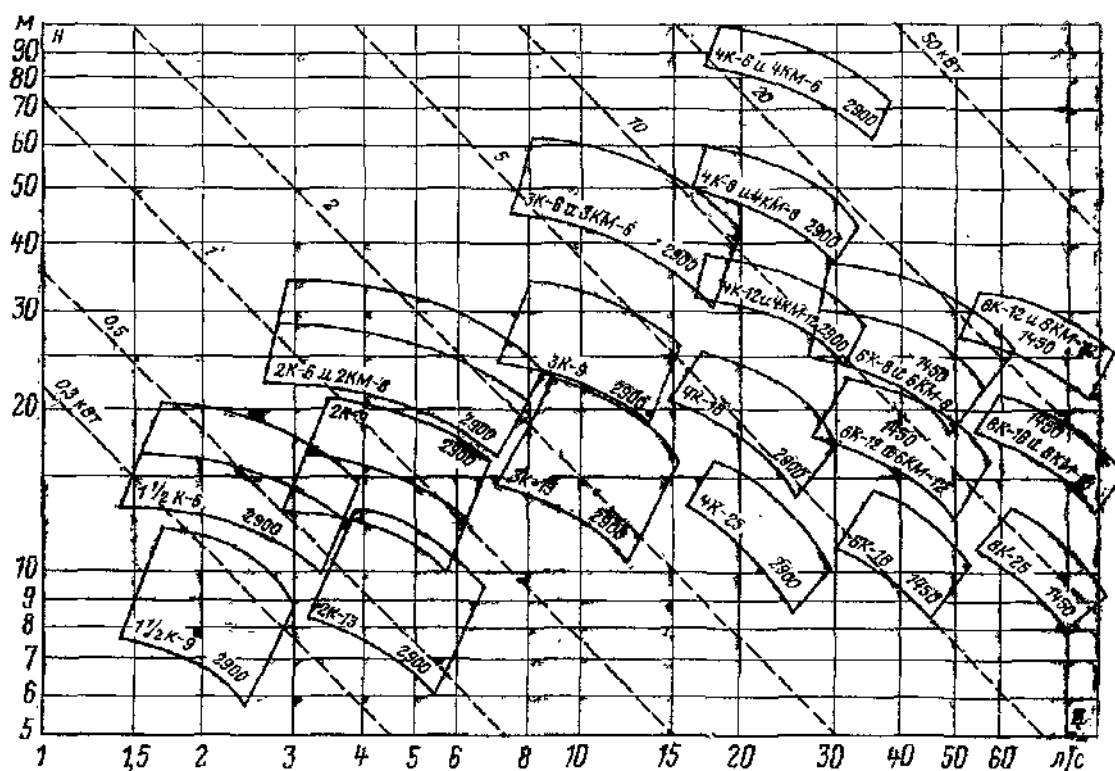


Рисунок 5.57 – Консольний насос

Дуже відповідальним елементом насоса є сальник, ущільнюючий отвір, через який проходить вал. З метою підвищення надійності ущільнення сальник постачають «водяним замком». Між сальниковою набивкою

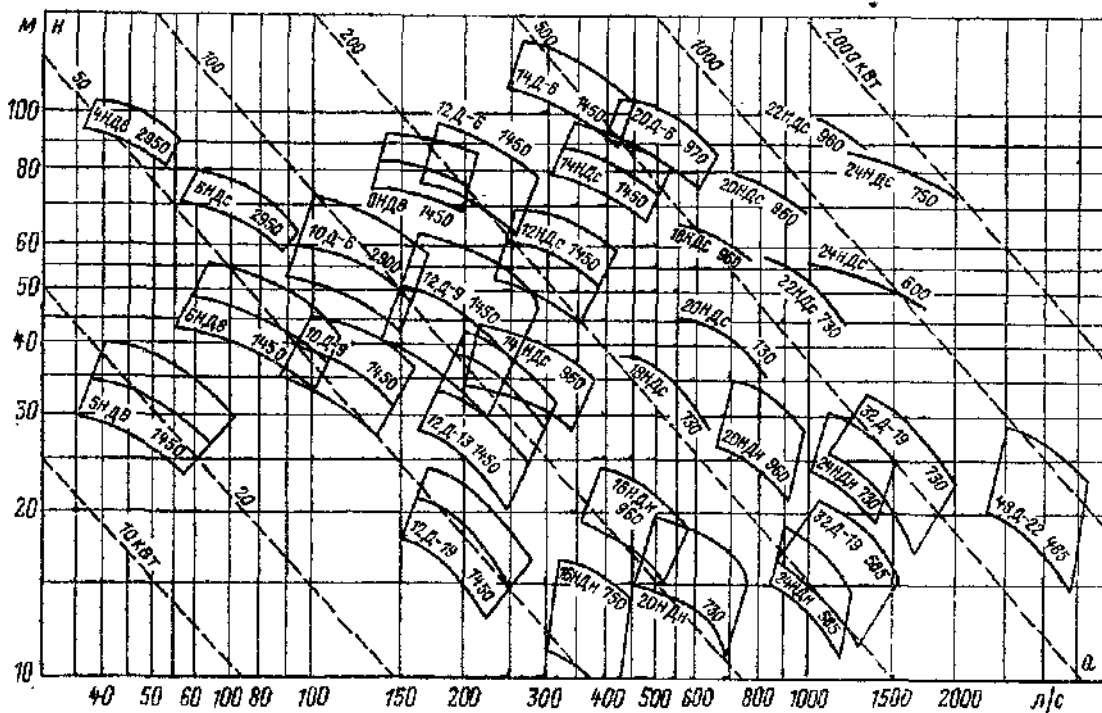
13 (бавовняний джгут, проварений в салі з графітною пудрою) вставлене металеве розпірне кільце 14, до якого через отвір 15 підводиться вода під тиском зі спіральної камери (у багатьох насосах вода підводиться через зовнішню трубку). Це виключає можливість проникнення повітря в камеру робочого колеса. Сальник затягується кришкою 16 за допомогою болтів. По мірі зношування сальникової набивки при підтіканні сальника проводиться періодична підтяжка кришки 16. При необхідності напірний патрубок можна повернути на кут 90, 180 і 270° від нормального положення.

На рисунку 5.58 приведені зведені графіки характеристик консольних насосів для робочих коліс різних діаметрів, які охоплюють широку область подач і напорів.



бочого колеса 265-900 мм, ККД – 64-92%. Насоси цього типу включають у себе 32 типорозміри, і мають зведені характеристики приведені на рисунку 5.59.

Розріз насоса типу Д по осі обертання показаний на рисунку 5.60. Тут 1 – корпус насоса, 2 і 3 – опорні лапи, 4 – зйомна кришка. Робоче колесо 5 насаджено на горизонтальний вал 6. Канали *b* з'єднуються з вхідним патрубком і вода підводиться до робочого колеса з двох сторін (звідси назва «двостороннього входу»). З робочого колеса вода попадає в спіральний відвід 7, за яким вона подається в напірний патрубок. Вал спирається на підшипники 11 і на одному кінці має муфту 12 для з'єднання з валом електродвигуна.



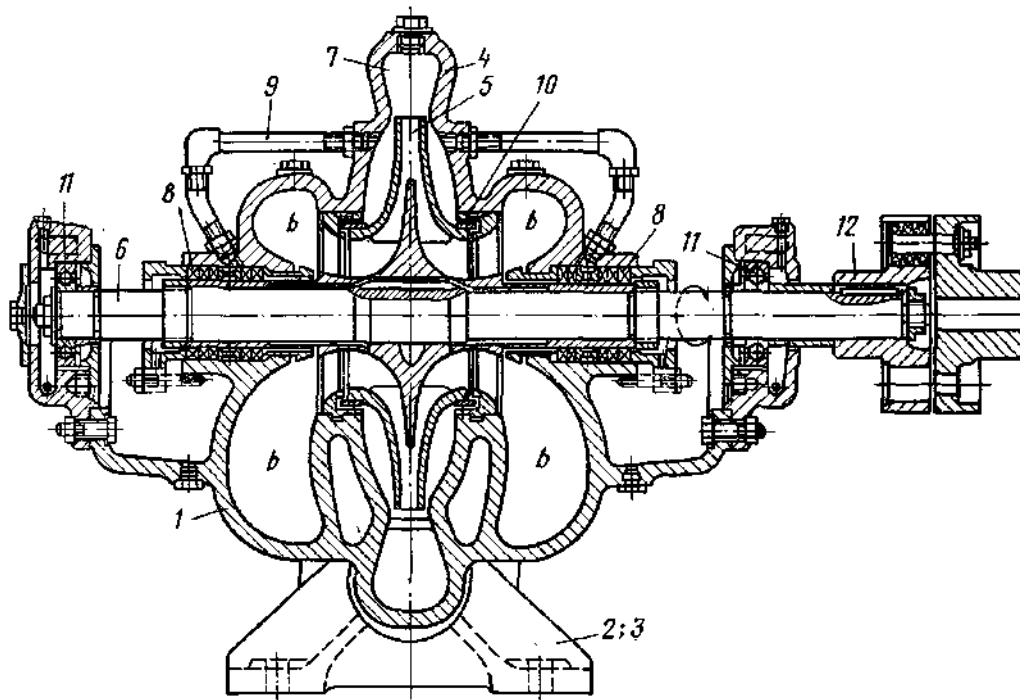


Рисунок 5.60 – Насос типу Д

Оскільки сальники 8 ущільнюють порожнини b , в яких може бути досить глибокий вакуум, то вони забезпечені водяним замком. Підведення води до сальника з порожнини підвищеного тиску здійснюється трубками 9. На ободах робочого колеса є кільцеві ущільнення 10.

Робоче колесо насоса двостороннього входу є спареним, якщо його порівнювати з робочим колесом консольного насоса. У зв'язку з цим при обчисленні коефіцієнта швидкохідності колеса насоса типу Д беруть не повну подачу Q , а $0,5Q$. Відмінними рисами насосів типу Д є майже в 2 рази більша подача в порівнянні з консольними при тих же діаметрах робочого колеса, урівноваженість осьових навантажень робочого колеса, що полегшує роботу підшипників, можливість вилучення робочого колеса з валом без необхідності від'єднання трубопроводів, що підходять до насоса.

Вертикальні насоси. Марки цих насосів включають літеру В – вертикальний. Приклад умовного позначення насоса даного типу – 1000В-16/63, де 1000 мм – діаметр напірного патрубку; 16 – подача насоса в $\text{м}^3/\text{с}$, 63 – напір в м.

Основною перевагою вертикальних насосів типу В є менші розміри в плані в порівнянні з горизонтальними і зручність компонування для деяких типів насосних станцій. Ці переваги особливо істотні для великих насосів.

На рисунку 5.61 наведено розріз по крупному насосу типу В діаметром робочого колеса $D = 2090$ мм, та діаметром вхідного отвору 1250 мм. Вода з робочого колеса попадає в суцільнолиту спіральну камеру 2, що переходить в напірний патрубок. Оскільки переріз спіралі не замкнутий, то внутрішній тиск викликає великі згинальні моменти, для сприйняття яких влаштовуються потужні ребра 3.

Корпус насоса литий, складається з двох половин, що з'єднуються на болтах (див. план). На нижньому ободі робочого колеса є щільне ущільнення 4 (зазор 0,8-1,2 мм). Робоче колесо укріплене на нижньому фланці вала 5, який фіксується напрямних підшипником 6 з лігнофолевими вкладами, які працюють на водяній змазці (на ділянці підшипника на вал насаджена захисна оболонка 7 з нержавіючої сталі). Підшипник кріпиться до литої кришки насоса 8. Над підшипником розташований сальник 9. Верхній фланець вала з'єднується з фланцем вала електродвигуна. В даному випадку осьові зусилля робочого колеса не урівноважені, що призводить до виникнення великого осьового навантаження, яке визначається різницею тисків на обіддя робочого колеса зверху і знизу. Це зусилля сприймається підшипниками електродвигуна. Насос кріпиться до фундаменту анкерними болтами за допомогою лап 10 і подушок 11.

Багатоступеневі насоси секційного типу. У багатоступеневих насосах загальний напір дорівнює сумі напорів створених послідовно розташованими робочими колесами. До них відносяться багатоступеневі насоси спірального типу з осьовим роз'ємом корпусу і секційні. Приклад умовного позначення насоса секційного типу – ЦНС38-66, де 38 – подача насоса в $\text{м}^3/\text{год}$, 66 – напір в м.

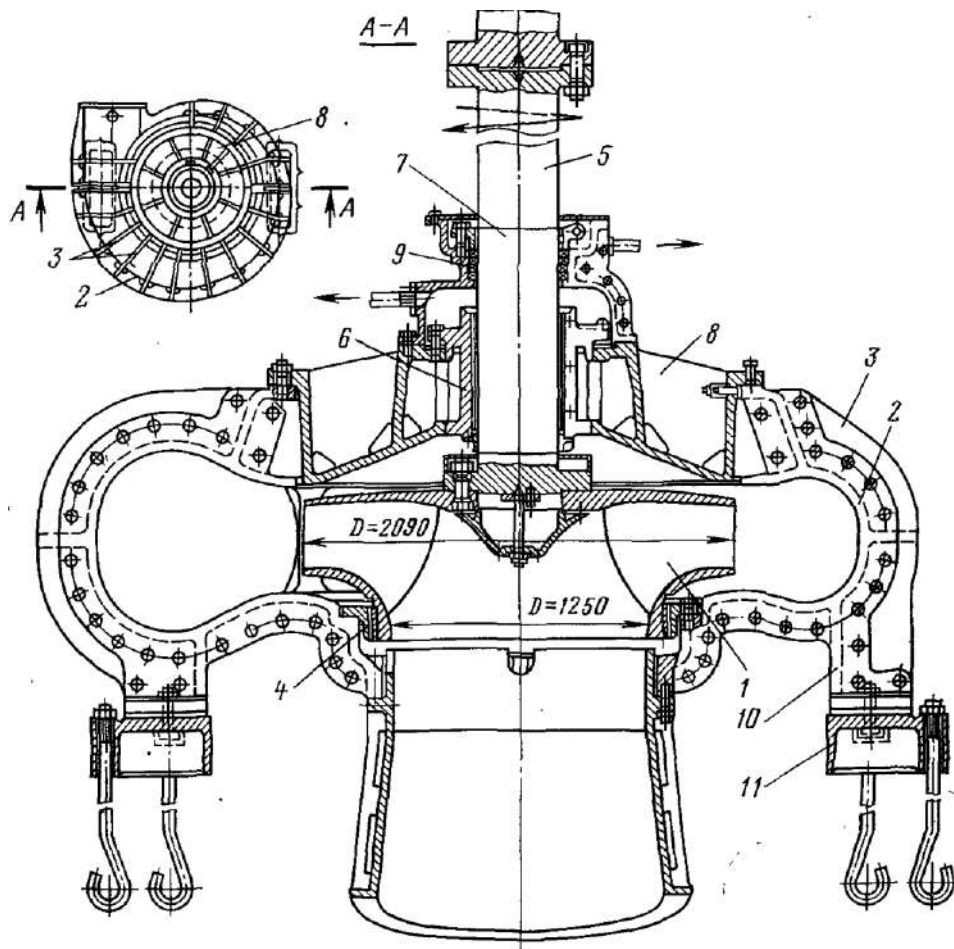


Рисунок 5.61 – Вертикальний насос типу В

Багатоступеневий секційний насос подано на рисунку 5.62 на якому наведений його поздовжній розріз. Насос має чотири робочих колеса 1, насаджених на загальний вал 2 (чотириступеневий). Він складається з трьох однакових секцій 3 і двох замикаючих секцій: входної 4 з входним патрубком ВП і вихідної 5 з напірним патрубком НП. У замикаючих секціях, стягнутих болтами 6, розміщені сальники: всмоктувальний 8 з водяним замком і напірний та підшипники 7. Вал муфтою 10 з'єднується з валом електродвигуна. Осьові зусилля на кожному колесі насоса урівноважені (мається по два ущільнення і розвантажувальні отвори).

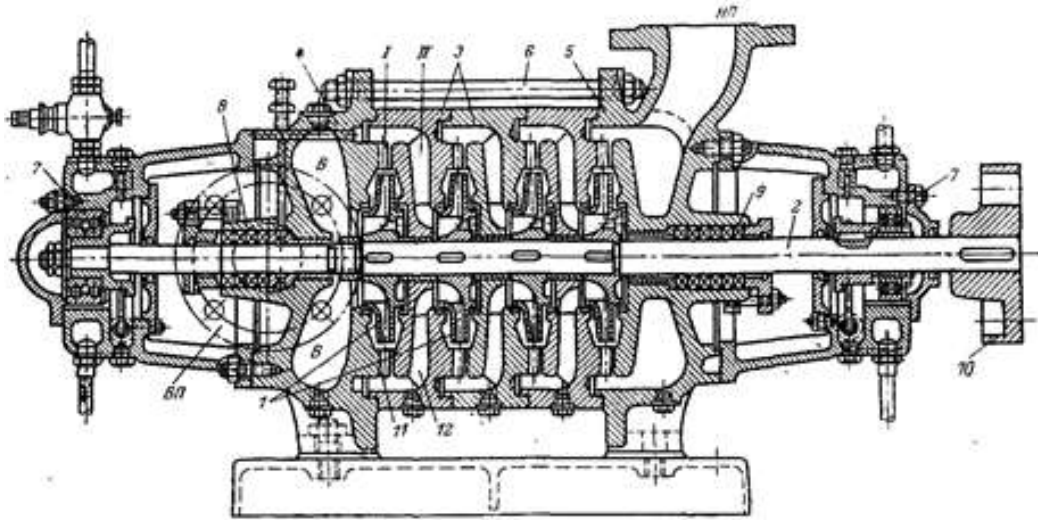


Рисунок 5.62 – Секційний насос

Насоси секційного типу мають у порівнянні із спіральними такі недоліки:

- складання та розбирання значно складніше, що ускладнює ремонт;
- розвантаження ротора від осьових зусиль здійснюється гідравлічною п'ятою чи розвантажувальними вікнами, що приводить до додаткових витрат рідини та зменшення об'ємного ККД.

Перевагами секційних насосів у порівнянні зі спіральними є:

- значно менші габаритні розміри;
- більш технологічна відливка корпусу;
- більш високий гідравлічний ККД;
- більш висока ступінь уніфікації вузлів у насосів з різним числом ступенів.

Зміна кількості ступенів у спіральному насосі веде до повної зміни його конструкції. У секційних насосів для цього досить змінити тільки довжину вала і стягуючих болтів.

Питання для самоперевірки

1. Дайте визначення лопатевому насоса.
2. Класифікація динамічних насосів.

3. Які складові енергії потоку передаються в лопатевих насосах?
4. Дайте визначення подачі насоса.
5. Дайте визначення напору лопатевого насосу.
6. Корисна і споживана потужність лопатевого насоса.
7. Гідравлічний, об'ємний, механічний і загальний ККД насоса.
8. Дайте визначення теоретичного напору лопатевого насоса.
9. Основні складові частини відцентрового насоса.
10. Основне рівняння Ейлера для відцентрових насосів.
11. Взаємозв'язок між теоретичним і реальним напором.
12. Умови подібності відцентрових насосів.
13. Як залежить подача лопатевого насоса при зміні частоти обертання?
14. Як залежить напір лопатевого насоса при зміні частоти обертання?
15. Як залежить подача лопатевого насоса при зміні діаметра робочого колеса?
16. Як залежить напір лопатевого насоса при зміні діаметра робочого колеса?
17. Дайте визначення загального ККД насоса.
18. Трикутники швидкостей в робочому колесі відцентрового насоса.
19. Трикутники швидкостей в робочому колесі осьового насоса.
20. Коефіцієнт швидкохідності лопатевих насосів.
21. Вплив коефіцієнт швидкохідності на форму робочого колеса.
22. Вплив коефіцієнт швидкохідності на форму характеристики насоса.

23. Теоретичні характеристики відцентрових насосів.
24. Характеристики відцентрового насоса.
25. Характеристики осьового насоса.
26. Умови безкавітаційної роботи насоса.
27. Дайте визначення вакуумметричної висоти всмоктування.
28. Дайте визначення кавітаційного запасу насосу.
29. Дайте визначення геометричної висоти всмоктування.
30. Дайте визначення поля насоса.
31. Паралельна робота лопатевих насосів.
32. Послідовна робота лопатевих насосів.
33. Характеристика насосної установки.
34. Номенклатура лопатевих насосів.
35. Основні принципи маркування лопатевих насосів.
36. Класифікація лопатевих насосів.
37. Робоча точка насосної установки.
38. Насоси загального призначення.
39. Консольні насоси. Будова і принцип дії.
40. Насоси двостороннього входу. Будова і принци дії.
41. Вертикальні насоси. Будова і принцип дії.
42. Секційні насоси. Будова і принцип дії.

ГЛАВА 6. ОБОРОТНІ ГІДРОМАШИНИ

Основне задача сучасної енергетики полягає в забезпеченні надійного енергопостачання промисловості, транспорту, сільського господарства і населення. У структурі сучасних енергосистем все більшого значення починають набувати, поряд з тепловими та атомними, електростанції з надпотужними агрегатами, поновлювані джерела енергії (ПДЕ).

При цьому в світовій електроенергетиці відбувається різка зміна структури генеруючих потужностей. У 2018 р. потужність ПДЕ вже склала понад 2360 млн кВт (32% потужності світової генерації), в тому числі: ГЕС – 1200 млн кВт, вітроелектростанції (ВЕС) – 564 млн кВт, сонячні (СЕС) – 480 млн кВт; біоелектростанції й ін. – 130 млн кВт.

До ПДЕ відносяться: енергія сонця, вітру, річок і водотоків, морських припливів і хвиль, тепла енергія землі (геотермальна) і гідросфери (тепло повітря і вод океанів, морів і великих водойм), а також енергія біомаси. З цього переліку розглянемо, в першу чергу, гідроенергетику. Види гідроенергії і способи її освоєння різні. Це перш за все потенціал енергії річок і водотоків, який в світі оцінюється величиною в 8100 млрд кВт год. Ступінь освоєння гідроресурсів в світі становить приблизно 30%, в тому числі в Україні – 25%, у Франції, Канаді та Норвегії – 70-90%, США і Бразилії – 50%.

Встановлена потужність всіх діючих ГЕС у світі складає 670 ГВт, при цьому виробляється електроенергія – близько 2700 млрд кВт год. В Україні відповідно: гідроенергетичний потенціал – 44,7 млрд кВт год, встановлена потужність ГЕС – близько 4,7 млн кВт і вироблена електроенергія – 12008,4 млн кВт год (2018 р.); 7868,6 млн кВт год (2019 р.), що відповідно складає 7,5% та 5,1% від загальної кількості виробленої енергії.

З урахуванням цих чинників визначаються пріоритети національної енергетичної політики України з швидким зростанням потужностей ПДЕ. Так, в 2018 р. в Україні потужність ПДЕ (ВЕС, СЕС, без великих ГЕС)

склала 2 млн кВт, вироблено 2,8 млрд кВт год (близько 2% загального вироблення); у 2019 р. потужність склала 4,6 млн кВт з виробленням 6 млрд кВт год (близько 4% загального виробітку). Відповідно до «Енергетичної стратегії України на період до 2035 р» (ЕСУ) передбачається подальше зростання потужностей ПДЕ, в першу чергу, за рахунок СЕС і ВЕС з досягненням вироблення ПДЕ (без великих ГЕС) в 2025 р. – 12 млрд кВт год (6,7% від загального виробітку), в 2035 р. – 25 млрд кВт год (12,8%).

Різно зростає роль балансуєвих високоманеврових потужностей, в першу чергу ГАЕС, в регулюванні графіків навантажень і забезпеченні стійкості і надійної роботи об'єднаних енергосистем (ОЕС), що вимагає зміни їх конфігурації (таблиця 6.1) При цьому в Україні відбувається перехід до нової інноваційної моделі функціонування електроенергетики в умовах поетапного створення повноцінного енергоринку і планованої інтеграції ОЕС України з європейською енергосистемою (ENNSO-E).

Таблиця 6.1 – Участь основних різних типів генерації в покритті графіка навантажень енергосистеми України за підсумками 2018 р.

Встановлена потужність, МВт	1000	Балансування	Вироблення
Атомна генерація	62,9%	0	55,16%
Теплова генерація	33,9%	51,7%	23,86%
Гідрогенерація	3,2%	48,3%	20,98%

У цих умовах, в першу чергу, необхідно до 2030 року завершити будівництво Дністровської ГАЕС з введенням агрегатів № 4-7 зі збільшенням потужності до 2270 МВт, Ташлицької ГАЕС з введенням агрегатів № 3-6 зі збільшенням потужності до 906 МВт, побудувати Канівську ГАЕС з 4 агрегатами потужністю 1000 МВт (рисунки 6.1-6.3).



Рисунок 6.1 – Ташлицька ГАЕС (Потужністю 0,9 млн. КВт утворює з Південно-Українською АЕС потужністю 3 млн. КВт енергокомплекс, який працює за оборотною схемою без гідравлічного зв'язку водойми-охолоджувача АЕС і водосховищ ГАЕС)



Рисунок 6.2 – Дністровська ГАЕС

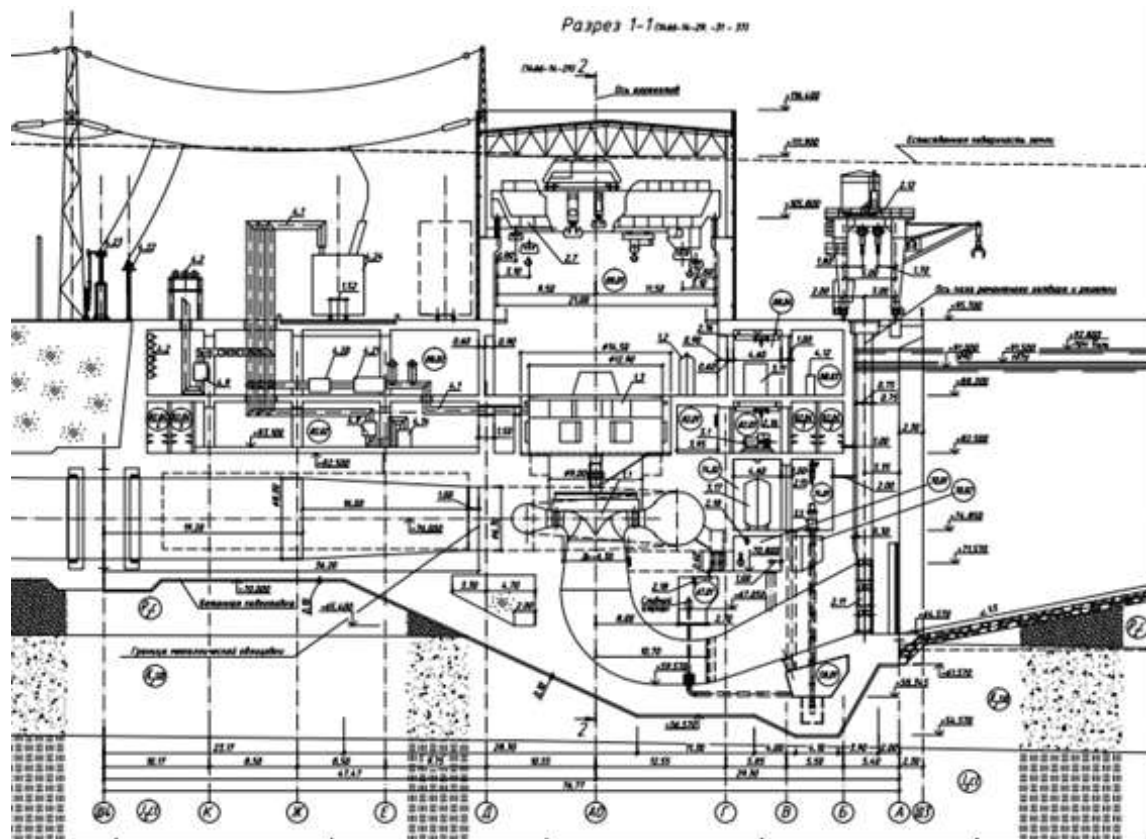


Рисунок 6.3 – Канівська ГАЕС (проект). Встановлена потужність 1000 МВт

У довгостроковій перспективі розвитку ОЕС України в умовах інтеграції з ENTSO-E – різке нарощування потужностей ПДЕ для її надійної і ефективної роботи із забезпеченням балансової стабільності в умовах негарантованого відпуску електроенергії ВЕС і СЕС знадобиться введення нових регулюючих потужностей, в першу чергу ГАЕС, як найбільш ефективного регулятора, а також інших, таких як системи промислових електроаккумуляторів й ін.

При планованому зростанні ПДЕ до 2035 р., значному зростанні експорту електроенергії прогнозується введення нових потужностей ГАЕС до 3 млн КВт із загальним збільшенням потужності ГЕС і ГАЕС до 12 млн КВт. При цьому, для подальшого введення великих ГАЕС, враховуючи їх тривалий інвестиційний цикл, з 2020 р. слід почати роботи по вибору майданчиків і їх проектування.

З попередньо розглянутих майданчиків для будівництва ГАЕС одним з найбільш перспективних є Закарпатська ГАЕС на р. Тересля поблизу західного кордону України (в Західній ЕС) потужністю 1300 МВт при середньому напорі 500 м з використанням Тереслінського водосховища (рисунок 6.4).

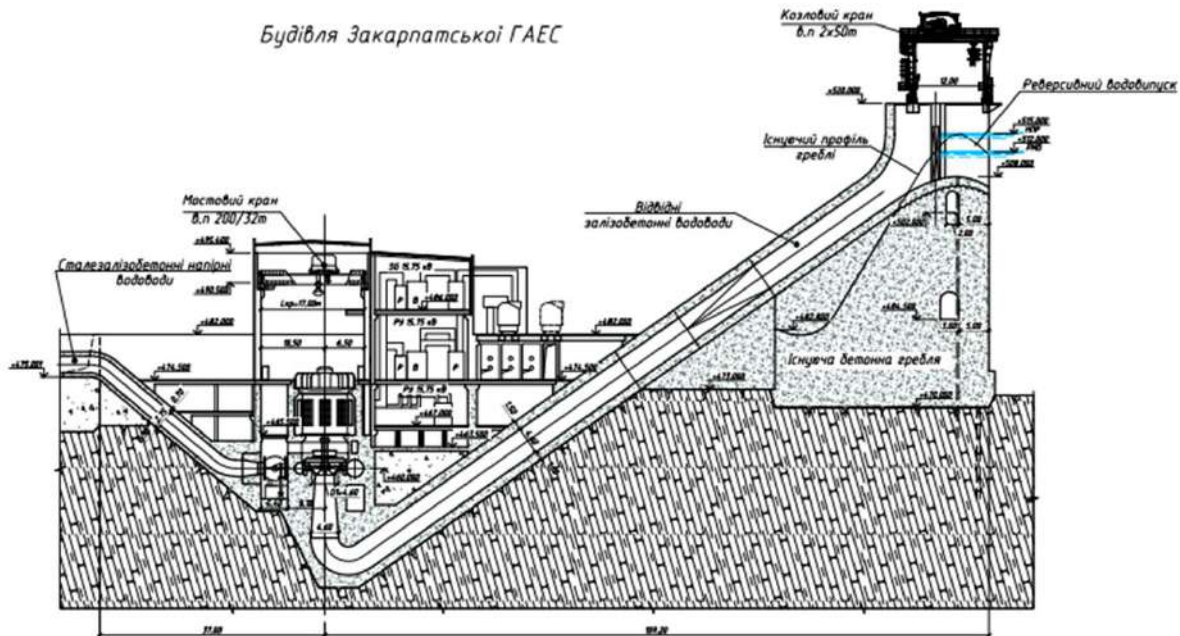
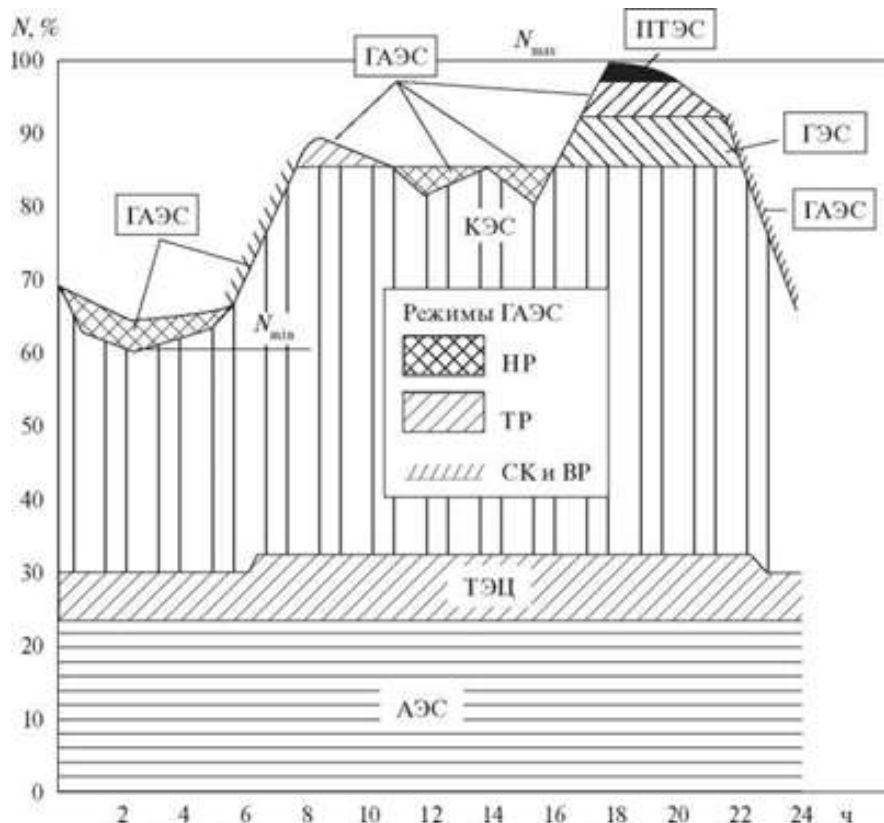


Рисунок 6.4 – Закарпатська ГАЕС (проект). Встановлена потужність 1300 МВт

Разом з тим зростає нерівномірність споживання електроенергії в часі, у зв'язку з чим виникає проблема забезпечення маневреності енергосистем, тобто пристосування умов роботи електростанцій до вимог споживачів (рисунок 6.5).

Вимоги оптимізації роботи теплових електростанцій, мінімізації міжсистемних перетікань потужності призводять до необхідності збільшення частки високоманеврених генеруючих потужностей. Вже сьогодні очевидно, що для забезпечення необхідного регулювального діапазону в Україні на рівні 2035 р. необхідно їх подвійне збільшення.



Рисуюнок 6.5 – Приблизний добовий графік навантаження сучасної потужної енергосистеми: АЕС, ТЕЦ, КЕС, і ПТЕС – атомні, теплофікаційні, конденсаційні і пікові теплові електростанції; ГЕС – гідроелектростанції; ГАЕС – гідроакумулюючі електростанції, що працюють в режимах: НР – насосному, ТР – турбінному, СК і ОР – синхронного компенсатора і в обертівому резерві активної або реактивної потужності; N – потужність енергосистеми, %.

Рішення проблеми може бути знайдено за рахунок будівництва ГАЕС, що володіють максимальними маневреними можливостями. Причому на відміну від інших маневрених електростанцій, які можуть покривати лише пікові навантаження, ГАЕС можуть працювати в насосному (навантажувальному) режимі в провалі графіка навантажень, забезпечуючи більш сприятливий базисний режим ТЕС і АЕС, а також сприяючи зниженню міжсистемних перетікань потужності. Додатково до основних функцій – балансування потужності – ГАЕС за своїми технологічними можливостями може залучатися до регулювання найважливіших режимних параметрів: частоти і напруги.

Світовий досвід використання ГАЕС в електроенергетиці давно підтвердив їх технічну ефективність у забезпеченні економічності енергооб'єднань і їх живучості, в підвищенні надійності електропостачання та якості електроенергії. В даний час у світі налічується більше 460 діючих ГАЕС різної компоновки з широким діапазоном встановленої потужності – від декількох десятків кВт до 3000 МВт (ГАЕС Едісон в США) – і напорам від декількох десятків метрів до 1700 м (ГАЕС Рейзек в Австрії). У найближчі роки очікується значне збільшення кількості споруджуваних і експлуатованих ГАЕС. Найбільш інтенсивне гідроакумулювання розвине не в США (39 ГАЕС; 20,8 млн кВт), Японії (20 млн кВт), Німеччини (33 ГАЕС; 5,6 млн кВт), Італії (22 ГАЕС; 7,0 млн кВт), Австрії (4,4 млн кВт), Франції (4,4 млн кВт), Швейцарії (13 ГАЕС; 1,2 млн кВт), Китаї (5,0 млн кВт), Іспанії (5,0 млн кВт) і т. д.

Необхідність розвитку гідроакумулювання не викликає сумніву, оскільки ГАЕС дозволяють оптимізувати роботу ТЕС, АЕС і енергооб'єднань в цілому, підвищити надійність і живучість енергооб'єднань, а також – в ряді випадків – радіаційну безпеку АЕС в аварійних ситуаціях, полегшити умови післяаварійного відновлення енергосистем у разі великої системної аварії, що супроводжується поділом систем і «посадкою» теплових станцій на «нуль», а також зробити благотворний вплив на загальногосподарські процеси країни: згладити наслідки повеней, створити запаси води для цілей іригації, господарського та побутового вжитку і т. д. Ці технологічні можливості ГАЕС носять більше якісний характер, ніж кількісний, і їх важко оцінити економічно.

Ефективність використання гідроагрегатів ГАЕС в значній мірі визначається маневреними властивостями всього генеруючого обладнання. Ці властивості характеризуються такими техніко-економічними показниками:

- часом включення гідроагрегатів в роботу як в турбінному, так і насосному режимі;
- швидкістю набору і скидання навантаження;
- регульовальним діапазоном робочої потужності обладнання;
- технічною можливістю частих пусків і зупинок без зниження надійності і довговічності роботи.

Ці показники повинні поєднуватися з економічною ефективністю використання маневрених властивостей обладнання, в тому числі з урахуванням пускових втрат енергоресурсу, додаткових ремонтних витрат і т. д.

Розглянемо ці показники на прикладі обладнання ГАЕС (насос-турбіна радіально-осьового типу потужністю в турбінному режимі 200 МВт при середньому напорі 100 м), маючи на увазі, що параметри агрегатів більшості ГАЕС, що розташовуються в Східній Європі, такі як напір і потужність будуть близькі до параметрів цієї станції.

ГАЕС за тривалістю включення агрегатів в турбінний режим з неробочого стану, швидкості набору і скидання навантаження й іншими показниками роботи обладнання суттєво не відрізняються від звичайних гідроелектростанцій.

Пуск в турбінний режим:

- час пуску на холостий хід з урахуванням часу синхронізації і включення в мережу – 1,5 хв;
- час набору номінального навантаження – 2 хв (оператором вручну), 1 хв (автоматично);
- повний час включення агрегата в турбінний режим – 2,5-3,5 хв.

Зупинка з турбінного режиму:

- закриття напрямного апарата (розвантаження до холостого ходу) – 1 хв;
- електродинамічне гальмування (до повної зупинки) – 2 хв 20 с;
- повний час зупинки агрегата з турбінного режиму – 3 хв 20 с.

Для пуску агрегат в насосний режим потрібно значно більше часу через необхідність віджимання води з камери робочого колеса радіально-осьових гідромашин і подальшого випуску стисненого повітря. Час розгону агрегат істотно залежить від способу пуску і потужності пускового агрегата.

Пуск в насосний режим:

- час віджимання води з камери робочого колеса – 45 с;
- час розгону агрегата, включаючи синхронізацію і включення в мережу – 4 хв;
- час випуску стисненого повітря з камери робочого колеса (до початку відкриття напрямного апарата) – 1,5 хв;
- час набору номінального навантаження – 50 с;
- повний час включення агрегата в насосний режим – приблизно 7 хв.

Час зупинки з насосного режиму:

- час закриття напрямного апарата (розвантаження до 50% номінальної потужності $P_{\text{ном}}$) – 40 с;
- час електродинамічного гальмування – 2 хв 20 с;
- повний час зупинки з насосного режиму – 3 хв.

6.1. Технологічні схеми гідроакумулювання енергії

Робота ГАЕС, складається з двох циклів: режиму заряду, коли вода з нижнього басейну подається у верхній, і режиму розряду, коли накопичена вода спрацьовується і генерується енергія, необхідна для покриття графіка навантаження енергосистеми. Гідроакумулюючі електростанції поділяють на ГАЕС чистого акумулювання і ГАЕС змішаного типу. Останні, в свою чергу, можна розділити на ГЕС-ГАЕС (поєднання річкової і гідроакумулюючої станцій і НС-ГАЕС (поєднання насосної і гідроакумулюючої станцій) (рисунок 6.6).

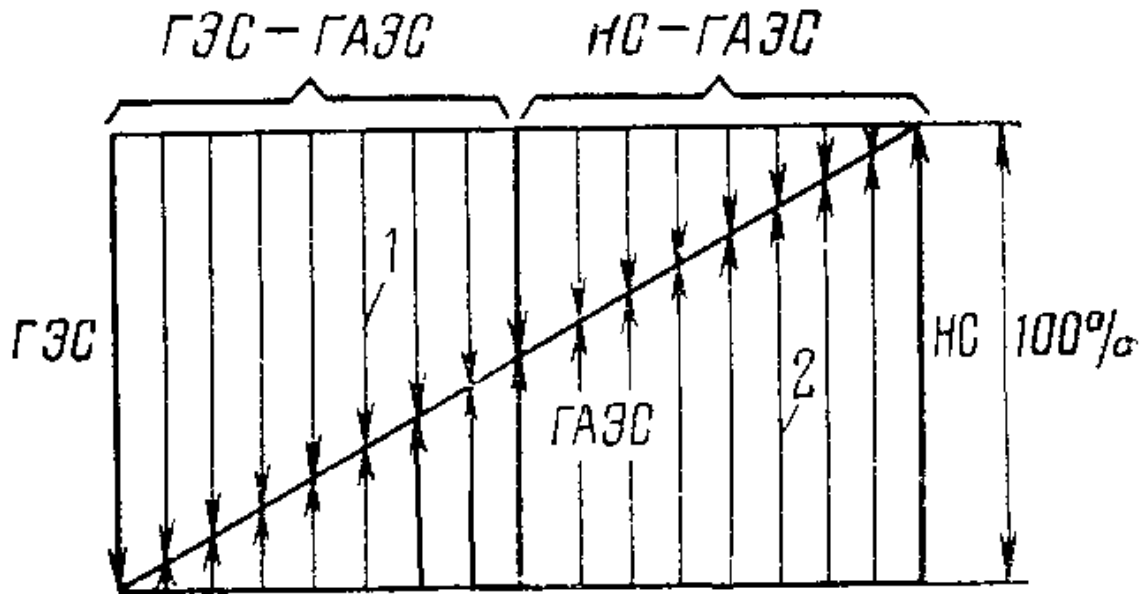


Рисунок 6.6 – Діаграма співвідношення об'ємів води, що проходять через агрегати для різних типів гідралічних станцій; 1 – об'єм води, який використовують для виробництва електроенергії за один робочий цикл установки; 2 – об'єм води, що закачується за один робочий цикл установки

Робота ГАЕС чистого, або простого, акумулювання, верхній басейн яких не має припливу води відбувається на одному і тому ж об'ємі води, який перекачується з нижнього басейну і спрацьовується в турбінному режимі з верхнього басейну в нижній (рисунок 6.7).

Коли в верхній басейн є приплив води і ГАЕС може працювати в турбінному режимі не тільки за рахунок насосної підкачки, але і на природному стоці, такі установки представляють собою поєднання звичайної ГЕС і ГАЕС і називаються ГАЕС змішаного типу або ГЕС-ГАЕС (рисунок 6.8).

У деяких випадках ГАЕС змішаного типу можуть діяти при неповній висоті підкачки (рисунок 6.9).

При цьому забір води насосами може здійснюватися не з нижнього басейну ГАЕС, а з водотоку або водоймищ, розташованих на більш високих відмітках. Такі установки зазвичай застосовуються в схемах перекидання стоку. Характерним для них є роздільне розташування насосної станції та гідроелектростанції.

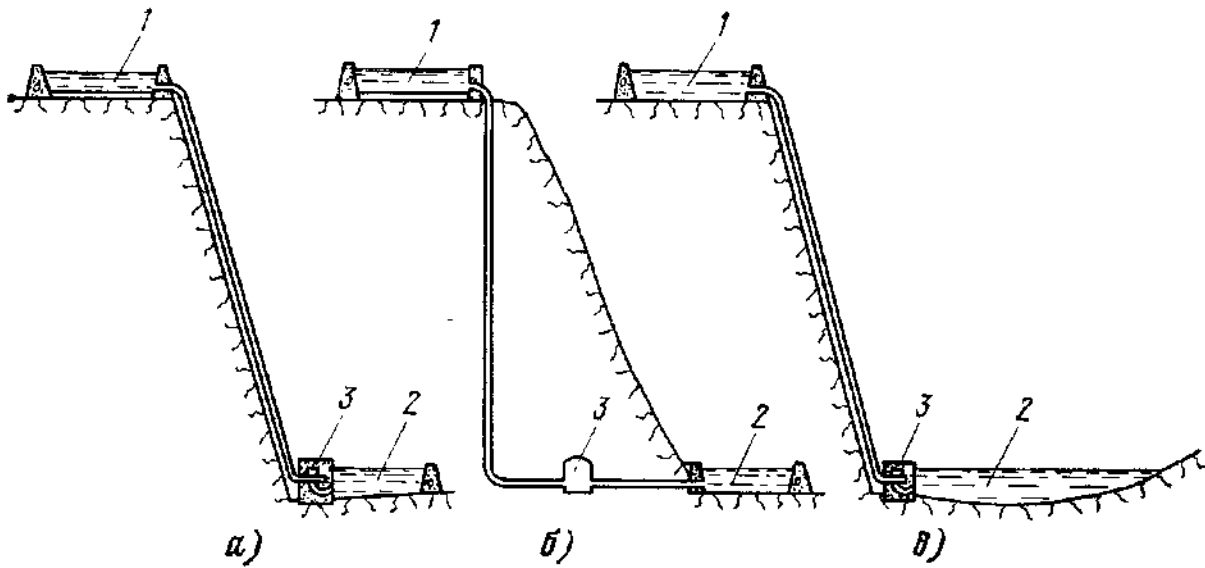


Рисунок 6.7 – ГАЕС чистого акумулювання. *а* – з штучними верхнім і нижнім басейнами і наземним розташуванням споруд; *б* – то ж з підземним розташуванням споруд; *в* – з використанням існуючої водойми в якості нижнього басейну; 1 – верхній басейн; 2 – нижній басейн; 3 – ГАЕС.

Особливий інтерес представляють ГАЕС змішаного типу в складі енергетичних комплексів, що включають поряд з гідравлічними теплові або атомні електростанції (рисунок 6.10).

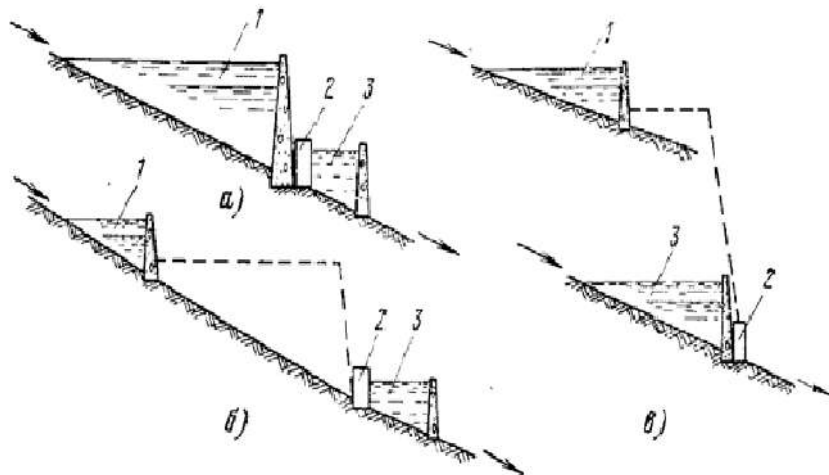


Рисунок 6.8 – ГАЕС змішаного типу. *а* – греблі; *б* – дериваційна; *в* – в схемі перекидання стоку; 1 – верхній басейн; 2 – ГЕС-ГАЕС; 3 – нижній басейн.

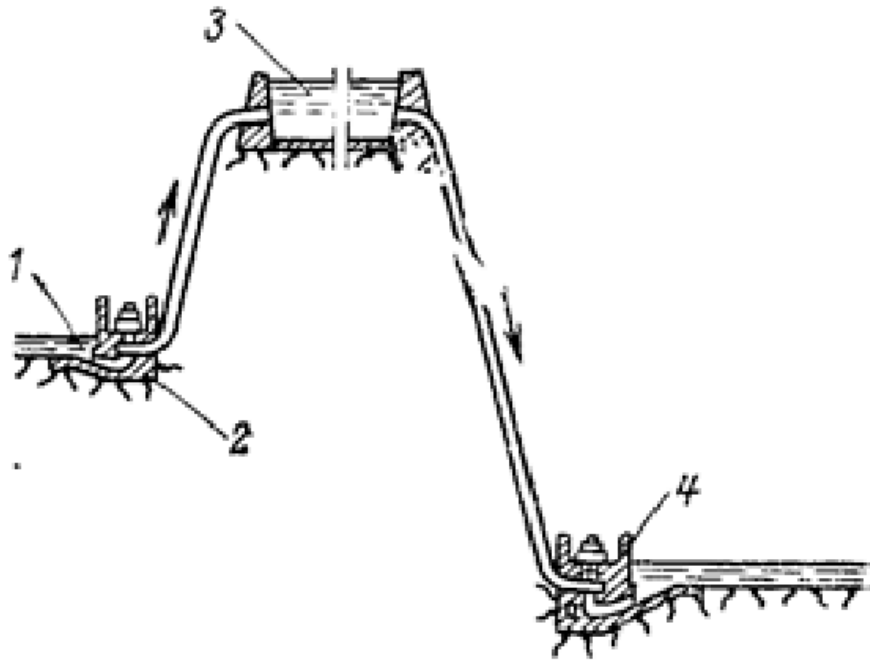


Рисунок 6.9 – ГАЕС з неповною висотою підкачки. 1 – водосховище; 2 – насосна станція; 3 – акумулюючий басейн; 4 – ГАЕС.

Прикладом такого рішення є Південно-Український енергетичний комплекс, що складається з гідроенергетичних об'єктів Константинівської ГЕС, Ташлицької ГАЕС і Південно-Української атомної станції.

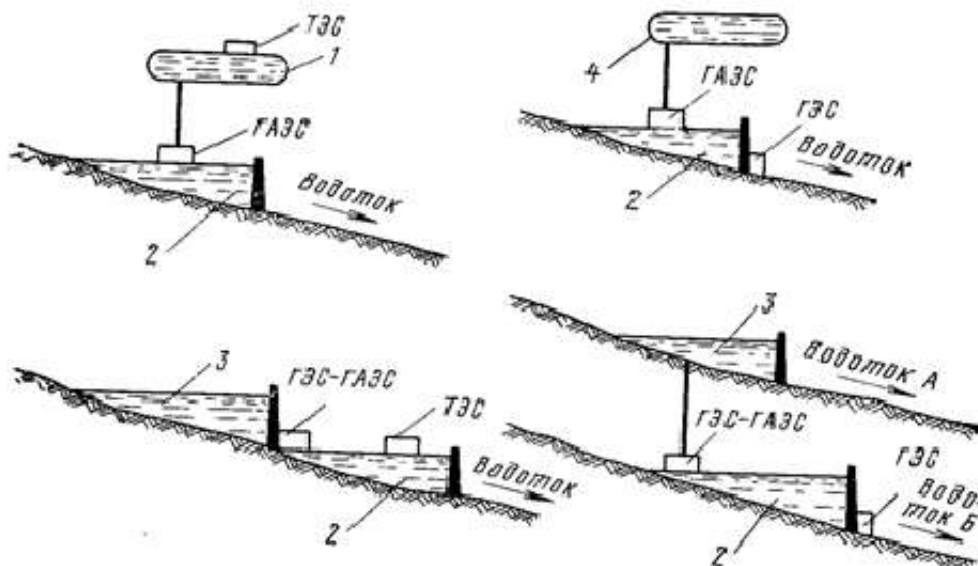


Рисунок 6.10 – Схеми енергетичних комплексів, що включають ГАЕС. 1 – верхній басейн (став-охолоджувач); 2 – нижній басейн (водосховище); 3 – верхній басейн (водосховище); 4 – верхній басейн.

6.2. Коефіцієнт корисної дії гідралічного акумулювання енергії

Відношення кількості енергії, яка видається ГАЕС в енергосистему, до енергії, одержуваної ГАЕС з енергосистеми, називається ККД гідралічного акумулювання енергії $\eta_{\text{ГАЕС}}$. Інакше кажучи, $\eta_{\text{ГАЕС}}$ дорівнює відношенню кількості енергії, одержуваної при роботі гідроагрегатів в турбінному режимі, $E_{\text{Т ГАЕС}}$ (розряд) до енергії, що витрачається в насосному режимі, $E_{\text{Н ГАЕС}}$ (заряд), тобто

$$\eta_{\text{ГАЕС}} = \frac{E_{\text{ТГАЕС}}}{E_{\text{НГАЕС}}}.$$

Енергія чистого акумулювання для зарядки ГАЕС визначається формулою:

$$E_{\text{ГАЕС}} = E_{\text{нік}}^{\text{ГАЕС}} + E_{\text{рез}}^{\text{ГАЕС}} + E_{\text{ав}}^{\text{ГАЕС}} = N_{\text{нік}}^{\text{ГАЕС}} T_{\text{нік}}^{\text{ГАЕС}} + N_{\text{рез}}^{\text{ГАЕС}} T_{\text{рез}}^{\text{ГАЕС}} + N_{\text{ав}}^{\text{ГАЕС}} T_{\text{ав}}^{\text{ГАЕС}},$$

де $E_{\text{нік}}^{\text{ГАЕС}}$ – потужність ГАЕС, яка використовується при піку розрахункового графіка електричного навантаження; $N_{\text{рез}}^{\text{ГАЕС}}$ – потужність, яка використовується в якості регулювального резерву системи; $N_{\text{ав}}^{\text{ГАЕС}}$ – потужність, призначена для виконання функцій аварійного резерву системи; $N_{\text{невик}}^{\text{ГАЕС}}$ – потужність, не використовується в даний момент часу в енергосистемі; $N_{\text{вик}}^{\text{ГАЕС}}$ – потужність, яка використовується в даний момент часу в енергосистемі; $T^{\text{ГАЕС}}$ – річне число годин використання відповідної потужності ГАЕС.

Коефіцієнт корисної дії є одним з найбільш важливих показників енергетичної та економічної ефективності ГАЕС. Іноді використовують зворотний показник – коефіцієнт заряду (відношення кількості електроенергії заряду до кількості електроенергії розряду). Величина ККД ГАЕС не є величиною постійною: в процесі розвитку гідроакумулювання цей показник збільшився майже вдвічі за рахунок удосконалення технології, конструкції гідралічних і електричних машин.

Загальне значення ККД гідроакумулювання ГАЕС визначається величиною втрат енергії на окремих етапах її перетворення і відповідних ККД цих етапів, які включають всі ланки енергетичного тракту. Типова діаграма втрат і ККД окремих етапів перетворення енергії на сучасних великих ГАЕС з оборотними гідроагрегатами приведена на рисунку 6.11.

При таких окремих значеннях загальний ККД ГАЕС без урахування ліній електропередач досягає $\eta_{\text{ГАЕС}} = 75\text{-}78\%$. Максимальні значення $\eta_{\text{ГАЕС}} = 79\text{-}80\%$ в сучасних умовах можуть бути отримані за рахунок збільшення ККД основного обладнання при установці великих гідроагрегатів потужністю понад 300 МВт. За тримашинною схемою можуть бути отримані більш високі ККД турбін, що працюють в оптимальних режимах, тобто реальні значення $\eta_{\text{т}} = 94\text{-}95\%$.

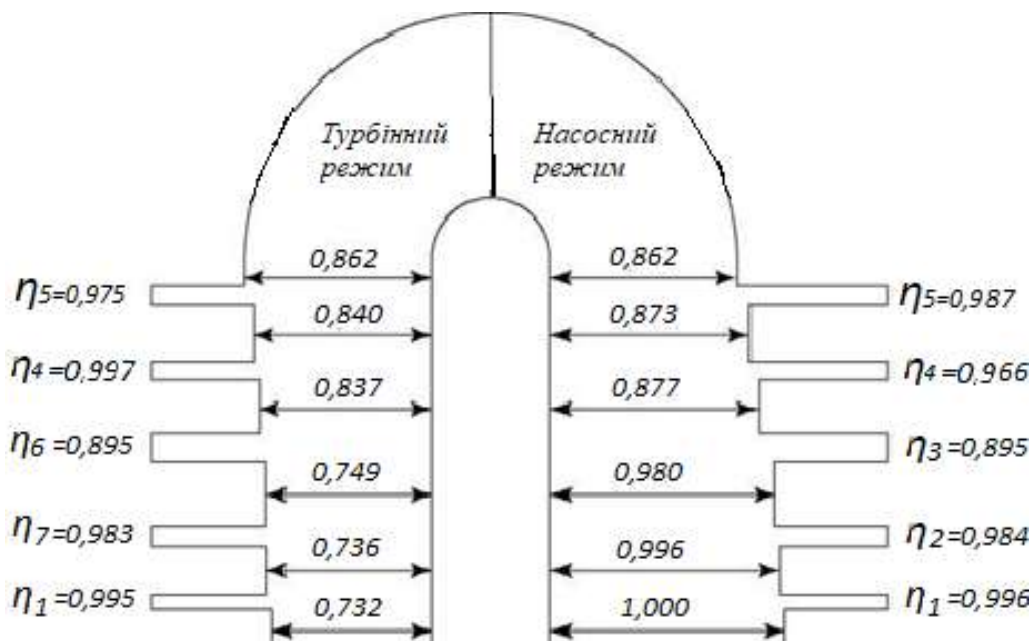


Рисунок 6.11 – Діаграма ККД ГАЕС η_1 – ККД трансформатора; η_2 – ККД двигуна; η_3 – ККД насоса; η_4 – ККД допоміжного обладнання; η_5 – ККД проточного тракту (напірні трубопроводи, решітки, затвори); η_6 – ККД турбіни; η_7 – ККД генератора.

У зарубіжних літературних джерелах прийнято приводити ККД, що характеризує тільки роботу гідроагрегатів в турбінному і насосному режи-

мах. В середньому він дорівнює 90-93% (таблиця 6.2). На більшості ГАЕС при виборі основного обладнання, з урахуванням особливостей роботи в різних енергосистемах, віддається перевага турбінному режиму, при якому ККД приймається більше, ніж в насосному режимі.

6.3. Принципові схеми гідросилового обладнання

У ГАЕС можуть використовуватися різні схеми обладнання (рисунок 6.12). Можлива установка роздільних насосних і турбінних агрегатів, так звана чотиримашинна схема. Часто встановлюються роздільні насоси і турбіни із загальним приводом від одного двигуна-генератора, так звана тримашинна схема.

Таблиця 6.2 – Коефіцієнт корисної дії гідроагрегатів ряду зарубіжних ГАЕС

ГАЕС країна	Рік введення в експлуатацію	η , %	
		в турбінно-му режимі	В насосно-му режимі
Ко-Труа Пон (Бельгія)	1970	93	90
Ладінгтон (США)	1973	93	90,5
Бер Свемп (США)	1974	92,5	91,5
Сиикан (Японія)	1976	92	92
Ла Кош (Франція)	1975	90,8	90,8
Бас Каунти (США)	1985	92	92,7
Динорвік (Великобританія)	1984	92,5	91,7
Гран Мезон (Франція)	1986	90	90,5
Жарновец (Польща)	1981	90,5	91
Дністровська (Україна)	2009 (1 агрегат)	94	92,8

Двомашинна схема складається з двигуна-генератора і оборотної гідромашини, здатної працювати і як насос, і як турбіна. Двомашинна схема

найбільш компактна, вимагає менших витрат на обладнання і будівельну частину і тому останнім часом знаходить все більш широке застосування на ГАЕС.

У таблиці 6.3 представлені результати систематизації та аналізу даних, що дозволили визначити області та зони застосування різних схем компонування насос-турбінних гідроагрегатів сучасних потужних ГАЕС.

Таблиця 6.3. Области застосування різних компоновок оборотних гідроагрегатів ГАЕС

Схеми і типи насос-турбінних гідроагрегатів	Частота обертів, об/хв	Діапазон напорів, м	Максимальна потужність, МВт	Умовні позначення	
				агрегат	гідромашина
Чотиримашинна: 1. Горизонтальні 2. Вертикальні	600-1500	1000-1800	150	4М	
		1000-1800	23	4МГ	К і ВН
		500-1200	140		РО і ВН
		900-1100	140	4МВ	К і ВН
		600-1000	50		РО і ВН
Тримашинна: 1. Горизонтальні 2. Вертикальні:	200-1000	150-1400	260	3М	
		700-1100	150	3МГ	К і ВН
		120-750	260		РО і ВН
		530-1400	180	3МВ	К і ВН
		160-500	230		РО і ВН
Двомашинна – оборотний агрегат: 1. Вертикальні з радіально-осьовою НТ одноступеневі багатоступеневі 2. Вертикальні з діагональною НТ					
	100-800	80-1000	700	2М (ОА)	
	100-800	80-625	700	2М (ОА)	РОНТ
	200-800	800-1000	250	2М (ОА)	РОНТ
	150-250	30-200	200	2М (ОА)	ДНТ

Чотиримашинна схема, що складається з насоса з електродвигуном і гідротурбіни з генератором, тобто з двох окремих агрегатів, дозволяє використовувати переваги гідромашин, кожна з яких спроектована на свій режим роботи і, отже, має високий ККД (рисунок 6.12, а)

В цьому випадку є можливість швидко змінювати режим роботи шляхом включення або відключення цілого гідроагрегата. Однак у зв'язку з великими будівельними витратами навіть при високих напорах ця схема не знайшла широкого розповсюдження і поступилася місцем тримашинній схемі.

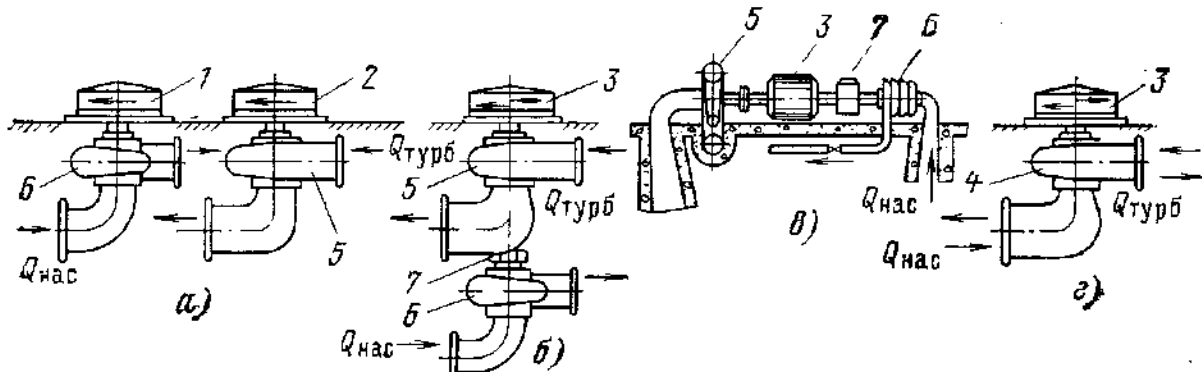


Рисунок 6.12 – Схеми гідросилового обладнання ГАЕС. а – чотиримашинна; б – тримашинна з вертикальним валом; в – то ж з горизонтальними агрегатами; г – двомашинні; 1 – електродвигун; 2 – генератор; 3 – оборотна електрична машина; 4 – оборотна гідромашина; 5 – гідротурбіна; 6 – насос; 7 – муфта.

Тримашинна схема має загальний двигун-генератор, турбіну і насос (рисунок 6.12, б). Тримашинні агрегати можуть виготовлятися як з горизонтальним, так і з вертикальним валом.

Примітки: К – ковшова; РО – радіально-осьова (турбіна); ВН – відцентровий насос; РОНТ, ДНТ – радіально-осьова і діагональна насос-турбіни; Г – горизонтальне; В – вертикальне виконання.

На рисунку 6.13 наведено розріз по підземній будівлі ГАЕС з тримашинним гідроагрегатом. Нижче оборотного двигуна-генератора розташовується ковшова гідротурбіна. Відведення води від неї відбувається по безнапірній камері, що переходить в тунель. Під дном камери на валу гідроагрегату знаходиться муфта зчеплення, що забезпечує при роботі в турбінному режимі відключення насоса, що дає можливість знизити механічні втрати.

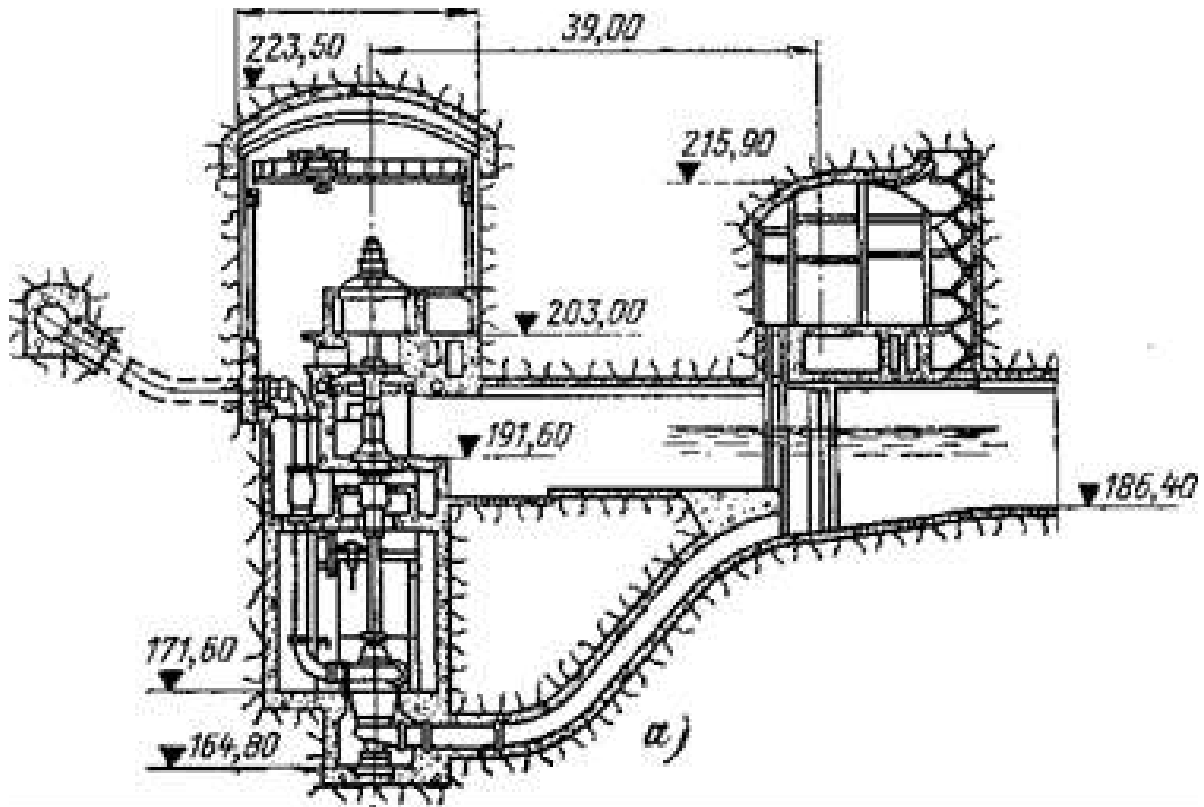


Рисунок 6.13 – ГАЕС з тримашинним оборотним гідроагрегатом

Поверхом нижче розташований багатоступеневий відцентровий насос, відмітка якого визначається виходячи з умов безкавітаційної роботи, для чого потрібно було заглиблення під рівень нижнього б'єфу близько 30 м.

В результаті загальна висота гідроагрегата перевищує 40 м, а будівлі ГАЕС – 60 м. Хоча схема і називається тримашинною, насправді є і чверта машина – муфта зчеплення. Підведення води до ковшової гідротурбіни і відведення води від насоса здійснюється трубопроводами, на яких розташовані кульові затвори. За межами будівлі ГАЕС трубопроводи об'єднуються.

В даному випадку (як приклад приведена ГАЕС Лаго-Деліо в Італії) застосування тримашинної схеми пояснюється сприятливими географічними умовами – недалеко один від одного в горах розташовані два озера з різницею відміток водної поверхні близько 740 м.

Рисунок 6.14 ілюструє тримашинну схему, в якій застосовується не ковшова, а радіально-осьова гідротурбіна. Вал агрегата проходить через

відсмоктувальну трубу, нижче якої розташована муфта зчеплення і ще нижче – відцентровий насос.

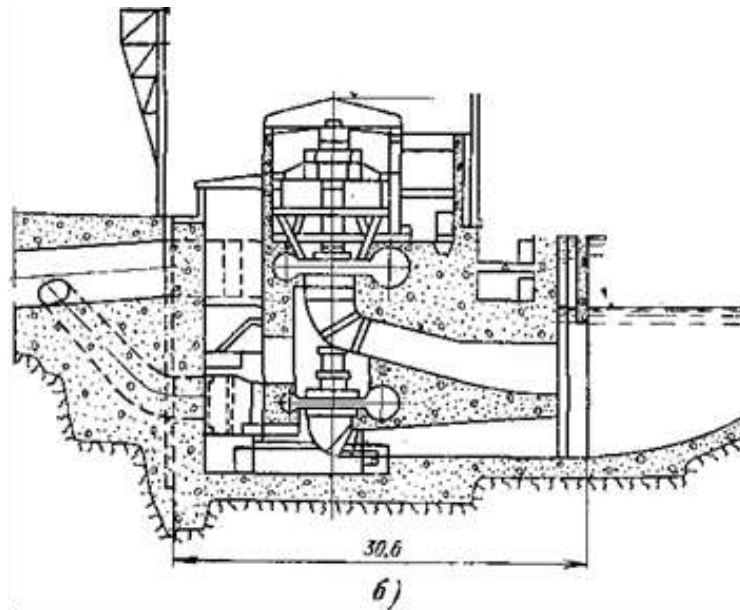


Рисунок 6.14 – ГАЕС з РО тримашинним оборотним гідроагрегатом

Оригінальне компонування вертикального тримашинного агрегата потужністю 250 MWt при напорі 320 м застосоване на ГАЕС (рисунок 6.15). Тут двигун-генератор розташований між гідротурбіною і насосом. Таке рішення дозволило зменшити загальну висоту агрегата і, отже, об'єм підземної скельної виїмки. Пуск в насосний режим здійснюється спеціальною ковшовою гідротурбіною. На верхових і низових напірних водоводах встановлені кульові затвори діаметром $2,6 \text{ м}$ і $2,8 \text{ м}$.

Застосування тримашинної схеми призводить до збільшення вартості будівельної частини ГАЕС, гідросилового обладнання в порівнянні з двомашинною схемою. Однак у тримашинній схемі є і деякі позитивні якості, такі, як:

- високий ККД в насосному і турбінному режимах, оскільки для кожного є своя гідромашина;

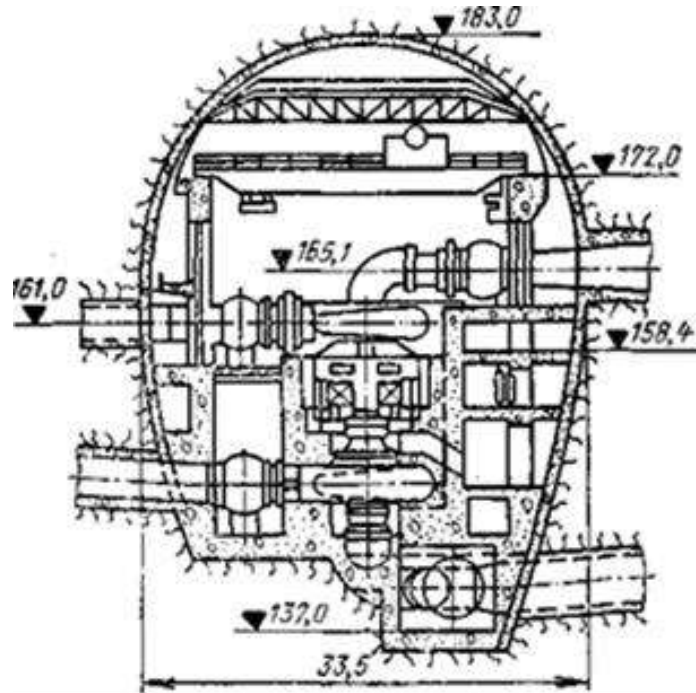


Рисунок 6.15 – ГАЕС з тримашинним оборотним гідроагрегатом (з розташуванням двигуна-генератора між гідротурбіною та насосом)

– однаковий напрям обертання в обох режимах знижує вартість двигуна-генератора, а також забезпечує прості умови пуску в насосному режимі, при якому досягнення нормальної частоти обертання забезпечується пуском гідротурбіни. Після включення агрегата в мережу закривається затвор на турбінному водоводі і відкривається на насосному;

– можливість швидкого переходу агрегата з турбінного режиму в насосний, який здійснюється без зупинки гідроагрегата закриттям і відкриттям затворів.

Всі перераховані переваги притаманні й чотиримашинній схемі, яка в деяких випадках за вартістю гідроагрегата може виявитися навіть дешевше тримашинної. Про це говорять, зокрема, результати проектних пророблень, проведених провідними зарубіжними фірмами. На рисунку 6.16 дані в залежності від напору криві відносних значень максимальної і відносної вартості гідроагрегатів при дво-, три- і чотиримашинних схемах. За одиницю прийняті значення для агрегата потужністю 300 *MВт* при напорі 100 м. Для три- і чотиримашинних схем в діапазоні напорів від 100 до 400 м в ро-

зрахунках приймалися: одноступеневий відцентровий насос і радіально-осьова гідротурбіна. При напорі понад 400 м – багатоступеневий насос і ковшова гідротурбіна, а для двомашинної схеми – багатоступенева оборотна гідромашина з нерухомим напрямним апаратом.

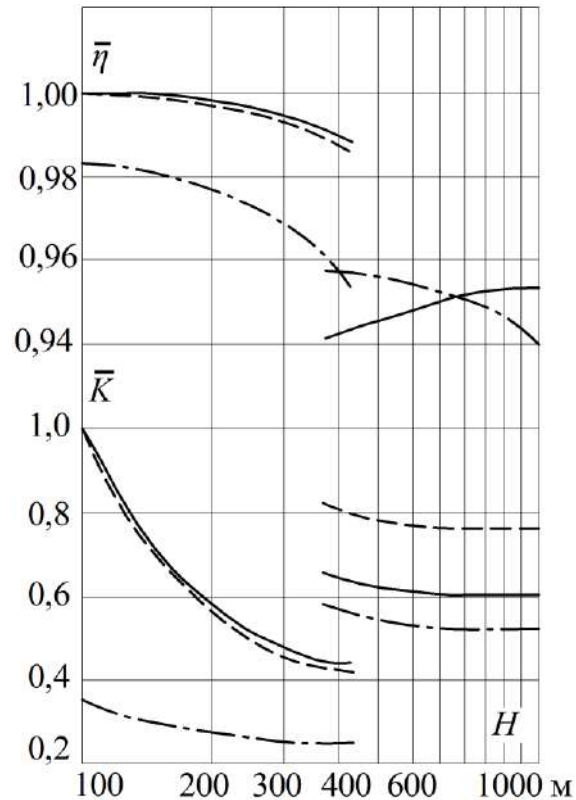


Рисунок 6.16 – Залежності відносних значень ККД і вартості агрегатів ГАЕС від напору: — – чотиримашинна схема; --- – тримашинна схема; — · — – двомашинна схема.

Двомашинну схему обладнання (рисунок 6.12, г), при якій на ГАЕС встановлюються гідроагрегати, що складаються з оборотної гідромашини (насос-турбіни) і реверсивної електромашини, слід вважати найбільш досконалою і економічною. Як правило, двомашинні оборотні гідроагрегати мають вертикальне розташування вала. Робота в турбінному і насосному режимах відбувається при протилежному напрямку обертання вала.

Застосування оборотних гідроагрегатів, що виключають (у порівнянні з тримашинними) зі складу обладнання турбіну з її трубопроводами і муфтою, істотно зменшує обсяг будівельних робіт по будівлі ГАЕС і

спрощує конструктивну схему ГАЕС. Хоча вартість оборотної гідромашини на 40-50% вище вартості звичайної гідротурбіни тих же параметрів і ККД дещо знижується при роботі в обох режимах. Загальна вартість ГАЕС при застосуванні оборотних гідроагрегатів істотно нижче.

З рисунка 6.16 видно, що двомашинний агрегат значно дешевше інших варіантів при напорі від 100 до 1200 м, а до $H = 400$ м вартість три- і чотиримашинних агрегатів практично однакова. При переході ж до напору понад 400 м виявляється, що вартість чотиримашинного агрегата приблизно на 15% нижче в порівнянні з тримашинними, очевидно, за рахунок спрощення електромашини, відсутності муфти зчеплення, зменшення довжини валу.

В даний час у світовій практиці гідроенергетичного будівництва чітко намітилася тенденція спорудження ГАЕС по двомашинній схемі, що пояснюється мінімальними витратами на будівництво і обладнання. Тримашинна схема застосовується, в основному, при напорах вище 600 м.

Прикладом створення гідроенергетичного обладнання за двомашинною схемою для Дністровської ГАЕС стала розробка радіально-осьової гідромашини ОРО170-В-730 (рисунок 6.17) спеціалістами ПАТ «Турбоатом», в якій приймали участь співробітники ІПМаш НАН України (Україна), НТУ «ХПІ» (Україна) та інших організацій, на напори 133,0-157,0 м в турбінному режимі та 143,0-165,0 м в насосному режимі з унікальними параметрами:

- унікальними параметрами за розмірами (діаметр робочого колеса 7,3 м);
- за потужністю (максимальна потужність в турбінному режимі 390,0 МВт, в насосному режимі – 420,0 МВт);
- за конструктивним виконанням (з вмонтованим кільцевим затвором).

Застосування в конструкції гідромашини вмонтованого кільцевого затвора замість традиційного передтурбінного кульового – дало суттєві техніко-економічні переваги.

Вагові характеристики та вартість кільцевого затвора приблизно в чотири рази менші, ніж у кульового затвора для ідентичних умов.

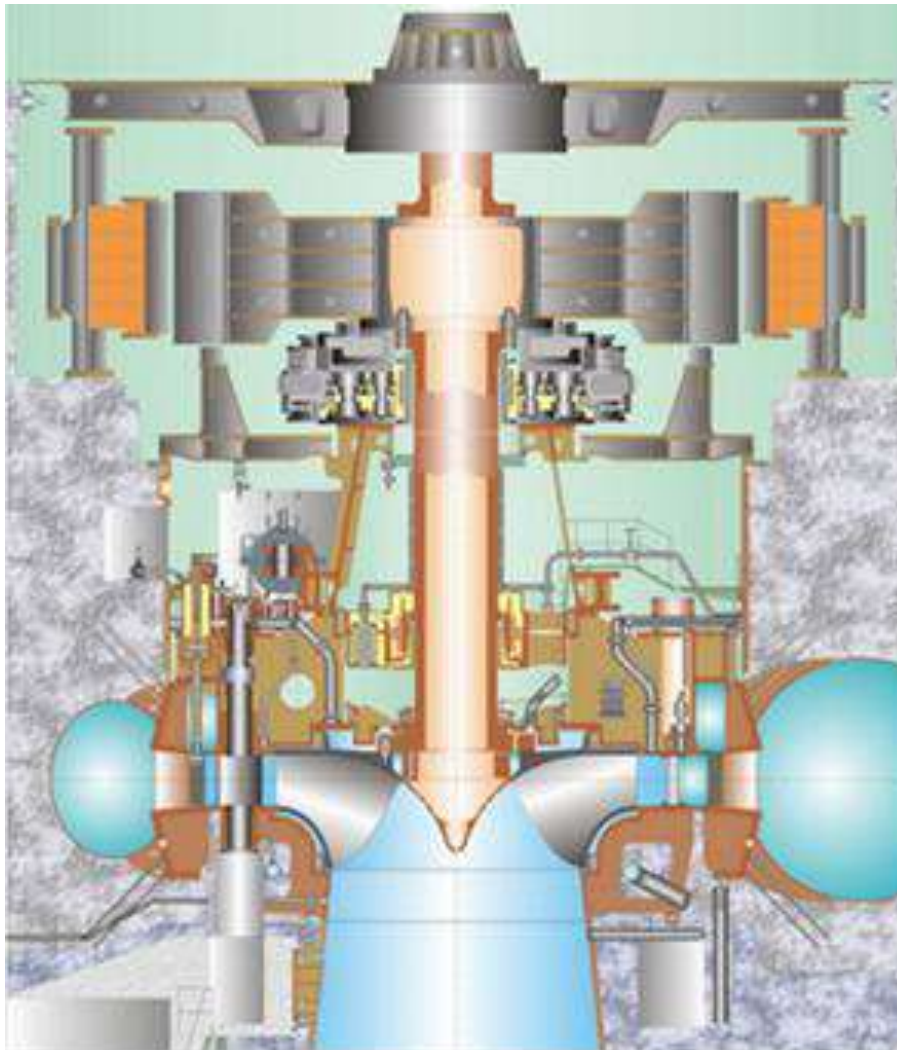


Рисунок 6.17 – Вертикальна оборотна радіально-осьова гідромашина ОРО170-В-730

Окрім того, для кільцевого затвора не потрібне спеціальне приміщення. Це дає економію в об'ємі бетону і виїмок, необхідних при спорудженні спеціальних приміщень для автономних передтурбінних затворів, що особливо важливо для підземних машинних залів. Заміна передтурбінних затворів кільцевими – дозволяє зменшити об'єм виїмки до 15%.

Конструктивно кільцевий затвор розміщений між колонами статора та лопатками напрямного апарата (рисунок 6.18) і призначений для перекриття доступу води до напрямного апарата гідромашини та виконання наступних функцій:

- оперативної (услід за закриттям напрямного апарата);
- при проведенні ремонтних робіт в проточній частині;
- аварійної (при розгоні турбіни і відмові в роботі напрямного апарата).

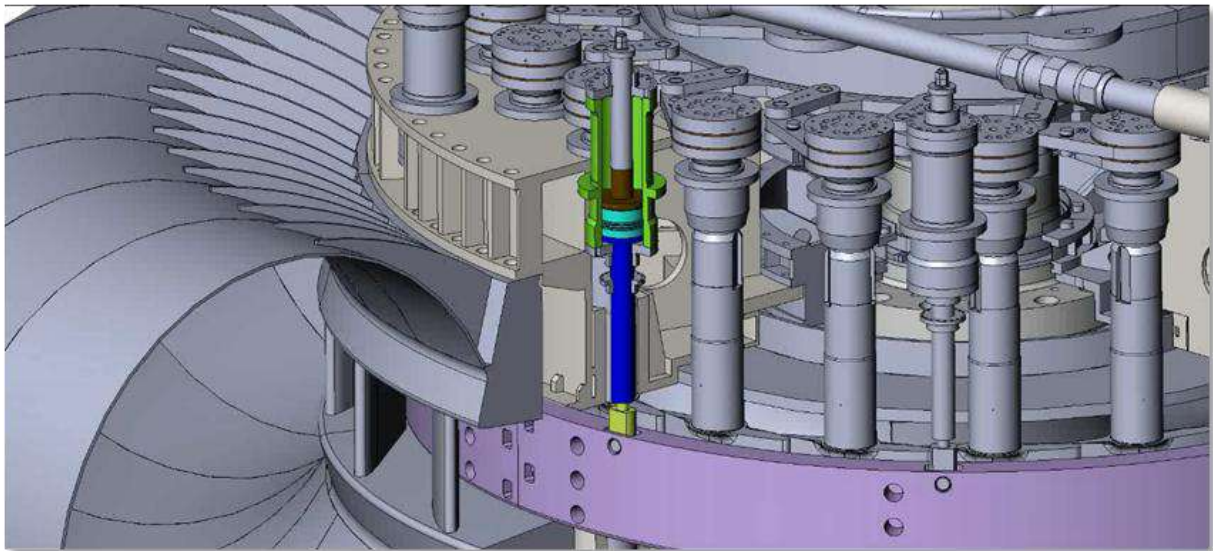


Рисунок 6.18 – Кільцевий затвор оборотної радіально-осьової гідромашини

Як і на звичайних ГЕС, на гідроакумуючих електростанціях можуть застосовуватися різні типи оборотних реактивних гідромашин: осьові, діагональні, радіально-осьові. Приблизний діапазон напорів: для осьових поворотно-лопатевих гідромашин від 3 до 40 м; діагональних – від 30 до 150 м і радіально-осьових – від 50 до 650 м і вище. При більш високих напорах застосовуються багатоступеневі радіально-осьові гідромашини.

6.4. Основні теоретичні положення робочого процесу оборотних гідромашин

При роботі в турбінному режимі гідромашині передається енергія рідини, а в насосному режимі, навпаки, механічна енергія обертання перетворюється в енергію рідини. Кількість енергії, що передається, залежить від значення і напрямку абсолютної V , переносної (окружної) U і відносної W швидкостей.

Оскільки мова йде про оборотні гідромашини, то зовнішній діаметр робочого колеса будемо позначати D_1 , а внутрішній D_2 (рисунок 6.19). В оборотних гідромашинах індексом 1, як правило, позначаються всі параметри на напірній кромці, індексом 2 – на всмоктувальній кромці. Відповідно до цього будуть призначатися індекси для швидкостей і кутів, а також висот робочого колеса. Така система позначень прийнята для гідротурбін. В літературі по насосах приймається зворотна індексація.

Оборотним гідромашинам ГАЕС притаманні специфічні особливості, які полягають у відмінності їх основних розмірів і характеристик від турбін і насосів.

В першу чергу, необхідно мати на увазі, що напір ГАЕС у насосному і турбінному режимі не однакові. Напір при роботі в турбінному режимі завжди менше, ніж в насосному, оскільки в першому випадку втрати в доводах віднімаються з статичного напору, а в другому випадку вони додаються до нього:

в турбінному режимі

$$H_T = H_{CT} - \sum h_T;$$

в насосному режимі

$$H_H = H_{CT} - \sum h_H.$$

Слід зазначити, що сумарні гідравлічні втрати напору $\sum h_T$ і $\sum h_H$ різні за рахунок того, що, по-перше, величини витрат в турбінному і насосному режимах в загальному випадку різні, а по-друге – коефіцієнти місцевих опорів відводів також неоднакові при турбінному і насосному напрямку потоку. Отже, розрахункові напори обох режимів будуть різні.

Зазвичай ГАЕС працює в насосному режимі більше число годин, ніж в турбінному, і максимальна подача насосного режиму менше, ніж витрата турбінного. Відповідно різні і потужності. У багатьох випадках за період циклу ГАЕС позначки ВБ і НБ змінюються значно, що призводить до змінності і напору і висоти всмоктування H_s оборотних гідромашин.

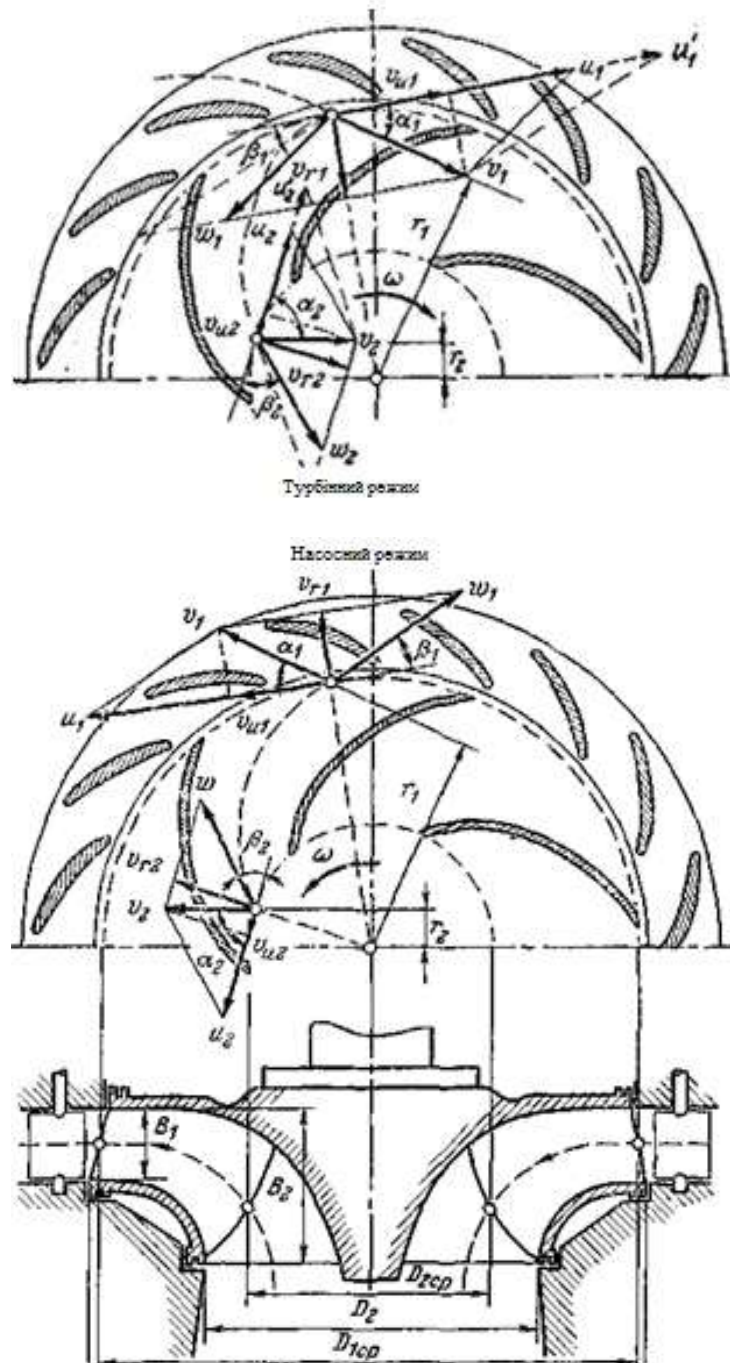


Рисунок 6.19 – Основні розміри робочого колеса радіально-осьової гідромашини та плани швидкостей при роботі в насосному і турбінному режимах.

6.4.1. Основні показники насосного режиму

На рисунку 6.20 показаний фрагмент радіально-осьової гідромашини, що складається з решітки напрямних лопаток і лопатей робочого колеса (кромки 1 і 2) з кутами β_1 і β_2 . Оскільки в оборотній гідромашині потік змінює напрям, то тут назви кромок позначаємо індексами 1 і 2, причому 1 завжди буде відповідати вхідній кромці в турбінному режимі. На оптимальному режимі на кромках 2 повинна задовольнятися умова безударного входу в насосному режимі і близька до нормального виходу – в турбінному. Відповідні трикутники швидкостей для рівних окружних швидкостей і однакових витрат показані на рисунку 6.20. Тут же дані трикутники швидкостей на кромці 1, де в турбінному режимі повинна задовольнятися умова безударного входу, а в насосному напрям вихідної швидкості повинен співпадати з установкою напрямних лопаток (безударний вхід на лопатки НА). Як бачимо, необхідні умови оптимальності в першому наближенні вдається задовольнити при реверсі робочого колеса і витрати при збереженні частоти обертання.

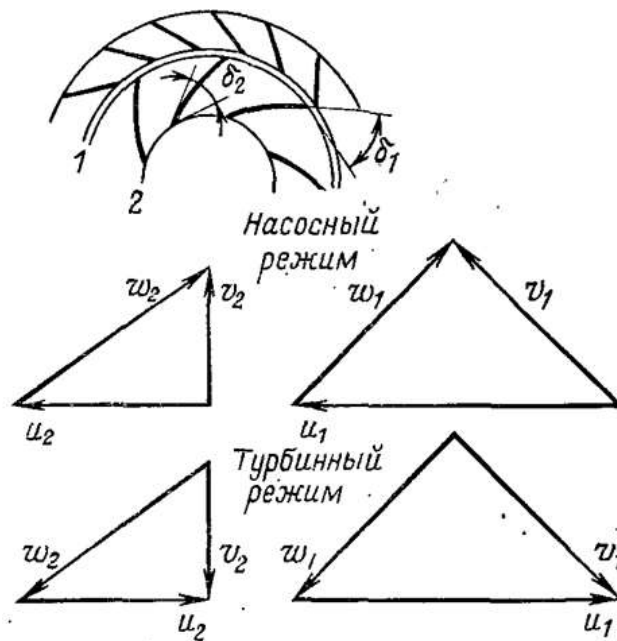


Рисунок 6.20 – Трикутники швидкостей радіально-осьової оборотної гідромашини

Визначимо, які будуть співвідношення напорів для обох режимів. Для цього напишемо рівняння Ейлера для турбінного режиму

$$H_T \eta_T = \frac{(U_1 V_1 - U_2 V_2)}{g}$$

і для насосного режиму

$$H_H = \frac{\eta_T (U_1 V_1 - U_2 V_2)}{g}.$$

Тут η_T і η_H – гідравлічні ККД турбінного і насосного режимів. Для прийнятих умов вирази в дужках рівні. Враховуючи це знаходимо відношення

$$\frac{H_H}{H_T} = \eta_T \eta_H \quad (6.1)$$

Воно показує, що при реверсі і по напрямку обертання і по витраті жорстколопатева гідромашина має властивість оборотності, але напір, що розвивається в насосному режимі, менше, ніж в турбінному (якщо в середньому взяти ККД близько 90%, $\frac{H_H}{H_T} = 0,81$). Водночас, як було зазначено вище, при роботі ГАЕС напір в насосному режимі повинен бути вище, ніж в турбінному.

Отже, при підборі оборотної гідромашини необхідно виходити з напору, що розвивається в насосному режимі. Аналіз робочого процесу лопатевих насосів показує, що створюваний напір залежить від ряду факторів: форми і розмірів робочого колеса, в тому числі від кутів лопатей, форми і розмірів всього проточного тракту, режиму роботи, тобто від величин n і Q . Однак одним з основних факторів є окружна швидкість робочого колеса U_1 . З урахуванням цього напір, що розвивається лопатевою гідромашиною для оптимального режиму наближено можна виразити формулою

$$H_H = \kappa_H \frac{U_1^2}{2g}. \quad (6.2)$$

Тут κ_H – коефіцієнт напору, значення якого залежить від коефіцієнта швидкохідності n_{SH} в насосному режимі, визначеного для оптимальних умов (максимум ККД). Значення κ_H дані для насосів і деяких оборотних гідромашин показана на рисунку 6.21. Наведені дані показують, що за коефіцієнтом κ_H насоси і оборотні гідромашини близькі. З ростом n_{SH} коефіцієнт напору κ_H закономірно знижується. Хоча і є розкид точок, що, очевидно, відображає вплив інших факторів, які не враховуються формулою (6.2), основна закономірність проявляється досить чітко і може бути виражена наближеною емпіричною формулою

$$\kappa_H = 1,2e^{-\frac{n_{SH}}{500}} \quad (6.3)$$

придатною для дуже широкого діапазону n_{SH} . Переходячи до приведеної частоти обертання n'_{IH} для $H_H = 1$, $D_1 = 1$ і використовуючи (6.2), отримуємо:

$$n'_{IH} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_H}} = \frac{nD_1}{\sqrt{\kappa_H \left(\frac{\pi n D_1^2}{60}\right)^2 \frac{1}{2g}}},$$

або
$$n'_{IH} = \frac{84,8}{\sqrt{\kappa_H}} \quad (6.4)$$

Отже, для забезпечення необхідного напору в насосному режимі лопатева гідромашина повинна мати досить високе значення приведеної частоти обертання n'_{IH} .

Розглянемо можливість використання проточної частини радіально-осьової турбіни в якості оборотної гідромашини. Коефіцієнт швидкохідності в насосному режимі n_{SH} напишемо через приведені параметри

$$n_{SH} = 3,65 n'_I \sqrt{Q'_I} \quad (6.5)$$

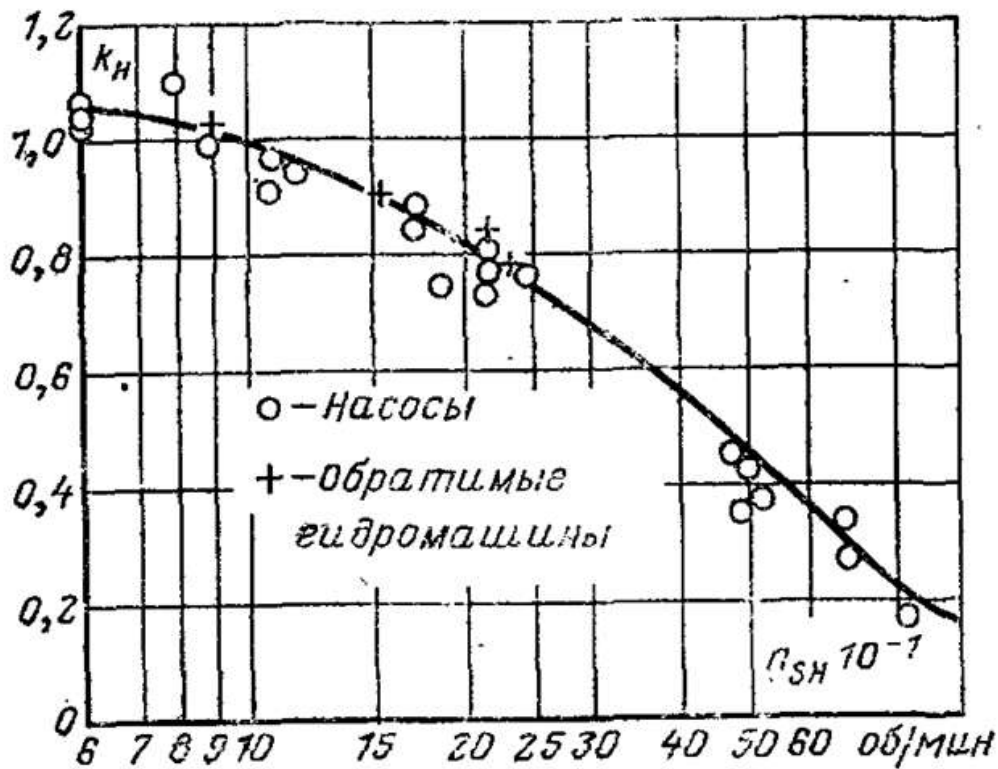


Рисунок 6.21 – Залежність коефіцієнта напору від коефіцієнта швидкохідності в насосному режимі.

Використовуючи основні розрахункові дані радіально-осьових гідротурбін можна порівняти необхідні з оптимальними n'_{10} для турбінного режиму (враховано, що Q'_{10} на 10-15% менше Q'_{1p} розрахункового). Результати наведені в таблиці 6.4. Як видно, радіально-осьова турбіна при реверсі може працювати в насосному режимі, але приведена частота обертання повинна бути на 30-40% вище оптимальної для турбінного режиму.

Таблиця 6.4 – Дані по роботі РО гідротурбіни в насосному режимі

Тип турбіни	n_{SH}	n'_{10}	n'_{1H} по (6.4)
PO500	95	58	85
PO230	220	67	94
PO115	265	75	99

Це забезпечить роботу в насосному режимі, але буде супроводжуватися значним зменшенням ККД. Наприклад, на характеристиці (рисунк 6.22) при збільшенні n'_1 з 70 до 85 об/хв ККД моделі знижується з 91,5% до 80%. Це вказує на те, що оборотна гідромашина повинна мати особливу форму проточної частини, щоб забезпечувати високе значення ККД при роботі в турбінному і насосному режимах.

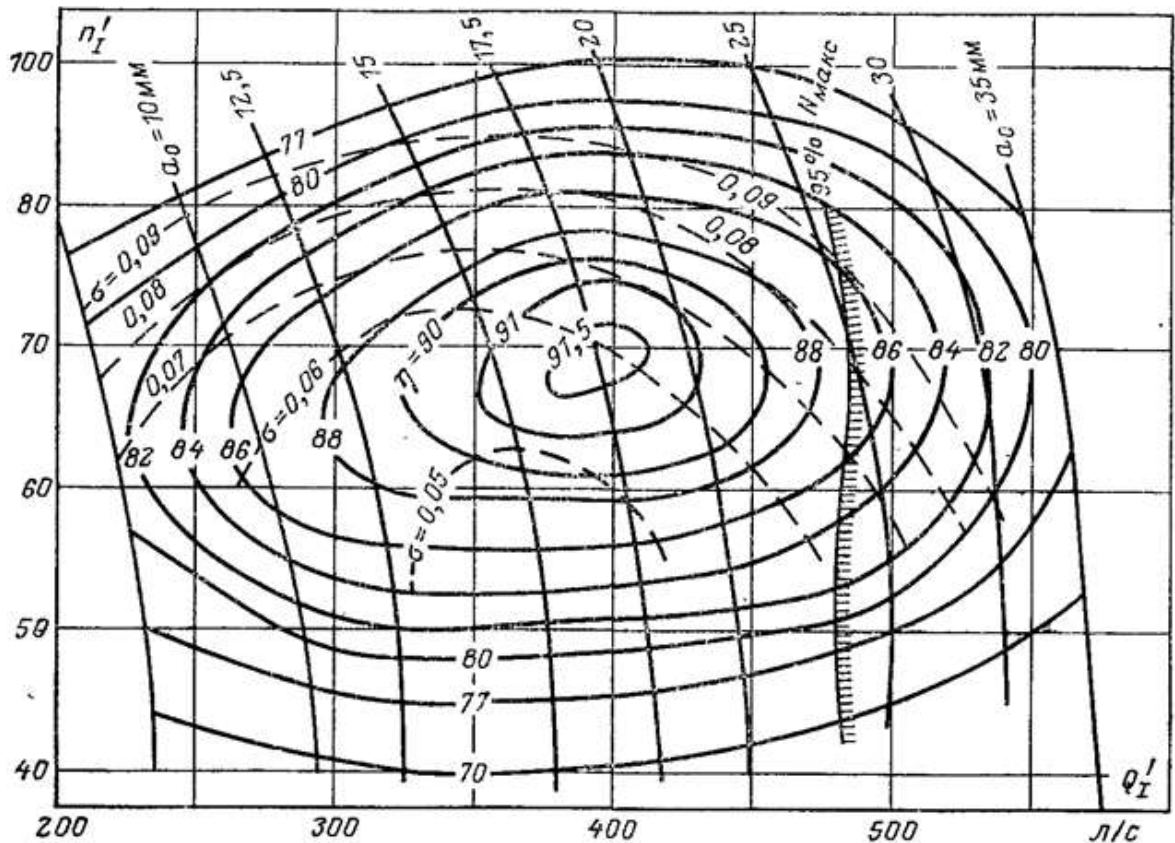


Рисунок 6.22 – Універсальна характеристика моделі РО гідротурбіни.

Характерним показником турбінного режиму оборотної гідромашини є коефіцієнт швидкохідності n_{ST} , який визначається для номінальної потужності і розрахункового напору. На рисунку 6.23 дано поле H , n_{ST} на якому нанесені відповідні точки оборотних гідромашин ряду ГАЕС.

Наведені дані показують, що зі зменшенням напору n_{ST} зростає. Залежність n_{ST} від напору можна представити наступними формулами:

$$\text{при } H < 300 \text{ м} \quad n_{ST} = \frac{1550}{H^{0,4}} \quad (6.6)$$

$$\text{при } H > 300 \text{ м} \quad n_{ST} = \frac{1550}{H^{0,8}} \quad (6.7)$$

Коефіцієнт швидкохідності для насосного режиму n_{SH} зазвичай становить:

$$n_{SH} = (0,85 - 0,95)n_{ST} \quad (6.8)$$

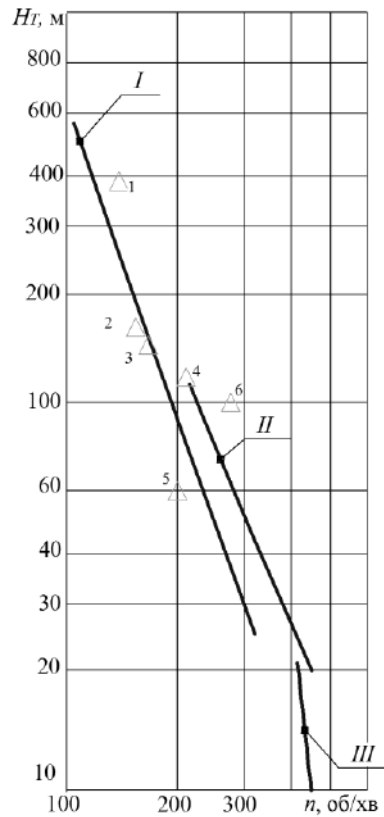


Рисунок 6.23 – Залежність $H_T = f(n_{ST})$

Розглянемо кавітаційні показники оборотних гідромашин. Для турбінних режимів оборотних гідромашин коефіцієнт кавітації близький до значень турбін аналогічної швидкохідності і відповідає графіку рисунок 6.24. Однак при визначенні допустимої висоти всмоктування H_s , від якої залежить і відмітка установки оборотної гідромашини, вирішальне значення мають насосні режими. Для цих умов кавітаційні показники можуть бути оцінені виходячи з таких міркувань.

Запишемо вираз для визначення висоти всмоктування H_s для критичних умов

$$H_S = \frac{P_{атм}}{\rho g} - \Delta h_{кр} - h_{вс} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g},$$

з іншого боку

$$H_S = \frac{P_{атм}}{\rho g} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g} - \sigma_{кр} H.$$

Прирівнюючи праві частини, знаходимо зв'язок між $\Delta h_{кр}$ и $\sigma_{кр}$:

$$\sigma_{кр} = \frac{\Delta h_{кр}}{H} + \frac{h_{вс}}{H} \quad (6.9)$$

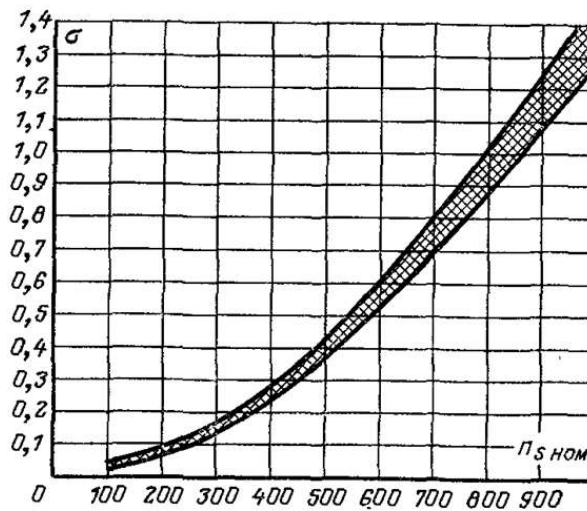


Рисунок 6.24 – Залежність коефіцієнта кавітації турбіни від швидкохідності при повному навантаженні.

Відношення $\Delta h_{кр}/H$ можна виразити через кавітаційний коефіцієнт швидкохідності C :

$$\frac{\Delta h_{кр}}{H} = \frac{10}{C^{4/3}} \frac{(n\sqrt{Q})^{4/3}}{H}$$

Перетворимо, враховуючи вираз для коефіцієнта швидкохідності насоса n_{SH}

$$\frac{\Delta h_{кр}}{H} = \frac{10}{3,65^{4/3}} \left(\frac{n_{SH}}{C} \right)^{4/3} = \frac{n^{4/3}_{SH}}{0,56C^{4/3}} \quad (6.10)$$

Остаточно, відповідно до (6.9), отримуємо вираз для $\sigma_{кр}$:

$$\sigma_{кр} = \frac{n^{4/3}_{SH}}{0,56C^{4/3}} + \Delta\sigma_{вс}, \quad (6.11)$$

в якому

$$\Delta\sigma_{вс} = \frac{h_{вс}}{H}, \quad (6.12)$$

де $h_{вс}$ – втрати у всмоктувальному трубопроводі. Маючи на увазі значення $C = 1000-1100$, отримуємо вираз

$$\sigma_H = \frac{n^{4/3}_{SH}}{5600-6400} + \Delta_{вс}, \quad (6.13)$$

який дозволяє оцінити значення коефіцієнта кавітації в насосному режимі. При визначенні допустимої висоти всмоктування

$$H_s \leq 10 - \frac{\Delta}{900} - \sigma_T H. \quad (6.14)$$

замість σ_T підставляємо розрахунковий коефіцієнт кавітації $\sigma_{нр}$ з введенням коефіцієнта запасу k_σ , рівного 1,1-1,2:

$$\sigma_{H.P.} = k_\sigma \sigma_H. \quad (6.15)$$

Остаточно коефіцієнт кавітації в насосних режимах визначається шляхом кавітаційних випробувань моделей. Значення коефіцієнтів кавітації даються на характеристиках оборотних гідромашин в насосному режимі і в цьому випадку немає необхідності визначати σ_H з виразу (6.13), хіба тільки для оцінки рівня кавітаційних якостей даної гідромашини.

6.4.2. Приведені показники і коефіцієнти оборотних гідромашин

В області гідромашинобудування склалося так, що питаннями дослідження, проектування, виготовлення насосів і турбін займаються різні організації та фахівці, тому застосовуються і різні показники. Очевидно, при розгляді оборотних гідромашин зручно користуватися єдиною системою

показників або встановити зв'язок між ними. Розглянемо основні показники і коефіцієнти.

У турбобудуванні зазвичай користуються приведеними величинами, тобто віднесеними до діаметра D_1 робочого колеса 1 м і напору $H = 1$ м.

Приведена витрата

$$Q'_I = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad (6.16)$$

Приведенні оберти

$$n'_I = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \quad (6.17)$$

Приведена потужність

$$N'_I = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}} \quad (6.18)$$

Приведений момент

$$M'_I = \frac{M}{D_1^2 H} \quad (6.19)$$

При описі насосного режиму використовують зазвичай наступні коефіцієнти:

Коефіцієнт напору

$$\Psi = \frac{gH}{U^2} \quad (6.20)$$

або

$$n'_I = \frac{60}{\sqrt{\Psi}} \quad (6.21)$$

Коефіцієнт абсолютної швидкості

$$K_v = \frac{V}{\sqrt{2gH}} \quad (6.22)$$

Коефіцієнт меридіональної швидкості

$$K_{m1} = \frac{V_{m1}}{2gH} \quad (6.23)$$

після перетворень

$$K_{m1} = \frac{Q_I'}{13,91 f b_1} \quad (6.24)$$

де f – коефіцієнт стиснення площі лопатями робочого колеса;

b_1 – відносна ширина робочого колеса на вході.

Коефіцієнт витрати

$$\Phi = \frac{V_{m1}}{U_1} \quad (6.25)$$

його зв'язок з розглянутими вище коефіцієнтами

$$\Phi = \frac{K_{m1}}{K_U} \quad (6.26)$$

Або

$$Q_I' = \Phi^3 n_I' \quad (6.27)$$

Оскільки для даного типу робочого колеса значення f, b_1 , постійні, то Φ/A є не що інше, як тангенс кута нахилу прямої, що проходить через початок координат в полі $Q_I' - n_I'$.

Крім того, маючи на увазі, що умова збереження режиму роботи гідромашин має вигляд:

$$\frac{Q}{nD^3} = \frac{Q_I'}{n_I'} = const, \quad (6.28)$$

отримаємо, що коефіцієнт Φ' визначає в полі головної універсальної характеристики теоретичну пряму, відповідну режимам роботи турбіни, при яких на виході з робочого колеса відсутня окружна складова швидкості. Крім того, коефіцієнт Φ' визначає кут лопатей β_1 .

Очевидно, оптимум ККД в насосному режимі лежить на лінії, яка визначається значенням Φ' .

Для оцінки якості робочого колеса гідромашини, а також його геометричних співвідношень прийнято користуватися так званим показником – коефіцієнтом швидкохідності. Цей показник вперше був запропонований Р. Камерером в 1915 р. для гідротурбін, а пізніше застосований і для насосів.

Фізичний сенс коефіцієнта швидкохідності – це частота обертання гідромашини, геометрично подібної даній, але має такий діаметр робочого колеса, що при напорі 1 м вона розвиває потужність в 1 к. с. (Турбінний режим).

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N_{л.с.}}{\sqrt{H}}} \quad (6.29)$$

де n – частота обертання (об/хв); N – потужність (к.с.); H – напір (м).

Записуючи потужність для турбінного і насосного режимів і беручи до уваги однакові значення частоти обертання, напору і витрати, отримаємо співвідношення

$$\frac{n_{ST}}{n_{SH}} = \sqrt{\eta_T} \eta_H. \quad (6.30)$$

Але найчастіше прийнято відносити значення n_s до оптимального по ККД режиму, при якому зазвичай $H_H \neq H_T$, $Q_H \neq Q_T$, $n_H \neq n_T$ в зв'язку з чим співвідношення $\frac{n_{ST}}{n_{SH}}$ для різних типів гідромашин буде різним.

Прийнято для турбінного режиму визначати коефіцієнт швидкохідності, якщо потужність брати в кіловатах:

$$n_{ST} = \frac{1,166 n_T \sqrt{N_T}}{H_T^4 \sqrt[4]{H_T}}, \quad (6.31)$$

або
$$n_s = 3,65 n'_I \sqrt{Q'_I} \eta. \quad (6.32)$$

для насосного режиму

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (6.33)$$

Крім коефіцієнта швидкохідності, що має розмірність обертів на хвилину, іноді користуються також безрозмірним коефіцієнтом так званою питомою частотою обертання

$$n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (6.34)$$

Співвідношення між цими коефіцієнтами

$$n_s = 3,65 n_q \quad (6.35)$$

Слід зазначити, що в багатоступеневих гідромашинах приймають напір на одну ступень, а в разі двостороннього входу потрібно брати витрату на один вхід.

6.4.3. Визначення параметрів оборотних гідромашин за узагальненими показниками

При підборі обладнання ГАЕС, як правило, виходять з насосного режиму і задаються наступними показниками: розрахунковими напором і витратою. За цими даними з урахуванням узагальнених показників можна визначити параметри гідромашини, у першому наближенні, для насосного режиму. Розглянемо приклад розрахунку за узагальненими показниками для насосного режиму.

Приклад 1. Визначити параметри оборотної гідромашини для насосного режиму при наступних умовах: розрахунковий напір $H_p = 100$ м, розрахункова витрата $Q_p = 170$ м³/с.

Рішення. Для даних умов можливий ряд варіантів з різною частотою обертання n , що відрізняються діаметром D_1 і висотою всмоктування H_s . Обчислення зводимо в таблицю 6.5:

Таблиця 6.5 – Визначення параметрів насосного режиму

Прийнята частота обертання n , об/хв	125	150	166,6	167,5
По (6.33) $n_{SH} = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	187	225	249	282
K_H по (6.3)	0,83	0,765	0,73	0,68
n_{IH} по (6.4)	93	96,8	98,5	102,5
По (6.17) $D_1 = \frac{n'_{IH}\sqrt{H}}{n}$	7,45	6,45	5,9	5,45
σ_H по (6.13) $\Delta\sigma = 0,005$	0,183	0,230	0,263	0,310
По (6.14) $\sigma_{H.P.} = \kappa_{\sigma}\sigma_H \dots n_{ри} \dots K_{\sigma} = 1,1$	0,201	0,253	0,29	0,341
H_s по (6–15) для $Z_{HB} = 200$ м	-10,5	-15,5	-19,2	-24,3

Отримані результати показують, що з ростом частоти обертання і швидкохідності зменшується діаметр робочого колеса, а, отже, і загальні розміри і маса оборотної гідромашини. Однак при цьому швидко зростає потрібне заглиблення. Оптимальне рішення виявляється в результаті техніко-економічного аналізу.

Для розрахунку турбінного режиму зазвичай задаються наступні показники: напори – розрахунковий турбінного режиму $H_{Т.р.}$, максимальний і мінімальний насосного режиму $H_{Н.макс}$, $H_{Н.мін}$, потужність агрегата в турбінному режимі $N_{а.т.}$, позначки $НБ$. За цими даними можна визначити за узагальненими показниками параметри оборотної гідромашини. Розрахунки проводимо в наступному порядку.

1. По $H_{T.P}$ знаходимо розрахункову витрату в турбінному режимі:

$$Q_{T..P} = \frac{N_{a.T}}{9,81 H_{T..P} \eta} \quad (6.36)$$

де $\eta = \eta_T \cdot \eta_{\Gamma}$ і $\eta_T = 0,9-0,92$; $\eta_{\Gamma} = 0,97-0,98$.

2. По (6.6) відповідно до $H_{T.P}$ знаходимо коефіцієнт швидкохідності n_{sT} і по (6.8) n_{sH} .

3. Визначаємо розрахункове значення приведеної частоти обертання в насосному режимі n'_{IH} по (6.4) причому коефіцієнт k_H обчислюємо по (6.3) по знайденому n_{sH} .

4. Знаючи n_{sT} і вважаючи, що $n'_{IT} = n'_{IH}$ (приймаємо що частота обертання турбінного і насосного режимів однакова, різницю напорів не враховуємо), знаходимо по (6.26) приведену витрату турбінного режиму Q'_{IT} :

$$Q'_I = \left(\frac{n_{sT}}{3,65 n'_{IT}} \right)^2 \frac{1}{\eta_T}. \quad (6.37)$$

5. З (30), знаючи Q_{TP} і Q'_{IT} по (6.16) знаходимо діаметр робочого колеса D_1 .

6. Визначаємо частоту обертання гідромашини за допомогою (6.17) і приймаємо найближче значення, відповідне синхронній частоті обертання.

7. По n_{sH} і n'_{IH} знаходимо приведену витрату насосного режиму Q'_{IH} і фактичну подачу $Q'_{H.Ф.}$:

$$Q'_I = \left(\frac{n_{sH}}{3,65 n'_{IT}} \right)^2. \quad (6.38)$$

$$Q_{H.cp} = Q'_{IH} D_1^2 \sqrt{H_{H.cp}}, \quad (6.39)$$

де $H_{H.cp} = 0,5(H_{H.макс} + H_{H.мин})$.

8. Перевіряємо, чи перекриває оборотна гідромашина необхідний діапазон напорів ΔH_H в насосному режимі $H_{H.\text{макс}} - H_{H.\text{мин}}$. Допустиме значення відношення $\Delta H_H / H_{H.\text{ср}}$ залежить від типу гідромашини, $n_{\text{ш}}$ визначеного для середнього напору $H_{H.\text{ср}} = 0,5(H_{H.\text{макс}} + H_{H.\text{мин}})$. Приблизно ця залежність для радіально-осьових гідромашин визначається формулою

$$\Delta H_H / H_{H.\text{ср}} \leq 0,07 n_{\text{ш}}^{0,25} \quad (6.40)$$

Якщо необхідний діапазон більше, то слід застосовувати гідромашину іншого типу.

9. Визначаємо допустиму висоту всмоктування H_s . Для насосного режиму наближено знаходимо значення втрат у всмоктувальній трубі для $Q_{H.\text{ср}}$ і обчислюємо $\Delta \sigma_{\text{вс}}$ по (6.12), а потім по (6.13) і значенню σ_H . Розрахунковий коефіцієнт кавітації $\sigma_{H.\text{р}}$ обчислюємо по (6.15); H_s обчислюємо відповідно (6.14) за формулою

$$H_s = 10 - \frac{\Delta}{900} - \sigma_{H.\text{р}} H_{H.\text{ср}}. \quad (6.41)$$

Наведений вище алгоритм розрахунку дозволяє проаналізувати вплив зміни коефіцієнта швидкохідності $n_{\text{сТ}}$ на параметри гідромашини по (6.16) або (6.17).

Слід мати на увазі, що найбільш точні дані виходять при розрахунку параметрів оборотних гідромашин по їх експериментальних характеристиках. Однак для попередніх розрахунків, коли немає дослідних характеристик, дані отримані за узагальненими показниками, також як і наявні аналоги, можуть бути дуже корисними.

Приклад 2. Визначити параметри оборотної гідромашини для наступних умов:

- напори: розрахунковий турбінний $H_{\text{Т.р}} = 100$ м;
- напори насосні $H_{H.\text{макс}} = 116$ м, $H_{H.\text{мин}} = 94$ м;

- потужність агрегата в турбінному режимі $N_{a.T.} = 200 \text{ МВт}$;
- відмітка НБ +200 м.

Рішення.

1. Витрата в турбінному режимі за формулою (6.36)

$$Q_{T.P.} = \frac{200000}{9,81 \cdot 100 \cdot 0,92 \cdot 0,98} = 226,1 \text{ м}^3 / \text{с}$$

2. Коефіцієнт швидкохідності за формулою (6.16)

$$n_{ST} = \frac{1550}{100^{0,4}} = 245,4 \text{ об / мин}$$

по (6.18) $n_{SH} = 0,9 \cdot 245,6 = 221 \text{ об / мин}$

3. Коефіцієнт приведеної частоти обертання за формулою (6.3)

$$k_H = 1,2 \cdot e^{-221/500} = 0,8$$

за формулою (6.4) знаходимо приведену частоту в насосному режимі

$$n'_{IH} = 84,8 \sqrt{0,8} = 94,7 \text{ об / хв.}$$

4. Приведена витрата в турбінному режимі за формулою (6.38)

$$Q'_{IT} = \left(\frac{245,6}{3,65 \cdot 94,7} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,92} = 0,549 \text{ м}^3 / \text{с}$$

5. Діаметр робочого колеса за формулою:

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_P}{Q'_{IP} \sqrt{H_P}}},$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{226,1}{0,549 \cdot \sqrt{100}}} = 6,4 \text{ м.}$$

6. Частота обертання за формулою:

$$n = \frac{n'_{IP} \sqrt{H_P}}{D_1},$$

$$n = \frac{94,7 * \sqrt{100}}{6,4} = 148,0 \text{ об/мин}.$$

Приймаємо найближчу синхронну – за відповідними формулами

$$\begin{aligned} \text{для } 50 \text{ Гц } n_c &= \frac{6000}{p} \\ \text{для } 60 \text{ Гц } n_c &= \frac{7200}{p}, \end{aligned}$$

де p число пар полюсів гідрогенератора, $n = 150$ об/хв ($p = 40$).

7. Витрата в насосному режимі відповідно за (6.38) та (6.39)

$$Q_{\text{н}} = \left(\frac{221,1}{3,65 * 94,7} \right)^2 = 0,409 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Середній напір $H_{\text{н.ср}} = 0,5(116 + 94) = 105 \text{ м}.$

$$Q_{\text{н.ср}} = 0,409 * 6,4^2 * \sqrt{105} = 171,7 \text{ м}^3/\text{с}$$

8. Перевірка необхідного діапазону напорів в насосному режимі за формулою (6.40)

$$\frac{\Delta H_{\text{н}}}{H_{\text{н.ср}}} \leq 0,07 * 221^{0,25} = 0,269.$$

Різниця напорів $\Delta H_{\text{н}} = 116 - 94 = 22 \text{ м}.$

Фактичне значення відношення

$$\frac{\Delta H_{\text{н}}}{H_{\text{н.ср}}} = \frac{22,0}{105,0} = 0,209 < 0,269.$$

Необхідний діапазон напорів забезпечується.

9. Висота всмоктування $H_{\text{в}}.$ Для витрати $171,7 \text{ м}^3/\text{с}$ приймаємо втрати у всмоктувальній трубі $0,7 \text{ м}:$

за (6.12) $\Delta \sigma_{\text{вс}} = \frac{0,7}{105} = 0,007;$

$$\sigma_n = \frac{(221,1)^{4/3}}{6400} + 0,007 = 0,216;$$

за (6.13)

$$\sigma_{n.p} = 0,216 * 1,1 = 0,238;$$

за (6-15) для $k_\sigma = 1,1$

$$H_S = 10 - \frac{200}{900} - 0,238 * 105 = 10 - 0,22 - 24,99 = -15,21 м$$

за (6-14)

Якщо необхідно було б збільшити висоту всмоктування (підвищити позначку установки гідромашини), то необхідно зменшити коефіцієнт швидкохідності, ніж це виходить за формулами 6.6, та 6.7.

6.4.4. Кругова характеристика лопатевої оборотної гідромашини

Оборотні гідромашини працюють в широкому діапазоні режимів що включають два основних: насосний і турбінний. Слід зазначити, що і звичайні насоси можуть працювати в широкому діапазоні режимів і потрапляти в турбінний режим, якщо при роботі відключиться від мережі електродвигун і під дією напору насос змінить напрям обертання. Таким чином, вивчення роботи гідромашин в широкій області режимів являє важливу для практики задачу.

Найбільш повне уявлення про можливі режими роботи гідромашини дає схема кругової характеристики, що показана на рисунку 6.25. Вона побудована в координатах n (частота обертання) і Q (витрата радіально-осьової машини даного діаметра при постійному відкритті напрямного апарата). При цьому умова подібності режимів представляється співвідношенням $\frac{Q}{n} = const$ і, отже, кожен промінь, що проходить через початок координат, характеризує свій режим (наприклад, на кожному промені зберігається ККД).

На характеристиці показані зміна ККД η і напору H у всіх чотирьох квадрантах (I-IV). Розглянемо наступні групи режимів:

- турбінний прямий (I квадрант) – ділянка $p-b$, точка a – оптимальний турбінний;
- насосний прямий (III квадрант) – ділянка $k-m$. Точка l – оптимальний насосний;
- зворотний насосний (II квадрант) – ділянка $d-e$ (працює як насос, але зі зворотним обертанням робочого колеса);
- зворотний турбінний (IV квадрант) – ділянка $g-h$. Між цими чотирма «робочими» режимами знаходяться чотири гальмівні режими (енергія витрачається, а корисної роботи немає).

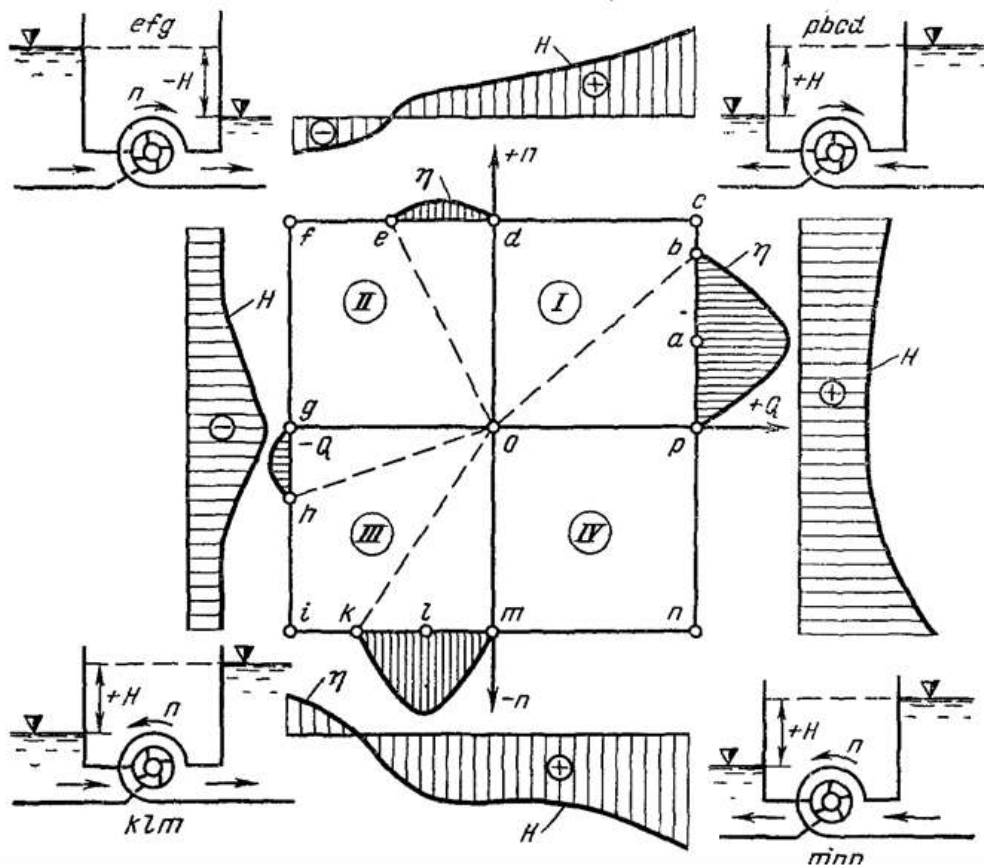


Рисунок 6.25 – Схема кругової характеристики радіально-осьової гідромашини

6.4.5. Універсальні характеристики лопатевої оборотної гідромашини

Найбільш широке застосування в ГАЕС в даний час отримали радіально-осьові оборотні гідромашини. Є деяке число ГАЕС і з діагональними

поворотно-лопатеви́ми оборотними гідромашинами. Можуть використовуватися і осьові оборотні гідромашини. Як характерний показник типу оборотної гідромашини можна прийняти його коефіцієнт швидкохідності $n_{ст}$, що визначається в турбінному режимі по (6.6) або (6.7) для номінальної потужності і розрахункового напору. На рисунку (6.26) показане поле $H-n_{ст}$ на якому нанесені точки, відповідні оборотним машинам ряду сучасних ГАЕС. З наведених даних випливає, що радіально-осьові оборотні гідромашини застосовуються в діапазоні напорів 80-600 м, діагональні поворотно-лопатеві гідромашини використовуються при напорах менше: 100-120 м.

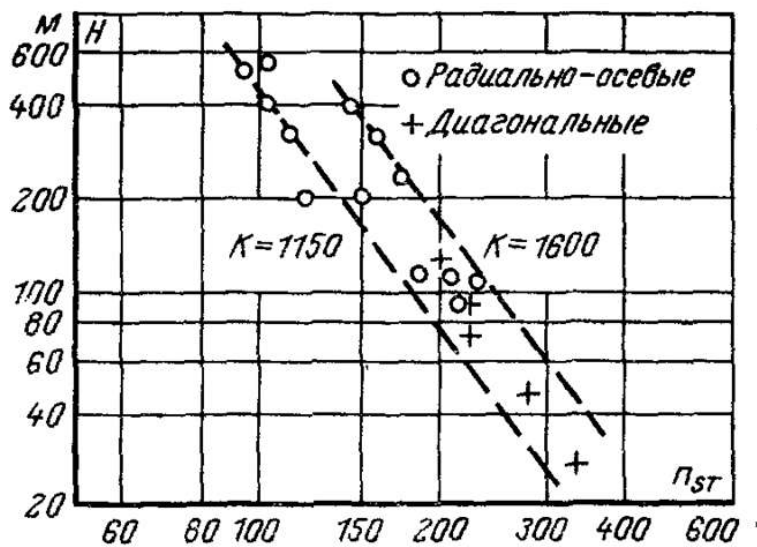


Рисунок 6.26 – Залежність $H = f(n_{ст})$ для оборотних гідромашин.

В даний час осьові гідромашини, за винятком приливних електростанцій ПЕС, в оборотних режимах практично не використовуються. Проте надалі така перспектива є у зв'язку з можливістю переобладнання деяких низьконапірних ГЕС, ГЕС-ГАЕС з метою підвищення їх ролі в покритті піку графіка навантаження енергосистеми, а також у зв'язку з будівництвом великих енергосистем з потужними агрегатами, які можуть використовуватися не тільки як споживачі, але і з метою вирівнювання графіка навантаження енергосистеми як споживачі-регулятори.

При напорі вище 500-600 м в сучасних ГАЕС застосовують тримашинні агрегати з ковшовими турбінами (активними) і багатоступеневими насосами. Однак процес просування оборотних гідромашин в область більш високих напорів безперервно триває. При цьому можливі різні шляхи. Один – підвищення напору радіально-осьової оборотної гідромашини. З формули (6.2) випливає, що зі збільшенням напору повинна зростати і окружна швидкість колеса. Наприклад, щоб отримати $H_n = 1000$ м окружна швидкість повинна складати 135-150 м/с. Зі збільшенням U_1 швидко зростають напруження в робочому колесі, підвищується відносна швидкість течії, що сприяє виникненню динамічної дії і кавітації. Інший шлях підвищення напору оборотних гідромашин – це застосування багатоступеневих гідромашин. У цьому напрямі зараз також ведуться інтенсивні роботи (рисунки 6.26). Універсальні характеристики оборотних гідромашин розглянемо на прикладі радіально-осьової гідромашини з $n_{\text{СТ}} = 250$ об/хв, призначеної для напорів приблизно до 110 м (рисунки 6.27). Характеристика дана у приведених параметрах n'_I і Q'_I для всіх чотирьох квадрантів, причому нанесені лінії відкриття напрямних лопаток (вказані для моделі діаметром $D_1 = 362$ мм), лінії приведених моментів на валу M'_I , а також деякі лінії ККД. Маючи зв'язок між потужністю N , кВт, частотою обертання n , об/хв та моментом на валу M , кН-м:

$$N = \frac{Mn}{9,55},$$

і використовуючи формули потужності, можна визначити співвідношення між приведеними параметрами.

Для турбінного режиму

$$N'_I = 9,81Q'_I\eta_T; M'_I = \frac{9,55N'_I}{n'_I} = \frac{9,55 \cdot 9,81Q'_I\eta_T}{n'_I}$$

$$M_I' = 93,7 * \frac{Q_I'}{n_I'} * \eta_z$$

звідки (6.42)

Для насосного режиму

$$N_I' = \frac{9,81 Q_I'}{\eta_n}; M_I' = \frac{9,55 N_I'}{n_I'} = \frac{9,55 * 9,81 * Q_I'}{n_I' * \eta_n},$$

$$M_I' = 93,7 * \frac{Q_I'}{n_I' * \eta_n}$$

Звідки (6.43)

Формули (6.42) і (6.43) дозволяють за координатами режимної точки Q_I' і n_I' знайти зв'язок між M_I' і η .

На характеристиці ізолінії η показані для вузької зони «робочих» турбінних режимів.

Для насосних режимів не представлені ізолінії η через густе розташування ліній відкриття α_0 . Тому тут зміна η дана у вигляді окремого графіка $\eta = f(Q_I')$, що відповідає оптимальним відкриттям напрямного апарата.

Координати оптимального турбінного режиму близькі до $n_{\text{іопт}}' = 85 \text{ об/хв}$ і $Q_I' = 560 \text{ л/с}$. Тут витрата Q_I' в основному залежить від відкриття напрямного апарата і приблизно пропорційна α_0 .

Однак зі зростанням $n_I' > n_{\text{іопт}}'$ лінія α_0 скривляється і Q_I' різко зменшується. Це важлива особливість радіально-осьових оборотних гідромашин. Одночасно знижується M_I' . Лінія $M_I' = 0$ характеризує розгінний режим ($\eta = 0$). Вище при $n_I' > n_{\text{ірозг}}'$ там, де $M_I' < 0$, знаходяться гальмівні (перший квадрант) і зворотні насосні (другий квадрант) режими.

Зі зменшенням $n_I' < n_{\text{іопт}}'$ в області турбінних режимів приведена витрата змінюється незначно, аж до $n_I' = 0$. Далі при зміні напрямку $n_I' < 0$ – насосного напрямку обертання знак витрати Q_I' зберігається. Тут в третьому квадранті знаходяться гальмівні режими, або так звані режими протитечії (колесо обертається в насосному напрямі, а витрата йде в турбінному, тобто з верхнього б'єфу в нижній).

При підході до $n'_1 = -80-85$ об/хв лінії всіх відкриттів α_0 сходяться, витрата швидко зменшується і дорівнює нулю $Q'_1 = 0$. При подальшому збільшенні n'_1 в тому ж напрямі гідромашина переходить в насосний режим (прямий, нормальний). Тут також є свої особливості. Лінії відкриття $\alpha_0 = 28 - 16$ мм проходять дуже близько і лише починаючи з $\alpha_0 = 12$ мм, тобто менше 45% повного відкриття, починає помітно знижуватися Q'_1 . Таким чином в насосних режимах відкриття напрямного апарата мало впливає на подачу (витрату) і потужність радіально-осьової оборотної гідромашини. У насосному режимі максимум ККД відповідає $Q'_1 = 520$ л/с і $n'_1 = 97$ об/хв.

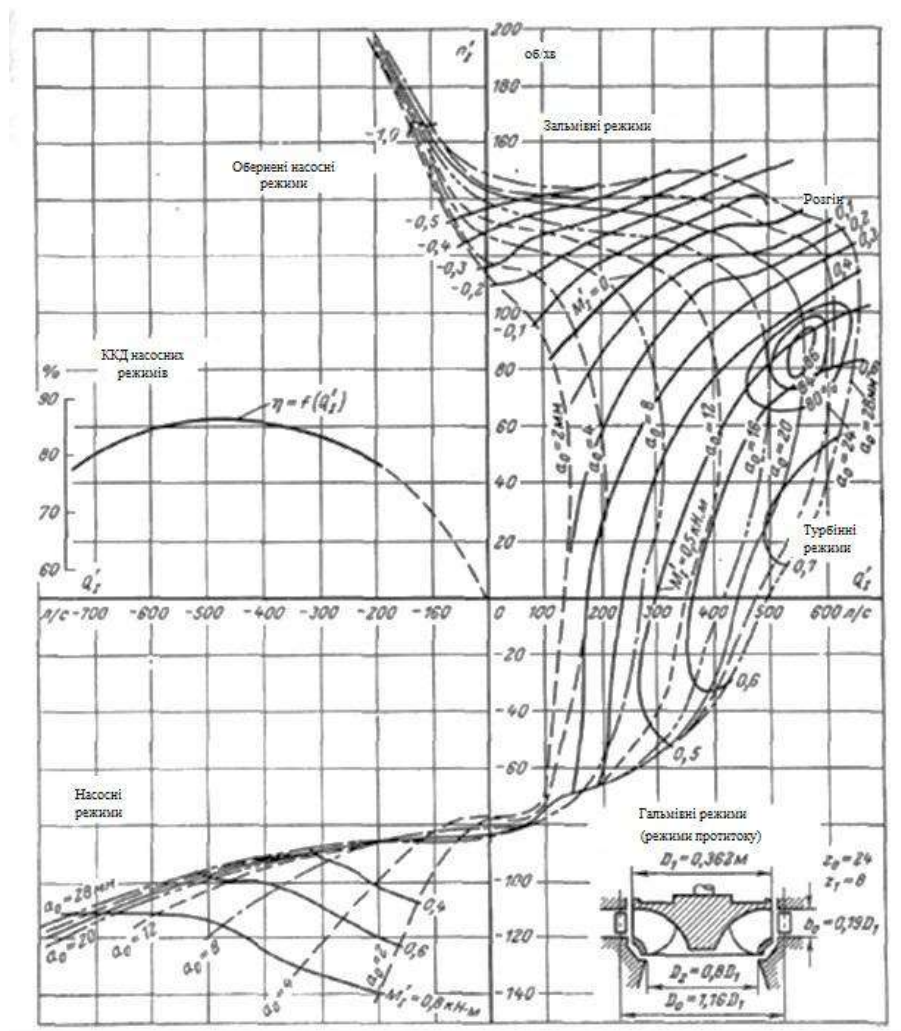


Рисунок 6.27 – Універсальна приведена характеристика оборотної РО гідромашини

З метою більшої наочності на рисунку 6.28 побудовані криві тільки для одного відкриття $\alpha_0 = const$. Тут на загальній осі ординат n'_1 представ-

лені залежності $Q_I' = f(n_I')$ і $M_I' = f(n_I')$. Необхідно виділити деякі особливі точки. Це $n_{\text{іопт}}$ – оптимальна приведена частота турбінного режиму, $n_{\text{ірозг}}$ – розгінна частота обертання.

$$K_{\text{розг}} = \frac{n_{\text{ірозг}}^{\epsilon}}{n_{\text{іопт}}}. \quad (6.44)$$

Це відношення, що дає коефіцієнт розгону, є важливим показником. Для радіально-осьової оборотної гідромашини $k_{\text{розг}}$ залежить від швидкохідності і для $n_{\text{СТ}} = 140\text{-}250 \text{ об/хв}$ $k_{\text{розг}} = 1,5\text{-}17$, тобто значно менше, ніж у турбін відповідної швидкохідності.

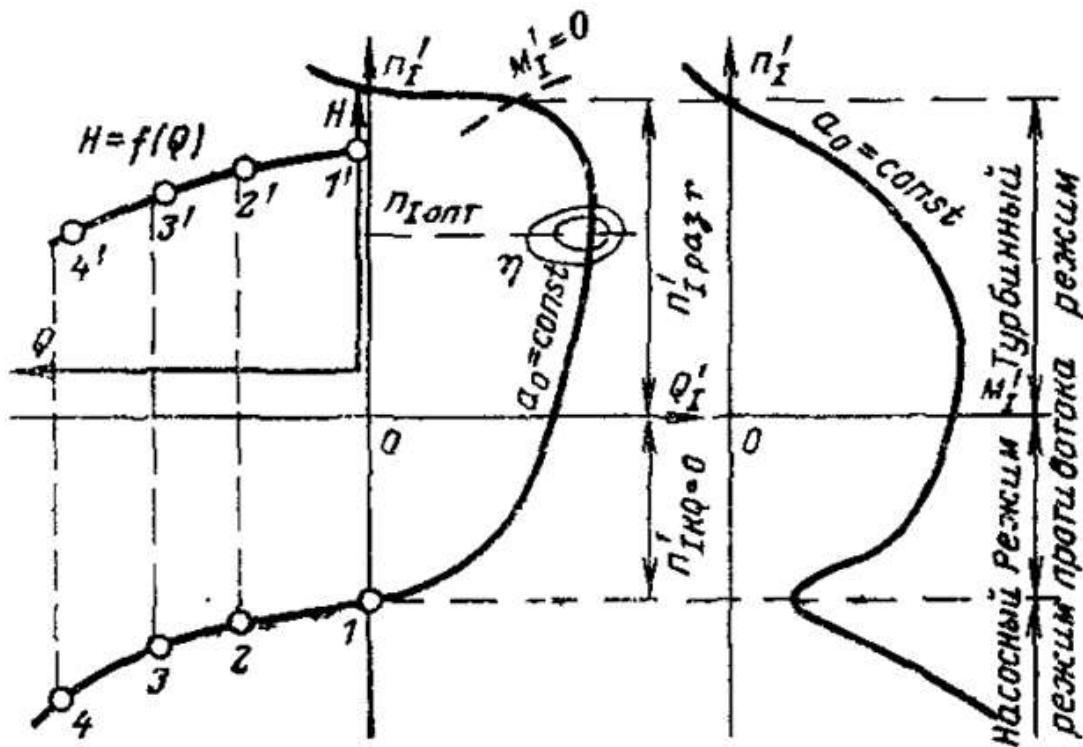


Рисунок 6.28 – Витратна, моментна і напірна характеристики оборотної радіально-осьової гідромашини

В області турбінного режиму зі зменшенням n_I' від $n_{\text{ірозг}}$ приведений момент M_I' безперервно підвищується і лише при відносно малих значеннях n_I' починає зменшуватися. З переходом в режими протитечії M_I' до-

силь швидко убуває, досягаючи свого мінімуму в точці $n'_{\text{ін } Q=0}$, тобто там, де лінія α_0 пересікає вертикаль $Q'_I = 0$.

Підбір оборотних гідромашин і визначення фактичних значень подачі, ККД, потужності в насосному режимі виконувати по даній характеристиці незручно. Для цього потрібно побудувати експлуатаційну витратну характеристику для прийнятих значень частоти обертання n і діаметра D_1 . Перерахунок від приведених параметрів проводиться за допомогою формул подібності. В результаті отримуємо:

$$H = \left(\frac{nD_1}{n'_I} \right)^2 \text{ та } Q = Q'_I D_1^2 \sqrt{H} = Q'_I D_1 \frac{nD_1}{n'_I}. \quad (6.45)$$

$$\text{Звідки} \quad Q = \frac{Q'_I}{n'_I} n D_1^3. \quad (6.46)$$

На рисунку 6.28 показана перебудована напірна-витратна характеристика, причому масштаб осі Q пов'язаний з Q'_I коефіцієнтом nD^3 . Для наочності дані точки 1-4 на лінії α_0 в області насосних режимів і відповідні точки 1', 2'-4' на лінії Q - H . Зсув цих точок, щодо вихідних спричиняється впливом підвищення n'_I в (6.46).

Зупинимось на деяких особливостях підбору оборотних гідромашин. Як видно з характеристики на рисунку 6.27, в зоні насосних режимів лінії α_0 йдуть з малим нахилом і це вказує на те, що зміна n'_I різко позначається на величині приведеної подачі Q'_I . Отже, при будь-яких умовах необхідно забезпечити, щоб n'_I були не нижче необхідних для насосного режиму, наприклад для даної характеристики 92-100 об/хв. Враховуючи що

$$n'_I = \frac{n_H D_1}{\sqrt{H_H}},$$

а в турбінному режимі

$$n'_{IT} = \frac{n_T D_1}{\sqrt{H_T}}$$

де n_T і n_H – частоти обертання; H_T і H_H – напори в турбінному і насосному режимах, знаходимо

$$n'_{IT} = n'_{IH} \frac{n_t}{n_H} \sqrt{\frac{H_H}{H_T}}. \quad (6-47)$$

При однаковій частоті обертання $n_T = n_H$, якщо прийняти $H_H/H_T = 1,06$, для даної характеристики отримаємо діапазон n'_{IT} , рівний 95-103 об/хв. Як видно, він лежить значно вище оптимуму для турбінного режиму, що призводить до зниження ККД. Це є однією з особливостей характеристик радіально-осьових гідромашин.

Збіг оптимумів по ККД в насосному та турбінному режимах, як видно з (6.47), можливий тільки при застосуванні двигунів-генераторів з різною частотою обертання $n_T < n_H$. Такі двошвидкісні двигун-генератори встановлені на деяких ГАЕС. Але оскільки вони мають великі розміри, більш високу вартість і гірші енергетичні показники, вони застосовуються рідко.

Зазвичай частота обертання в обох режимах однакова $n_T = n_H$, а оптимальні умови роботи прагнуть забезпечити розробкою відповідної форми проточного тракту оборотної гідромашини. В даний час опрацьовуються конструкції асинхронізованих гідрогенераторів, що дозволяють оборотній гідромашині радіально-осьового типу в турбінному режимі, працювати в оптимумі характеристики за рахунок зниження частоти обертання.

6.5. Номенклатура радіально-осьових оборотних гідромашин

Область застосування радіально-осьових оборотних гідромашин по максимальному напору від 115 м до 500 м розбита на сім діапазонів. Типи і основні параметри оборотних гідромашин для цих діапазонів наведені в таблиці 6.6.

Для оборотних гідромашин застосовується той же принцип маркування, що і для гідротурбін. Відмінність полягає в тому, що до буквеного позначення типу робочого колеса, прийнятому для турбін, додаються літери РОНТ.

Наприклад позначення радіально-осьової насос-турбіни з робочим колесом, що застосовується при найбільшому напорі $H = 115$ м, вертикального виконання, з номінальним діаметром робочого колеса $D_1 = 650$ см наступне: насос-турбіна *РОНТ115-В-650*.

Коефіцієнт корисної дії і втрати потужності насос-турбіни. Потужність потоку, κBt , визначається однаково для турбінного і насосного режимів:

$$N_n = \rho g Q H$$

Для турбінного режиму приймається витрата води, підведеної до гідромашини, а в насосному режимі – витрата, що виходить з гідромашини (подача).

Турбінний режим. Втрати потужності і ККД насос-турбін в турбінному режимі визначаються так само, як і для звичайних гідротурбін. Корисна потужність, що розвивається на валу насос-турбіни в турбінному режимі.

$$N_T = \eta_T N_n \quad (6.48)$$

де η_T – повний ККД насос-турбіни в турбінному режимі.

Таблиця 6.6 – Основні параметри радіально-осьових насос-турбін

ПАРАМЕТР	Тип робочого колеса						
	РОНТ115	РОНТ140	РОНТ170	РОНТ230	РОНТ310	РОНТ400	РОНТ500
Зони викорис- тання робочих коліс по напо- ру $H, м$	80-115	100-140	130-170	160-230	220-310	290-400	380-500
Коефіцієнт швидкохіднос- ті в насосному режимі при ма- ксимальному ККД η_{SH}	220-185	205-170	175-155	160-140	140-120	125-110	115-100
Відносний ді- аметр робочого колеса D_2/D_1	0,82-0,72	0,8-0,7	0,73-0,65	0,68-0,6	0,62-0,55	0,6-0,52	0,55-0,5
Відносна висо- та напрямного апарата b_0/D_1	0,16	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07
Приведена час- тота обертів в насосному ре- жимі при мак- симальному ККД $n'_{\text{Иопт}},$ <i>об/хв</i>	95-90	94-89	93-88	92-87	91-85	90-84	89-82
Приведена вит- рата в насос- ному режимі при максима- льному ККД $Q'_{\text{И.опт}}, м^3/с$	0,44-0,32	0,38-0,28	0,28-0,24	0,25-0,19	0,2-0,16	0,16-0,13	0,13-0,11
Максимальний коефіцієнт ка- вітації в насос- ному режимі σ_H	0,27-0,23	0,26-0,21	0,21-0,19	0,19-0,16	0,17-0,14	0,14-0,12	0,13-0,11

Втрати потужності, рівні $\Delta N_T = (1 - \eta_T) N_{\pi}$, поділяються на три основних види – об’ємні, гідравлічні і механічні. Відповідно до цього повний ККД може бути представлений як добуток об’ємного, гідравлічного і механічного ККД:

$$\eta_T = \eta_{Tq} \eta_{Tg} \eta_{Tm} \quad (6.49)$$

Насосний режим. Потужність, що підводиться до валу насос-турбіни в насосному режимі, дорівнює:

$$N_H = \frac{N_{\pi}}{\eta_H} \quad (6.50)$$

де η_H – повний ККД насос-турбіни в насосному режимі.

Втрати потужності в насосному режимі, рівні $\Delta N_H = (1 - \eta_H) N_{\pi}$ і також поділяються на три види – механічні, гідравлічні і об’ємні.

Повний ККД гідромашини в насосному режимі може бути представлений добутком механічного, гідравлічного і об’ємного ККД:

$$\eta_H = \eta_{Hm} \eta_{Hg} \eta_{Hq}.$$

При модельних випробуваннях визначають повний ККД. Для усунення дії втрат на тертя в підшипниках і підп’ятнику модельної гідромашини потужність, що витрачається на них, автоматично включається в корисну потужність, і механічний ККД моделі враховує тільки гідравлічне тертя в зазорі між зовнішніми поверхнями робочого колеса і нерухомими частинами.

Долю різного виду втрат в загальних втратах потужності в модельній насос-турбіні можна експериментально визначити окремо для турбінного і насосного режимів. На рисунку 6.29 наведений приклад поділу втрат потужності для модельної насос-турбіни з швидкохідністю $n_{\text{ш}} = 200$.

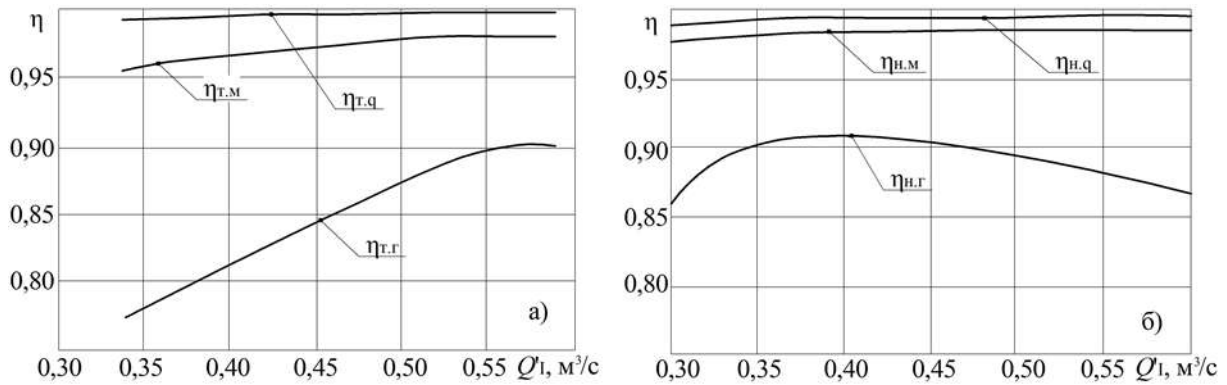


Рисунок 6.29 – Гідравлічний, механічний і об'ємний ККД модельної насос-турбіни: а – в турбінному режимі при $n'_1 = 97,2$ об/хв; б – в насосному режимі при $n = 600$ об/хв; $a_0 = 28$ мм

Об'ємні втрати в даному випадку невеликі і становлять 0,6-0,8% потужності поблизу оптимумів турбінного і насосного режимів. Механічні втрати, що включають тільки втрати на гідравлічне тертя в зазорах між колесом і нерухомими частинами насос-турбіни, досягають 1,5-2%. Гідравлічні втрати складають 7-10% для оптимальних режимів.

Доля різних видів втрат залежить від швидкохідності насос-турбіни. Залежність відносного ККД від швидкохідності згідно з літературними даними має максимум при значенні $n_{ш} = 150-180$ (рисунок 6.30). У цьому діапазоні швидкохідності сумарні втрати потужності мінімальні. Зменшення швидкохідності супроводжується зростанням долі об'ємних і механічних втрат, що призводить до різкого падіння повного ККД при $n_{ш} < 120$. Підвищення коефіцієнта швидкохідності понад $n_{ш} > 180$ супроводжується невеликим збільшенням гідравлічних втрат і плавним зниженням повного ККД насос-турбіни.

При верхній – на даний час – межі швидкохідності $n_{ш} = 300$ зниження ККД в порівнянні з варіантами оптимальної швидкохідності становить менше 1% і не є великою перешкодою для підвищення швидкохідності насос-турбін для напору нижче 100-120 м.

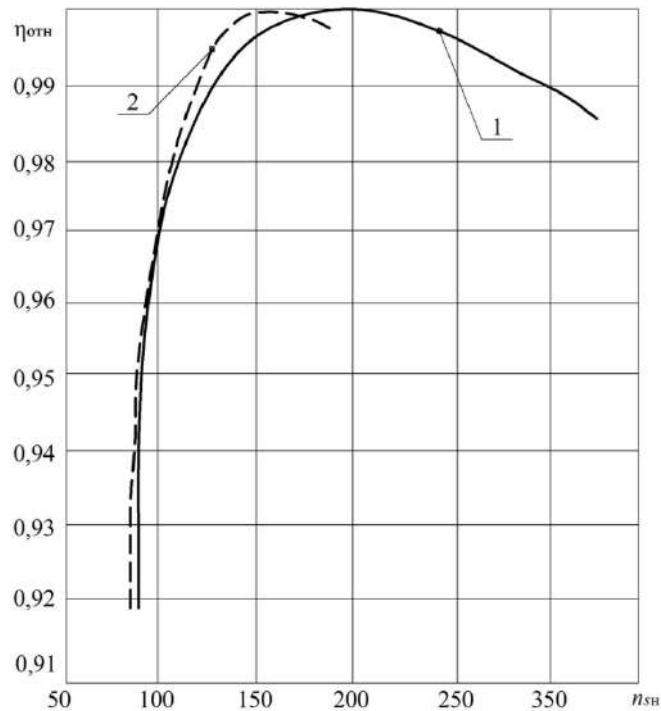


Рисунок 6.30 – Залежність відносного ККД від коефіцієнта швидкохідності за даними японських вчених: 1 – для двоступеневих насос-турбін; 2 – для одноступеневих

Різке зниження ККД при зменшенні швидкохідності нижче $n_{шн} = 130 - 140$ ставить задачу максимально можливого підвищення швидкохідності високонапірних насос-турбін. Мінімально допустимим коефіцієнтом швидкохідності одноступеневої насос-турбіни можна вважати $n_{шн} = 90 - 110$, при якій зниження ККД досягає 3%. Однак для підвищення ефективності високонапірних насос-турбін прагнуть обмежити нижню межу швидкохідності значенням $n_{шн} = 100 - 120$, при якому можливо отримати ККД, зменшений не більше ніж на 1,5% в порівнянні з варіантами оптимальної швидкохідності. При створенні насос-турбін з швидкохідністю $n_{шн} = 120$ на напір понад 500 м виникають складні проблеми забезпечення хороших кавітаційних якостей, міцності і надійності конструкції.

Коефіцієнт корисної дії насос-турбін в оптимальних точках турбінного і насосного режимів приблизно однаковий і на 2-3% нижче, ніж для звичайних реактивних гідротурбін такої же швидкохідності, Це викликано,

перш за все, вищою відносною швидкістю в проточній частині насос-турбін в порівнянні з турбінами. Приведена частота обертання n'_1 насос-турбін вище, а приведена витрата Q_1' значно нижче, ніж в турбінах. Внаслідок цього гідравлічні, механічні та об'ємні втрати в насос-турбінах більше, ніж в реактивних турбінах такої ж швидкохідності.

6.5.1. Головні універсальні характеристики моделей радіально-осьових насос-турбін

При виборі типу, розміру, частоти обертання і висоти відсмоктування насос-турбіни ГАЕС на задані умови і для оцінки роботи в турбінному і насосних режимах використовуються турбінна і насосна головні універсальні характеристики.

Головна насосна універсальна характеристика зображується аналогічно турбінній у вигляді залежностей η , n'_1 і σ від Q_1' для ряду постійних значень відкриттів a_0 . Крім того, залежність $\sigma(Q_1')$ найчастіше наводиться не для всіх значень відкриттів a_0 , а тільки для точок на лінії, що огинає криві $\eta(Q_1')$, оскільки кавітаційні якості насос-турбіни в насосному режимі практично не залежать від відкриття напрямного апарата, а визначаються умовами входу потоку в робоче колесо.

До головної універсальної характеристики насос-турбіни додаються ескізи проточної частини із зазначенням основних параметрів випробуваної моделі (числа лопатей робочого колеса, числа лопаток напрямного апарата, висоти і діаметра напрямного апарата, типу і розмірів спіральної камери і відсмоктувальної труби), а також вказуються умови випробувань, зокрема, напір, висота відсмоктування і температура води. Вони даються для пояснення умов випробувань і служать невід'ємною частиною головної універсальної характеристики. При відсутності достатнього досвіду та урахування впливу відхилень в проточній частині на роботу насос-турбіни в насосному режимі використання головної універсальної характеристики

для вибору обладнання має передбачати дотримання повної подібності натурної та модельної насос-турбін. На рисунку 6.31 та 6.32 наведені основні універсальні характеристики насос-турбіни РОНТ115.

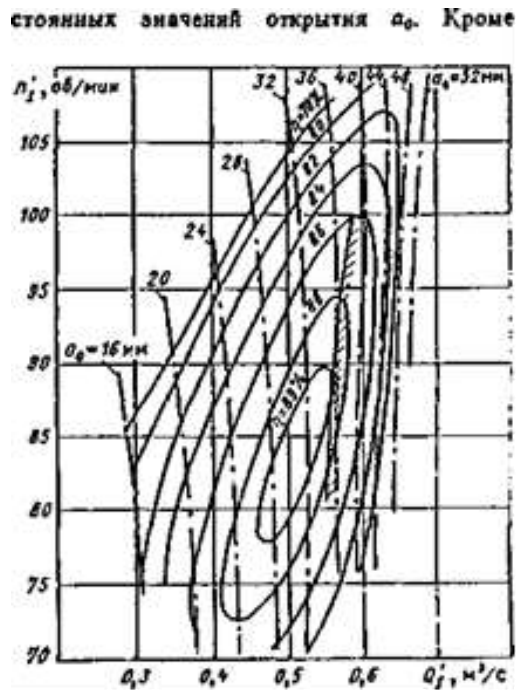


Рисунок 6.31 – Головна універсальна характеристика насос-турбіни з робочим колесом РОНТ115 в турбінному режимі

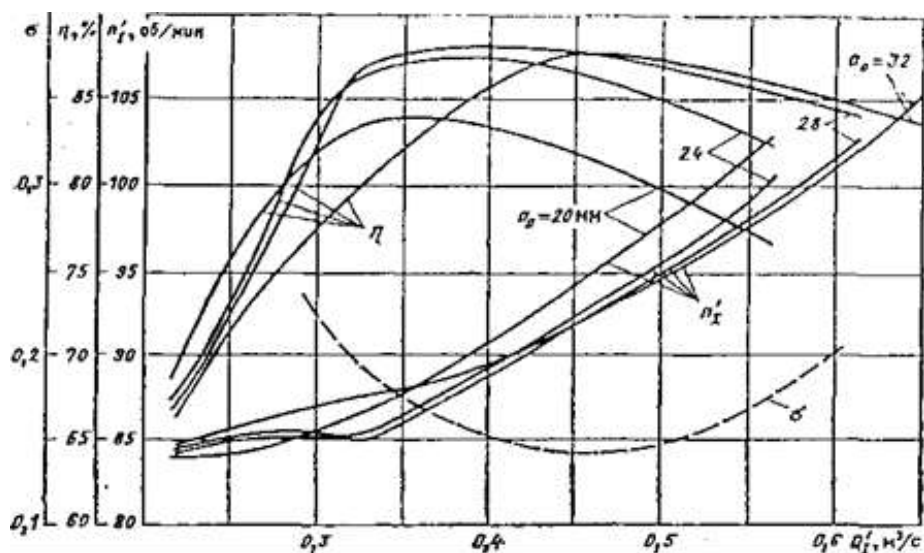


Рисунок 6.32 – Головна універсальна характеристика насос-турбіни з робочим колесом РОНТ115 в насосному режимі.

6.6. Конструкції оборотних гідромашин

Характерним прикладом застосування радіально-осьових оборотних гідромашин для відносно невеликих напорів є ГАЕС (рисунок 6.33), що має такі параметри: напори 93,0-67,4 м, частоту обертання 136,3 об/хв, потужність в турбінному режимі 104 МВт і в насосному – 115 МВт, подачу 137,5 м³/с. Як видно з рисунка 6.33, загальне конструктивне рішення близьке до радіально-осьових турбін. Робоче колесо 1 (нержавіюча сталь, що містить 13% хрому, 4% нікелю) має зовнішній діаметр $D_1 = 6,0$ м, внутрішній $D_2 = 4,3$ м. Відношення $D_2/D_1 = 0,715$. Напрямний апарат 2, що складається з 20 лопаток, має висоту 1,03 м ($b_0 = 0,17$). Слід звернути увагу на потужну конструкцію кришки 3, на яку спирається напрямний підшипник 4 з масляним змащенням і підп'ятник 5. Короткий вал 6 діаметром 1130 мм жорстко з'єднаний з валом 7 електричного двигуна-генератора. Спіральна камера 8 сталевая, діаметр вхідного перерізу 5,4 м (максимальна швидкість в насосному режимі 6,0 м/с). Під нижнім ободом робочого колеса є порожнина 9, з якої вода може видалятися на слив через трубу 10.

Це необхідно при роботі агрегата в режимі синхронного компенсатора, коли напрямний апарат закритий, вода з порожнини робочого колеса відтиснута стисненим повітрям і агрегат, включений в мережу, обертається вхолосту. Вода що протікає через нещільності напрямного апарата через отвори потрапляє в порожнину 9 і з неї видаляється. В іншому випадку вона потрапляє на лопаті робочого колеса, що викликає збільшення втрат енергії. Порівнюючи дану оборотну гідромашину з радіально-осьовою гідротурбіною, розрахованою на такий же напір, можна відзначити відмінність у формі робочого колеса (менші b_0 і D_2/D_1). Тут число лопатей зазвичай 6-8, а в турбіні в 2 рази більше.

На рисунку 6.34 показана оборотна гідромашина ГАЕС з наступними параметрами: напір 354 м, потужність в турбінному режимі 270 МВт і витрата 85 м³/с, в насосному режимі потужність 256 МВт і подача 67 м³/с,

частота обертання 375 об/хв. Робоче колесо 1 має зовнішній діаметр $D_1 = 4,8$ м і внутрішній $D_2 = 2,65$ м ($D_2/D_1 = 0,55$).

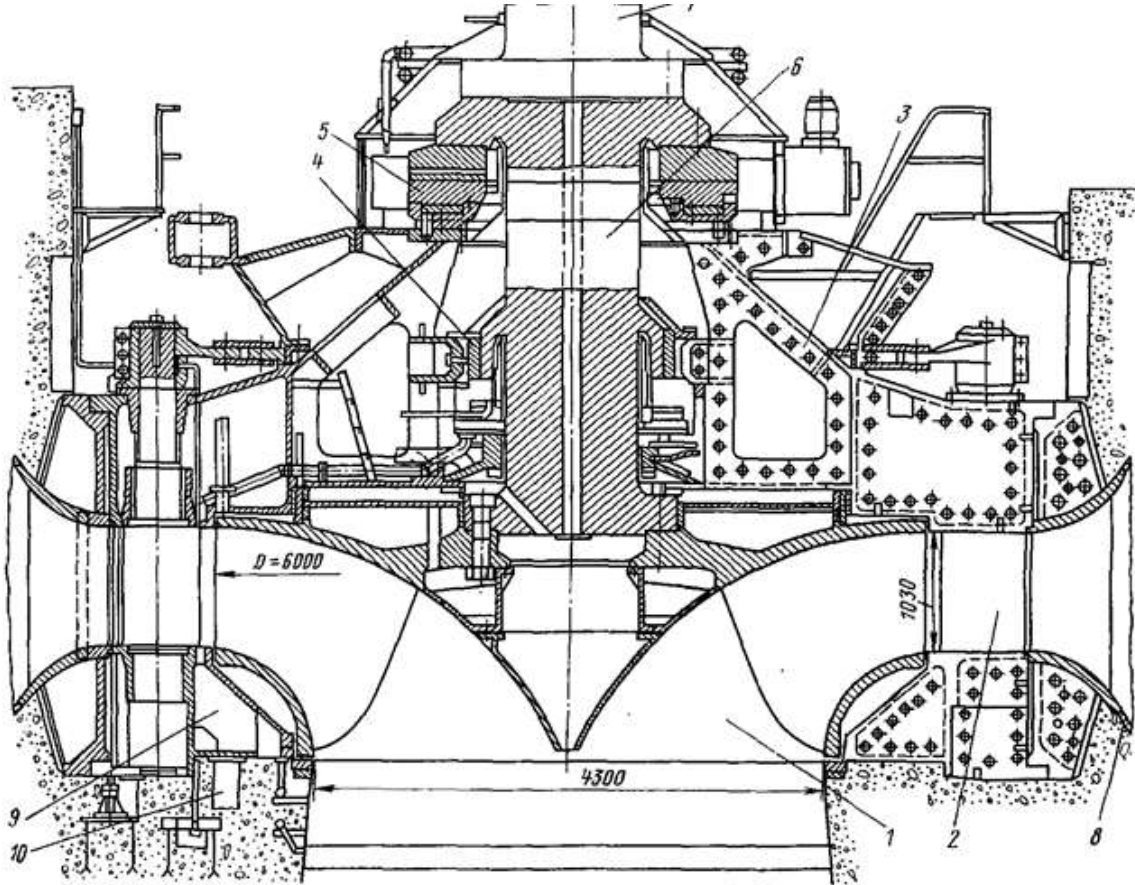


Рисунок 6.33 – Радіально-осьова оборотна гідромашина ГАЕС Далєшице.

Відносна висота напрямного апарата 2 $b_0 = 0,108$. На потужній кришці 3 укріплений напрямний підшипник 4 з масляним змащенням. Осьове гідровлічне зусилля робочого колеса врівноважене. Привід до напрямних лопаток здійснений індивідуальними циліндричними сервомоторами 5 для кожної лопатки, що дає ряд переваг. Підп'ятник 6 спирається на потужний сталевий конус 7, передає навантаження на кришку. Під нижнім ободом робочого колеса є простора порожнина, з якої через скидні труби 8 видаляється вода, що протікає через нещільності напрямного апарата при режимі синхронного компенсатора. Сталева спіральна камера сполучається з дуже

потужними поясами статора. Середня швидкість в горловині всмоктувальної труби D_2 в турбінному режимі 15 м/с і в насосному 12 м/с.

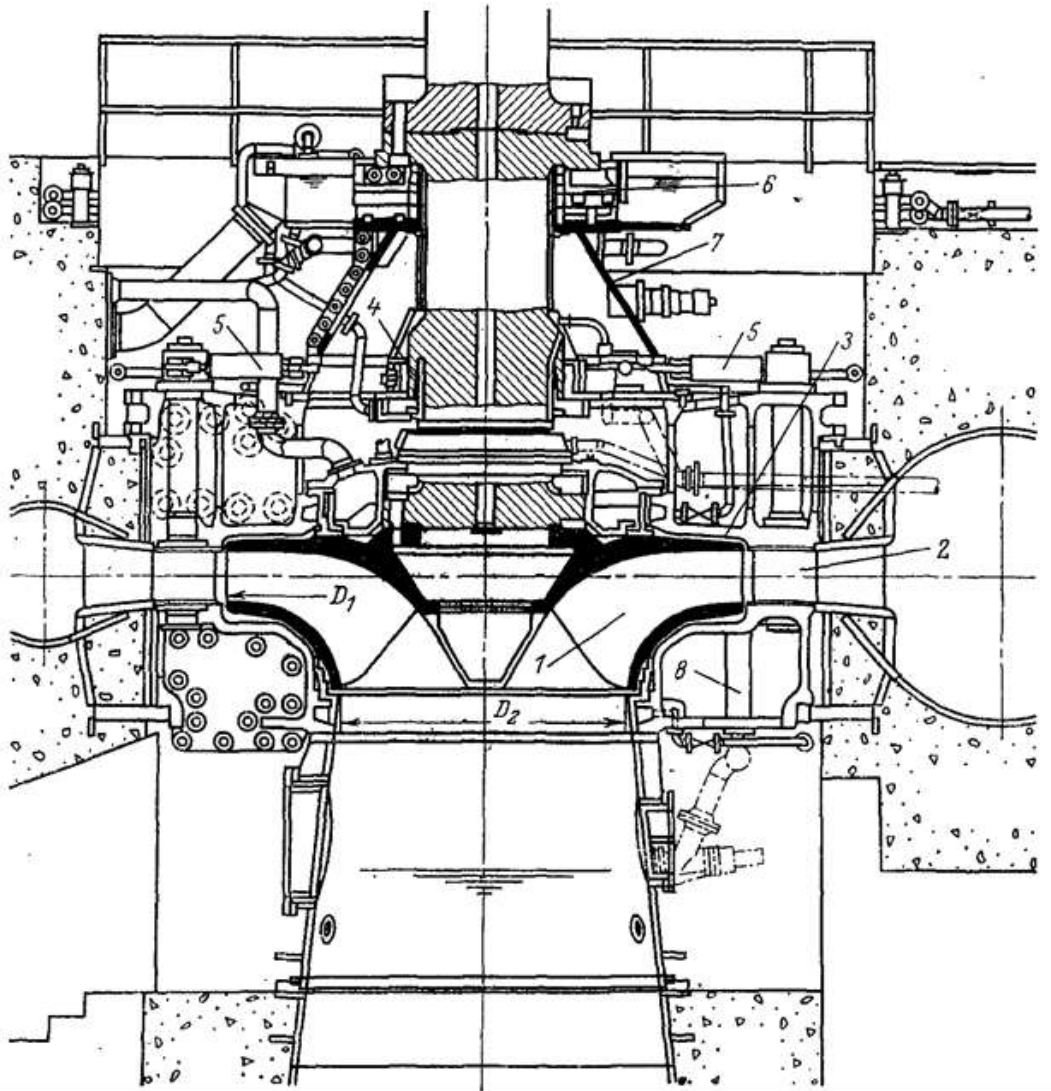


Рисунок 6.34 – Радіально-осьова оборотна гідромашина ГАЕС Родунд-П.

При розгляді характеристик радіально-осьових оборотних гідромашин при збереженні частоти обертання важко забезпечити роботу в зоні оптимуму і в насосному і в турбінному режимах. Цей недолік усувається в запропонованій Г. І. Кривченком і Н. Н. Аршеневським оборотній радіально-осьовій гідромашині, робоче колесо якої забезпечене поворотними лопатками.

Як видно з рисунку 6.35, головна відмінність цієї оборотної гідромашини від радіально-осьової оборотної гідромашини полягає в конструк-

ції робочого колеса, що має подвійну систему лопатей: лопаті жорстко закладені в верхній і нижній обід і поворотні лопаті. Лопаті 1, зовнішній діаметр яких дорівнює D_{IT} , підбираються в основному за умовами роботи в турбінному режимі, і число їх може становити 12-16, як у звичайних радіально-осьових турбін. Поворотні лопаті 2, мають викривлену форму, в турбінному режимі встановлюються таким чином (показано пунктиром), що вони знаходяться в умовах «неробочого» обтікання, тобто з нульовими кутами атаки. Таким чином в турбінному режимі вони виключаються з робочого процесу.

У насосному режимі при реверсі робочого колеса лопаті 2 повертаються (показано суцільною лінією) і разом з лопатями 1 складають лопатеву систему насосного колеса. Число лопатей 2, як у відцентрових насосів, може бути 6-8. Поворот лопатей 2 здійснюється сервомоторами 3 з механізмами приводу до кожної лопаті, причому повинна забезпечуватися комбінована залежність, яка визначає оптимальний кут повороту лопатей 2 в залежності від відкриття напрямного апарата a_0 і напору.

Проведені модельні дослідження показали, що в гідромашині (рисунок 6.35) відповідним підбором діаметрів D_{IT} і D_{IH} , а також форми проточної частини можна забезпечити роботу в оптимумі по ККД і в турбінному, і в насосному режимах.

6.6.1. Багатоступеневі радіально-осьові оборотні гідромашини

Одноступеневі оборотні гідромашини, як було зазначено вище, досягають напору 500-700 м. При більшому напорі доводиться або переходити на тримашинну схему, або йти на застосування багатоступневих оборотних гідромашин.

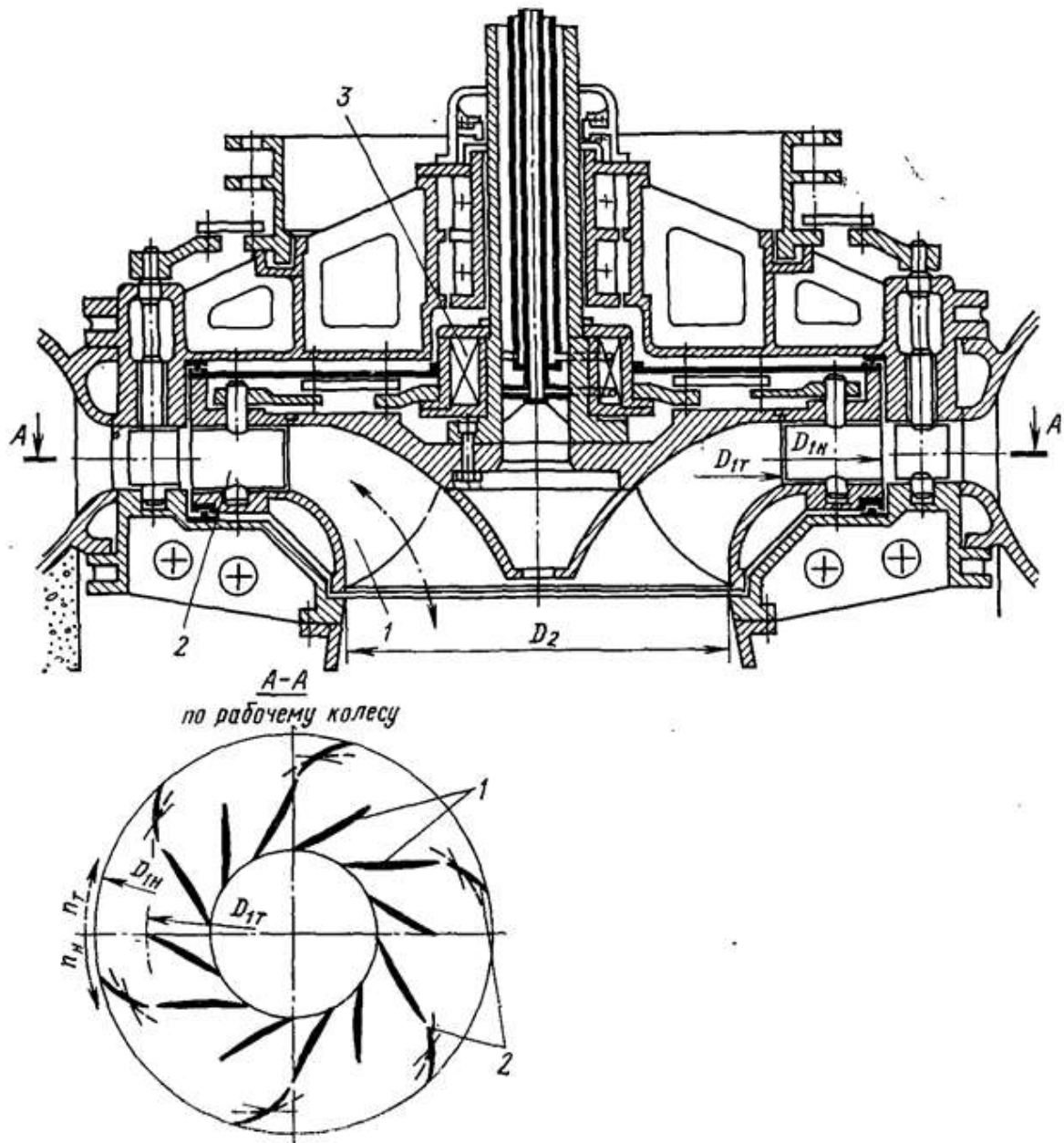


Рисунок 6.35 – Схема оборотної радіально-осьової поворотно-лопатевої гідромашини (ОРОПЛ).

На рисунку 6.36 показана двоступенева оборотна гідромашина наступних параметрів: напір 600 м, частота обертання 333 об/хв, потужність 600 МВт. На валу 1 насаджені два робочих колеса 2 і 3 діаметром 4,6 м. Є два ряди напрямних лопаток 4 і 5. Між робочими колесами 2 і 3 знаходяться випрямні лопатки 6, що знімають циркуляцію, яка створюється на виході з робочого колеса першого ступеня 3 в насосному режимі перед входом

в робоче колесо другого ступеня 2. Регулююче кільце напрямного апарата 4 розташоване зверху, а 5 знизу. До статора 7 примикає кругла спіраль 8, поєднана з напірним трубопроводом.

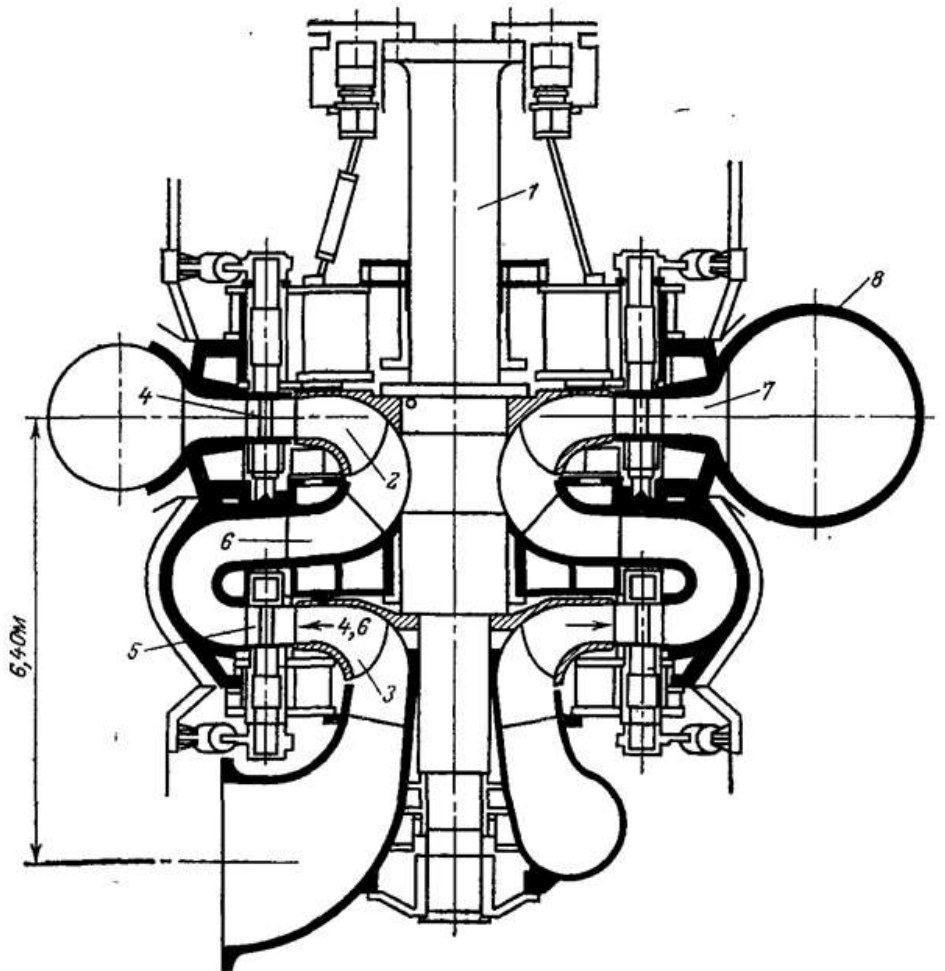


Рисунок 6.36 – Схема двоступеневої оборотної гідромашини ГАЕС Рудлин

Якщо потрібна більша кількість ступеней (3-5), то здійснення регулювання напрямного апарата представляє значні труднощі. У цьому випадку доводиться відмовлятися від регулювання потужності і здійснювати пуск і зупинку агрегата затвором. У 1976 р. на ГАЕС Сант Елен системи Ля Кош (Франція) були введені перші п'ятиступеневі оборотні гідромашини з діаметром робочого колеса близько 2,0 м з параметрами: напір 883-994 м; частота обертання 600 об/хв, потужність в насосному і турбінному режимах близько 80 МВт.

Слід мати на увазі, що застосування двоступеневих і багатоступеневих оборотних гідромашин дозволяє не тільки забезпечити високий напір, але і знизити потрібне заглиблення за умовами усунення кавітації.

У зв'язку з тим, що кавітаційні умови в насосному режимі набагато гірші, ніж в турбінному, виникає необхідність розглянути різні способи конструктивного характеру, що дозволяють знизити коефіцієнт кавітації або підвищити кавітаційний коефіцієнт швидкохідності C .

Одним з можливих варіантів є застосування на ГАЕС пропозиції фахівців, згідно з якою з метою зменшення заглиблення основної гідромашини у всмоктувальній трубі встановлюється капсульний гідроагрегат, регулювання потужності якого проводиться тільки шляхом зміни кута установки лопатей, механізм повороту яких має комбінаторний зв'язок з органами регулювання основної гідромашини (рисунк 6.37). Економічна ефективність такої схеми може бути виявлена тільки після детальних проектних проробок.

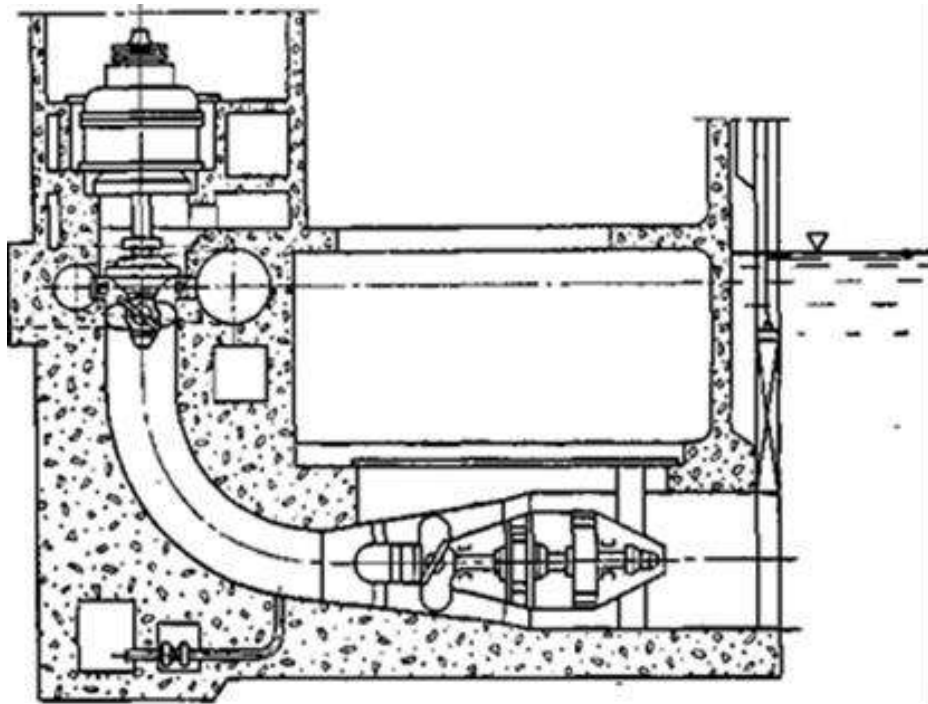


Рисунок 6.37 – Вертикальний гідроагрегат з передвключеним капсульним гідроагрегатом.

6.6.2. Двоколісні оборотні гідромашини

Створення оборотної гідромашини з одним робочим колесом, яке працює і як турбінне, і як насосне, пов'язане з великими труднощами і в частині оптимальної форми проточного тракту, і в необхідності реверсу, тобто зміни напрямку обертання при переході з турбінного режиму в насосний і назад.

Ці труднощі можна вирішити, якщо перейти на оборотну гідромашину з двома роздільними робочими колесами: насосним і турбінним. Строго кажучи, це не оборотна гідромашина, а тримашинна схема, однак вона конструктивно вирішується у вигляді єдиної оборотної гідромашини.

Прикладом такої двоколісної оборотної гідромашини є конструкція ГОНЕ, запропонована інж. Госнеделем і проф. М. Нехлеба. Схема її показана на рисунку 6.38. До валу 1 прикріплена півсфера 2, всередині якої на осі 3 насаджені два робочих колеса – насосне великого діаметра 4 і турбінне 5. Напрямний апарат тут дворядний: нижній ярус 6 з поворотними лопатками для турбінного колеса і верхній 7 з жорсткими – для насосного.

Основна ідея цієї конструкції полягає в тому, що при роботі в насосному режимі встановлюється відповідне колесо (в даному випадку $D = 2800$ мм) проти спіралі, а напрямні лопатки закриваються (ліва половина). Для переходу в турбінний режим колеса на осі 3 повертаються на 180° . Тепер турбінне колесо стоїть проти напрямних лопаток, а насосне знаходиться в півсфері (права половина). Напрямок обертання в обох режимах однаковий. Конструкція ГОНА дуже складна. З метою зменшення гідравлічних втрат потрібне віджимання води з порожнини між кришкою і півсферою.

На рисунку 6.39 показана двоколісна оборотна гідромашина – «Ізожір» що створена фірмою «Ательє-де-Шармі» (Швейцарія). розрахована на наступні параметри: напори 610-500 м, частота обертання 428 об/хв, потужність 300-250 МВт, подача 42,4-53,5 м³/с. Основними частинами конструкції є вал 1 з робочими колесами 2 – турбінним і 3 – насосним, напрямний апарат з поворотними лопатками 4 і спіральна камера 5.

До насосного колеса вода підводиться по всмоктувальній трубі 6, а від турбінного колеса відводиться по відсмоктувальній трубі 7. Вода від насос-

ного колеса подається в спіральну камеру по каналах 8. Вал 1 має два підшипники 9 і 10.

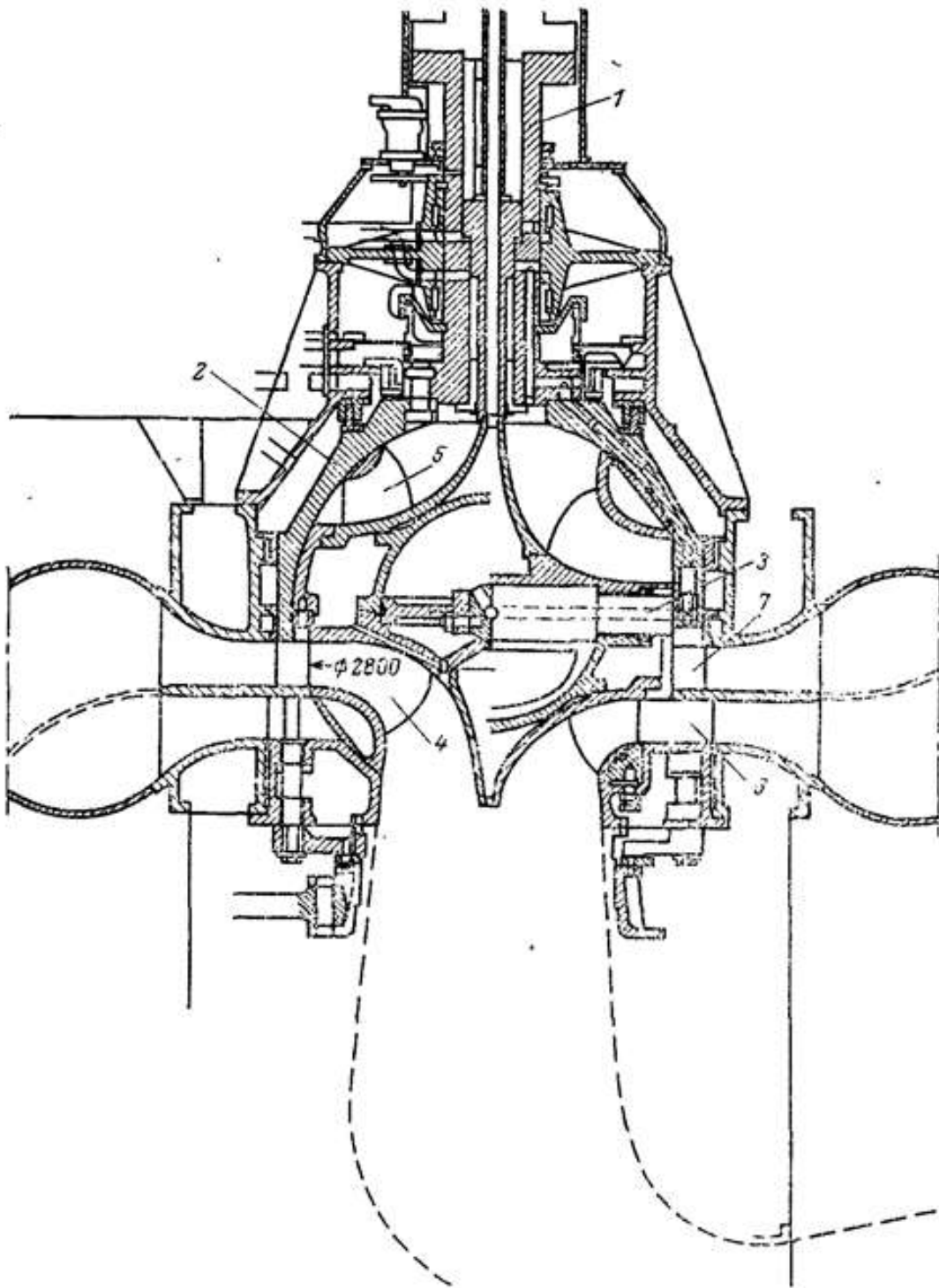


Рисунок 6.38 – Двоколісна оборотна гідромашина ГОНЕ.

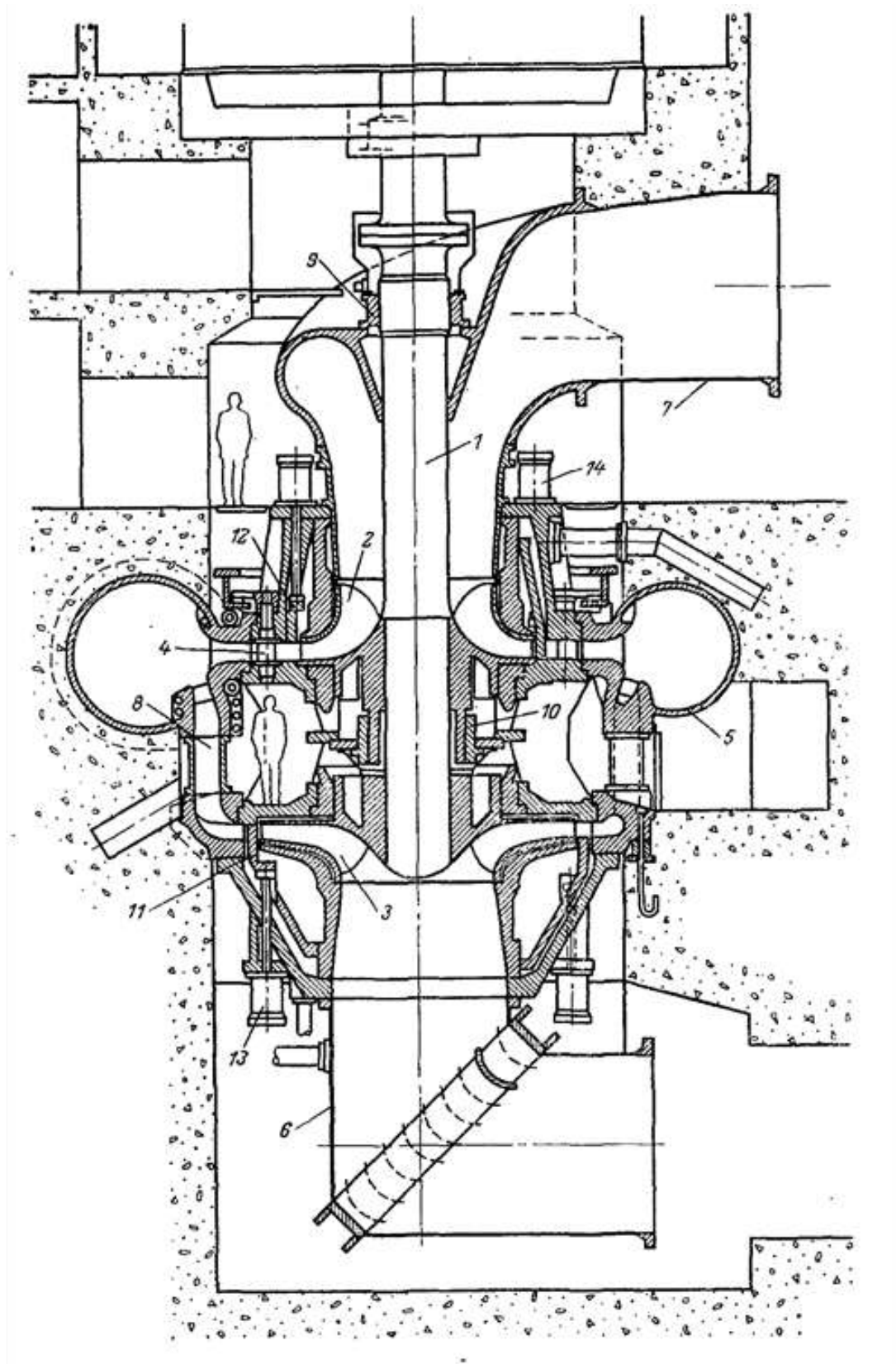


Рисунок 6.39 – Двоколісна оборотна гідромашина типу Ізожір.

Обидва колеса 2 і 3 насаджені на вал жорстко і обертаються разом з ним, а для включення або виключення того чи іншого робочого колеса служать циліндричні затвори 11 і 12, що переміщуються сервомоторами 13 і 14. При роботі в турбінному режимі затвор 11 закритий, а 12 – відкритий (вид зліва), при роботі в насосному режимі закритий затвор 11 і відкритий 12 (вид справа). Форма робочих коліс вибирається такою, щоб напрям обертання при переході з одного режиму в інший не змінювався. Конструкція такої оборотної гідромашини виходить досить складною.

Питання для самоперевірки

1. Дайте визначення оборотної гідромашини.
2. У чому полягає принцип оборотності гідромашин?
3. Які Ви знаєте схеми ГАЕС?
4. Які схеми гідросилового обладнання застосовуються на ГАЕС?
5. За якою схемою працює Ташлицька ГАЕС?
6. Наведіть співвідношення напорів для насосного і турбінного режимів на ГАЕС.
7. Дайте визначення коефіцієнта швидкохідності гідромашини.
8. При якому режимі роботи оборотної гідромашини коефіцієнт кавітації більше і чому?
9. Для якого режиму роботи оборотної машини вибирається висота відсмоктування?
10. Дайте визначення коефіцієнта напору.
11. Наведіть режими роботи оборотної гідромашини на ГАЕС.
12. Перерахуйте основні режими на круговій характеристиці оборотної гідромашини.

13. Перерахуйте гальмівні режими на круговій характеристиці оборотної гідромашини.
14. Що таке універсальна характеристика оборотної гідромашини?
15. Перерахуйте режими на універсальній характеристиці оборотної гідромашини.
16. Наведіть приклади ГАЕС в Україні.
17. Перспективи розвитку гідроенергетики в Україні.
18. У яких діапазонах графіка навантаження енергосистеми працюють оборотні гідромашини?
19. У котрій годині добового графіка навантаження оборотні гідромашини працюють в насосному режимі?
20. У котрій годині добового графіка навантаження оборотні гідромашини працюють в турбінному режимі?
21. Якими геометричними параметрами відрізняються робочі колеса оборотних гідромашин від турбінних при однакових напорах?
22. Коли застосовуються багатоступеневі оборотні гідромашини?
23. Які ГАЕС будуються в Україні в даний час?
24. Яка доля генерації ПДЕ в загальному балансі виробництва електроенергії?
25. Як залежить коефіцієнт швидкохідності від напору оборотної гідромашини?
26. Як залежить коефіцієнт напору від швидкохідності оборотної гідромашини?

ЛІТЕРАТУРА

1. Yevhen Sokol, Mikhaylo Cherkashenko. Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects. GmbH & Co. Germany, 2018. 114 p.
2. Yevhen Sokol, Mikhaylo Cherkashenko. Syntesis of control schemes of drives system. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
3. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций. М.: Энергия, 1977. 250 с.
4. Барлит В.В. Гідравлічні турбіни. К.: Вища школа, 1977. 360 с.
5. Бондаренко В.Н., Архипова Н.А. Пневматические системы управления технологическими машинами. БГТУ. 2005. 267 с.
6. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі: Навчальний посібник. Суми: СумДУ, 2005. 235 с.
7. Кривченко Г. И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. М.: Энергоатомиздат, 1983. 320 с.
8. Михайлов А. Н., Малюшенко В. В., Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
9. Проников А.С., Аверьянов О.И., Архипов Ю.С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. М.: Машиностроение, 1994. 444 с.
10. Сокол Є.І. Спеціалізовані мікроконтролерні системи. Підручник. Х.: НТУ «ХПІ», 2007. 252 с.
11. Сокол Є.І., Гриб О.Г. та ін. Безпека та моніторинг енергосистем безпілотними літальними апаратами. Х.: ФОП, 2017. 381 с.
12. Сокол Є.І., Гриб О.Г. та ін. Розрахунок релейного захисту та систем автоматики в електроенергетиці. Х.: ФОП, 2017. 412 с.
13. Євген Сокол, Михайло Черкашенко та ін. Гідропневмоагрегати. Підручник. Х.: НТУ «ХПІ», 2019. 186 с.
14. Степанов Н.Н. Гідравлічні машини. К.: Вища школа. 1973, 124 с.
15. Черкашенко М.В., Вур'є Б.А. Теорія створювання схем гідропневмоагрегатів. Підручник. Х.: НТУ «ХПІ», 2016. 254 с.
16. Черкашенко М.В. Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням. Х.: НТУ «ХПІ», 2001. 182 с.

Підручник

**Євген СОКОЛ, Михайло ЧЕРКАШЕНКО
Олег ПОТЕТЕНКО, Віктор ДРАНКОВСЬКИЙ,
Олександр ГАСЮК, Олег ГРИБ**

Гідроенергетика

Том 2. Гідравлічні машини

Рекомендовано і отримано гриф НТУ «ХПІ».
Протокол №6 від 13.11.2020 р.

Підп. до друку 13.11.2020 р. Формат 60 x 9¹/₈. Папір офсетний.
Друк цифровий. Обл.-вид. арк. 24,5.
Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна

Друкарня ТОВ «ПРОМАРТ»
Свідоцтво про державну реєстрацію №2475418720 від 19.11.2014 р.
61023, м. Харків, вул. Весніна, 12.
тел. (057) 717-28-80, e-mail: promart.izdat@gmail.com