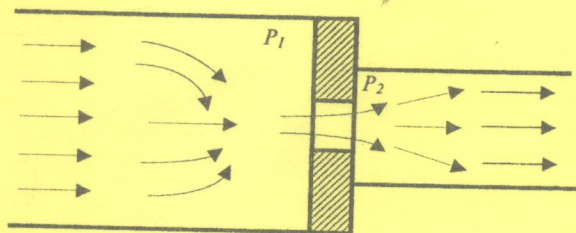


С.Д. 22(078)
1591

Буренніков Ю.А., Немировський І.А., Козлов Л.Г.

ГІДРАВЛІКА І ГІДРОПНЕВМОПРИВОД



Буренніков Ю.А., Немировський І.А., Козлов Л.Г.

Гідравліка і гідропневмопривод **Ч.І. Гідравліка і гідропривод**

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів спеціальностей 7.090202 – “Технологія машинобудування”, 7.090203 – “Металорізальні верстати та системи”, 7.092303 – “Технологія і устаткування відновлення та підвищення зносостійкості машин і конструкцій”. Протокол №3 від “30” жовтня 2003р.

Рецензенти:

В.Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор
А.Ф. Пономарчук, доктор технічних наук, професор
С.Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Б 91 Бурєнніков Ю.А., Немировський І.А., Козлов Л.Г.

Гідравліка і гідропневмопривод. Ч.І. Гідравліка і гідропривод.

Навчальний посібник. -Вінниця: ВНТУ, 2003. -123 с.

Навчальний посібник розроблено з урахуванням системного підходу до дисципліни, який полягає в тому, що гідропривод розглядається як перетворювач енергії високої ефективності і якісно відрізняється від механічних і електричних силових пристосувань. Намагаючись показати студентам шляхи конкретного використання теорії для розв'язання практичних задач, автори звільнили посібник від "теорії заради теорії", не поступаючись при цьому науковим рівнем. Всі теми мають конкретні приклади, рекомендації, правила, пояснення. Посібник розроблено у відповідності з планом кафедри "Технології та автоматизації машинобудування" та програмою дисципліни "Гідравліка та гідропневмопривод".

УДК 621.22

ЗМІСТ

1. ГІДРОПРИВОД – ПЕРЕТВОРЮВАЧ ПОТОКУ ЕНЕРГІЇ.....	5
1.1. Принцип дії найпростішого об'ємного гідропривода.....	5
1.2. Структура навчального посібника. Характеристика основних розділів.....	13
2. ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ.....	15
2.1. Властивості робочих рідин.....	15
2.1.1. Фізичні параметри.....	15
2.1.2. Експлуатаційні властивості.....	22
2.2. Течія робочої рідини в трубопроводах.....	26
2.2.1. Параметри потоку рідини в трубопроводах.....	26
2.2.2. Енергетичні характеристики потоку рідини. Рівняння Бернуллі.....	30
2.2.3. Втрати енергії під час руху рідини.....	32
2.2.4. Дросельовальні елементи гідроприводів.....	35
2.3. Трубопроводи.....	38
2.3.1. Розрахунок основного параметра трубопроводу.....	38
2.3.2. Хвильові процеси в трубопроводах.....	39
2.3.3. Конструкції трубопроводів.....	44
3. ВИКОНАВЧИЙ КОНТУР ГІДРОПРИВОДА.....	46
3.1. Гідроагрегати, які входять до складу ВК.....	48
3.1.1. Насоси.....	48
3.1.1.1. Загальні характеристики насосів.....	48
3.1.1.2. Конструкції насосів.....	50
3.1.2. Гідродвигуни.....	62
3.1.2.1. Гідромотори.....	64
3.1.2.1.1. Характеристики гідромоторів.....	64
3.1.2.1.2. Конструкції гідромоторів.....	72
3.1.2.2. Гідроциліндри.....	75
3.1.2.2.1. Загальні характеристики гідроциліндрів.....	75
3.1.2.2.2. Конструкції гідроциліндрів.....	81
3.2. Гідроагрегати, які обслуговують ВК.....	83
3.2.1. Баки.....	87
3.2.2. Гідроакумулятори.....	88
3.3. Розрахунок параметрів виконавчого контуру гідропривода.....	91
3.3.1. Розрахунок параметрів ВК.....	91
3.3.1.1. Вхідні дані для розрахунку.....	91
3.3.1.2. Розрахунок ВК з гідроциліндром.....	93
3.3.1.3. Розрахунок ВК з гідромотором.....	96
3.3.1.4. Розрахунок параметрів насоса ВК.....	96
3.3.1.5. Розрахунок трубопроводів.....	97
4. ГІДРОАПАРАТУРА.....	101
4.1. Напрявні гідроапарати.....	101

4.2. Регулювальні гідроапарати.....	109
4.2.1. Регулятори тиску.....	109
4.2.2. Регулятори витрати.....	115
4.2.3. Дросельні подільники потоку.....	117
4.2.4. Пропорційна регулювальна гідроапаратура.....	119

1. ГІДРОПРИВОД - ПЕРЕТВОРЮВАЧ ПОТОКУ ЕНЕРГІЇ

Гідроприводи відносяться до групи найбільш використовуваних **перетворювачів потоків енергії (ПЕ)**.

Дійсно, більшість машин і механізмів відноситься до ПЕ: механічні редуктори, електричні трансформатори, двигуни, генератори і т.п.

Всі перетворювачі енергії можна віднести до однієї з таких груп:

- ПЕ, що перетворюють параметри потоку енергії, не змінюючи її виду. Це механічні редуктори, на вхідному валі яких момент M_1 і кутова швидкість ω_1 , на вихідному – M_2 і ω_2 , відповідно; механічні передачі типу “гвинт-гайка” чи “шестерня - рейка”, що перетворюють обертальний рух з параметрами енергії M і ω на поступальний, який характеризується силою F і швидкістю v ; електричні трансформатори, на вхідній обмотці яких напруга U_1 і струм I_1 , на вихідній – U_2 і I_2 , відповідно, та інші;

- ПЕ, що перетворюють види енергії. Це електричні двигуни, які перетворюють напругу U і струм I на вході двигуна, тобто електричну енергію, на механічну енергію на виході, тобто момент M і кутову швидкість ω на валі; електричні генератори, що перетворюють механічну енергію, тобто момент M і кутову швидкість ω на валі, в електричну, тобто напругу U , струм I ; гідравлічні насоси, що перетворюють механічну енергію M, ω на потік енергії, параметрами якого є об’ємна, або масова подача Q рідини і тиск p на виході насоса;

- ПЕ комбінованого типу, в яких здійснюється перетворення як параметрів потоку енергії, так і її виду.

Треба відзначити, що в ПЕ комбінованої дії можуть відбуватись неодноразові перетворення виду енергії, кінцевою метою яких є найбільш ефективне перетворення виду і параметрів потоку енергії на вході ПЕ у відповідні характеристики енергії на виході ПЕ.

Критеріями ефективності ПЕ можуть бути: ККД процесу перетворення (регулювання); маса (металомісткість) пристрою і його габарити; надійність; можливість конструктивного розміщення вузлів ПЕ в технологічній машині, наприклад, металорізальному верстаті.

Гідроприводи, а в даній книзі розглядаються так звані **об’ємні гідроприводи**, є одними із самих поширених видів ПЕ комбінованого типу.

1.1. Принцип дії найпростішого об’ємного гідропривода

Схема найпростішого об’ємного гідропривода (ГП) наведена на рис.1.1 і містить практично всі основні елементи таких пристроїв.

На вхідному валі 5.1 цього гідропривода механічна енергія характеризується моментом M і кутовою швидкістю ω . Перше перетворення енергії здійснюється в даній схемі кривошипно-шатунним механізмом (позначений на рис.1.1 позиціями 5.1, 5.2, 5.3), на виході якого розвивається сила F_1 , прикладена до поршня 4.3, який переміщується зі швидкістю v_1 .

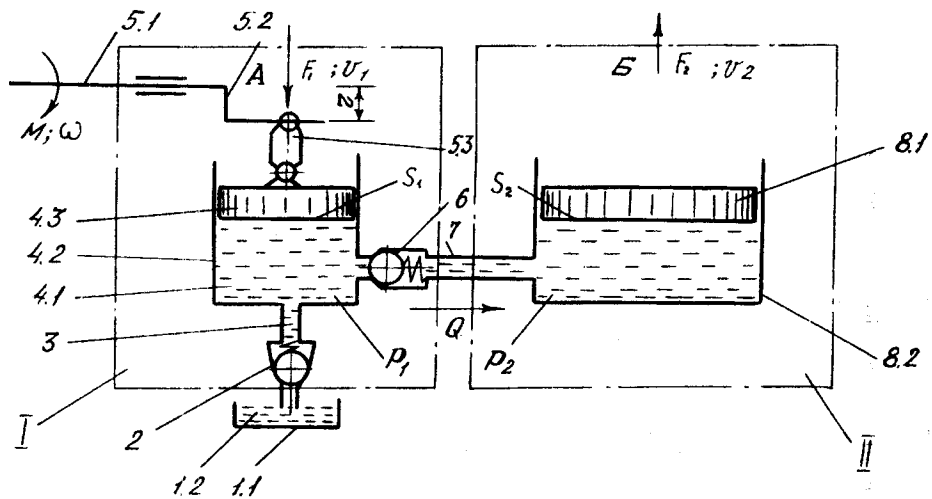


Рис. 1.1. Схема об'ємного гідропривода

Наявність на вході гідропривода первинного перетворювача механічної енергії не є обов'язковою. Наприклад, у ГП з насосами шестеренного типу він відсутній. При наявності такого перетворювача він далеко не завжди є кривошипно-шатунним механізмом. Конструктивна різноманітність таких перетворювачів досить велика.

Якщо напрям переміщення поршня 4.3 відповідає стрілці на рис.1.1, то рідина 4.1, яка знаходиться в циліндрі 4.2, витискується поршнем 4.3 через клапан 6 і трубопровод 7 в циліндр 8.2, примушуючи поршень 8.1 переміщуватися вгору, тобто у напрямку, вказаному стрілкою Б. При цьому механізм, який складається з циліндра 4.2 і поршня 4.3, перетворює механічну енергію (F_1, v_1) на гідравлічну (тиск p_1 , подача Q), а в пристрої, який складається із циліндра 8.2 і поршня 8.1, відбувається перетворення гідравлічної енергії на механічну енергію поступального руху на виході даного ПЕ, тобто силу F_2 і швидкість v_2 .

Як вказувалось вище, параметрами потоку гідравлічної енергії є тиск p і подача Q рідини.

Тиском p на ділянці поверхні називають відношення сили F тиску, яка діє на цю ділянку, до площі S ділянки, тобто

$$p = \frac{F}{S}.$$

В системі СІ тиск вимірюється в Паскалях (Па),

$$\text{Па} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

На практиці використовують похідну одиницю тиску – мегапаскаль (МПа = 10^6 Па), а також позасистемну одиницю тиску – атмосферу (ат).

$$\text{ат} = \frac{\text{кГс}}{\text{см}^2} = 10^{-1} \text{ МПа} = 10^5 \text{ Па}$$

Подачею Q рідини називається об'єм рідини, який протікає через поперечний переріз трубопроводу за одиницю часу. Це так звана об'ємна подача, тобто

$$Q = \frac{V}{t}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Подача рідини може називатись також витратою.

В системі СІ об'ємна подача вимірюється в $\text{м}^3/\text{с}$.

Потужність потоку гідравлічної енергії дорівнює $N_T = p \cdot Q$.

Частина пристрою, зображеного на рис.1.1, який знаходиться в межах рамки I і перетворює механічну енергію на гідравлічну, є **насосом**, а в межах рамки II – **гідродвигуном**, який перетворює гідравлічну енергію на механічну.

Переміщення поршня 4.3 за допомогою кривошипно-шатунного механізму 5.1 – 5.3 здійснюється так, що після досягнення поршнем нижньої “мертвої” точки, він починає переміщуватися вгору. При цьому клапан 6 закривається під дією тиску p_2 , а клапан 2 відкривається і в циліндр 4.2 засмоктується рідина 1.2 із бака 1.1. В процесі руху поршня 4.3 вгору поршень 8.1 гідродвигуна нерухомий. Якщо необхідно отримати безперервний рух гідродвигуна, використовують насос з декількома циліндрами, періоди подавання рідини яких зсунуті за фазою.

Клапани 2 і 6 – гідравлічні діоди. Вони називаються **зворотними клапанами** і органічно входять до пристрою насоса 1, автоматично керуючи потоками рідини. Системи управління потоками рідини на вході (всмоктування) і на виході (нагнітання) насоса необов'язково складаються із зворотних клапанів і відрізняються конструктивним різноманіттям.

Якщо радіус кривошипно-шатунного механізму дорівнює r , а площа поршня насоса S_1 , то за кожний хід поршня (один оберт приводного вала) із циліндра 4.2 витискується об'єм V_1 рідини, де

$$V_1 = 2 \cdot r \cdot S_1. \quad (1.1)$$

Якщо в насосі один поршень, то V_1 називають **робочим об'ємом**, якщо z поршнів, то робочий об'єм V дорівнює

$$V = V_1 \cdot z = 2 \cdot r \cdot S_1 \cdot z. \quad (1.2)$$

Об'єм циліндра 4.2, розташований під поршнем 4.3, називається **робочою камерою** насоса, а подача рідини здійснюється шляхом витискування її з робочої камери за рахунок зменшення об'єму останньої на величину $\Delta V_{\text{н}}$.

Переміщення поршня 8.1 гідродвигуна II здійснюється шляхом подання в циліндр 8.2 рідини, при цьому об'єм циліндра 8.2, розташований під поршнем 8.1, тобто об'єм робочої камери гідродвигуна, збільшується на величину $\Delta V_{\text{дв}}$. При цьому

$$\Delta V_{\text{дв}} = \Delta V_{\text{н}} \quad (1.3)$$

Аналізуючи викладений вище принцип роботи даного гідропривода, можна зробити висновок, що **об'ємним гідроприводом називається перетворювач енергії, в якому з метою управління параметрами потоку енергії відбувається одночасне перетворення механічної енергії**

в гідравлічну і навпаки, здійснюване шляхом зміни об'ємів робочих камер насоса і гідродвигуна.

Відомо, що тиск, утворюваний поверхневими силами, передається без змін в кожному точку рідини і не залежить від орієнтації площини, на якій він вимірюється, тобто однаковий у будь-якому напрямку. Це закон Паскаля. Під час руху рідини, наприклад, по трубопроводу 7 (рис.1.1), а також через зворотний клапан 6, мають місце втрати енергії і $p_2 < p_1$. Це можна врахувати за допомогою коефіцієнта η_r — гідравлічного ККД,

$$p_2 = p_1 \cdot \eta_r. \quad (1.4)$$

Якщо трубопровод 7 невеликої довжини, а клапан 6 має незначний опір потоку рідини, то з деякою похибкою можна вважати $\eta_r \approx 1$.

В цьому випадку

$$p_2 \approx p_1 = p. \quad (1.5)$$

Зусилля F_1 , прикладене до поршня 4.3 шатуном 5.3, дорівнює

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 + F_{\text{тер}1}, \quad (1.6)$$

де $F_{\text{тер}1}$ — сила тертя поршня 4.3 в циліндрі 4.2.

В свою чергу, зусилля F_2 , яке розвивається на поршні 8.1 тиском p_2 , дорівнює

$$F_2 = p_2 \cdot S_2 - F_{\text{тер}2} = p_1 \cdot \eta_r \cdot S_2 - F_{\text{тер}2}, \quad (1.7)$$

де $F_{\text{тер}2}$ — сила тертя поршня 8.1 в циліндрі 8.2.

Якщо вважати сили тертя $F_{\text{тер}1}$ і $F_{\text{тер}2}$ незначними, а $\eta_r \approx 1$, то в такому ідеальному випадку

$$F_1 = p \cdot S_1 \quad \text{і} \quad F_2 = p \cdot S_2. \quad (1.8)$$

Коефіцієнт η_{F1} перетворення потоку механічної енергії за зусиллям в ідеальному випадку буде дорівнювати

$$\eta_{F1} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{p \cdot S_2}{p \cdot S_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}. \quad (1.9)$$

Враховуючи втрати енергії на переміщення рідини по трубопроводу і на тертя в поршневих парах, тобто враховуючи співвідношення (1.4), (1.6) і (1.7), одержуємо формулу реального коефіцієнта η_{Fp} перетворення потоку механічної енергії за зусиллям

$$\eta_{\text{ГР}} = \frac{p_1 \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot S_2 - F_{\text{тер}2}}{p_1 \cdot S_1 + F_{\text{тер}1}} = \frac{p_1 \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot S_2 \cdot \left(1 - \frac{F_{\text{тер}2}}{p_1 \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot S_2}\right)}{p_1 \cdot S_1 \cdot \left(1 + \frac{F_{\text{тер}1}}{p_1 \cdot S_1}\right)},$$

чи

$$\eta_{\text{ГР}} = \eta_{\text{Fi}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \left[\frac{1 - \eta_{\text{мех}2}}{1 + \eta_{\text{мех}1}} \right], \quad (1.10)$$

де $\eta_{\text{мех}1}$ і $\eta_{\text{мех}2}$ – механічні ККД, що характеризують втрати енергії на тертя в насосі I і гідродвигуні II, відповідно.

В свою чергу, вираз

$$\frac{1 - \eta_{\text{мех}2}}{1 + \eta_{\text{мех}1}} = \eta_{\text{мех}\Sigma} \quad (1.11)$$

є механічним ККД гідропривода, що характеризує сумарні втрати на тертя в насосі і гідродвигуні.

Тоді з (1.9), (1.10) і (1.11) випливає

$$\eta_{\text{ГР}} = \eta_{\text{Fi}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{мех}\Sigma} = \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{мех}\Sigma}. \quad (1.12)$$

Оцінимо числові значення $\eta_{\text{ГР}}$ при $\eta_{\text{Г}} = \eta_{\text{мех}\Sigma} = 1$, тобто значення η_{Fi} . Припустимо, що $D_1 = 10$ мм, а $D_2 = 100$ мм.

Це середні найбільш вживані значення для гідроприводів найрізноманітніших технологічних машин. Тоді

$$\eta_{\text{Fi}} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{100^2}{10^2} = 10^2,$$

тобто зусилля на поршні гідродвигуна буде в 10^2 разів більше зусилля на поршні насоса. Ця властивість широко використовується в таких найпростіших, але високоефективних пристроях, як гідравлічні домкрати.

В реальних гідроприводах значення коефіцієнта η_{Fi} може досягати величини 10^3 і більше. Якщо враховувати, що тиски, які використовуються в металорізальних верстатах і ковально-пресовому обладнанні, можуть варіюватись в діапазоні 6,0...32,0 МПа, то при $D_2 = 100$ мм зусилля на поршні гідродвигуна можуть знаходитись в межах $2,5 \cdot 10^3 \dots 2,5 \cdot 10^4$ Н, що недосяжно для будь-яких інших пристроїв ПЕ таких габаритів.

Розглянемо перетворення іншого параметра потоку енергії — швидкості v_1 , отже, переміщення поршнів. При переміщенні y_1 поршня 4.3 з насоса (циліндра 4.2) витискується об'єм V_1 рідини

$$V_1 = y_1 \cdot S_1. \quad (1.13)$$

При цьому ми не врахували, що деякий об'єм рідини може витекти із циліндра через зазор між поршнем і циліндром та інші нещільності з'єднань (так звані **витоки**).

В зв'язку з тим, що ми розглядаємо рідини як суцільне середовище без розривів і пустот, то такий самий об'єм $V_2=V_1$ надійде до гідродвигуна (в ідеальному випадку відсутності витоків) і поршень 8.1 переміститься на величину y_2

$$y_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{V_1}{S_1} = y_1 \cdot \frac{S_1}{S_2},$$

звідки

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (1.14)$$

Переходячи до швидкостей $v_1 = \frac{dy_1}{dt}$ і $v_2 = \frac{dy_2}{dt}$ руху поршнів, одержуємо коефіцієнт n_{vi} перетворення механічної енергії за швидкістю в ідеальному випадку відсутності витоків.

$$n_{vi} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (1.15)$$

Наявність витоків можна врахувати коефіцієнтом η_o об'ємного ККД. Легко переконатися, що реальний коефіцієнт n_{vp} дорівнює

$$n_{vp} = n_{vi} \cdot \eta_o. \quad (1.16)$$

В сучасних гідроприводах η_o досить близький до 1. Так для гідродвигунів поступального руху (гідроциліндрів) $\eta_o = 1$, для насосів і гідромоторів поршневого типу $\eta_o = 0,95 \dots 0,98$.

Для числового прикладу, розглянутого вище, одержуємо

$$n_{v1} = \frac{10^2}{100^2} = 10^{-2},$$

тобто переміщення і швидкість зменшуються в 100 разів. Щоб одержати таку редукцію в механічному ПЕ, необхідно включити послідовно зубчасту та черв'ячну передачі.

Легко переконатися, що в результаті всіх перетворень потужність $P_{вх}$ потоку енергії на вході в ПЕ і потужність $P_{вих}$ на виході відрізняються тільки на величину, яка визначається сумарним ККД – η_{Σ} .

Дійсно, потужність на вході

$$P_{вх} = F_1 \cdot v_1. \quad (1.17)$$

Потужність на виході

$$P_{вих} = F_2 \cdot v_2, \quad (1.18)$$

або з урахуванням (1.10), (1.12), (1.15) і (1.16)

$$P_{вих} = F_1 \cdot v_1 \cdot \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_r \cdot \eta_{мех_{\Sigma}} \cdot \frac{D_1^2}{D_2^2} \cdot \eta_o = F_1 \cdot v_1 \cdot \eta_r \cdot \eta_{мех_{\Sigma}} \cdot \eta_o \quad (1.19)$$

Коефіцієнт η_N перетворення потоку енергії дорівнює

$$n_N = \frac{P_{вих}}{P_{вх}} = \eta_r \cdot \eta_{мех_{\Sigma}} \cdot \eta_o = \eta_{\Sigma}, \quad (1.20)$$

10

тобто є сумарним ККД η_{Σ} даного ПЕ.

Підсумовуючи розгляд найпростішого гідропривода, зображеного на рис. 1.1, ми можемо оцінити його позитивні якості і недоліки.

До позитивних якостей можна віднести:

- можливість глибокого перетворення параметрів енергії, тобто значення коефіцієнтів n_{F1} і n_{v1} можуть досягати величин $10^{-3} \dots 10^{+3}$;
- можливість одержання значних зусиль F на виході двигунів поступального руху (гідроциліндрів) або моментів M на виході двигунів обертового руху (гідромоторів) внаслідок використання порівняно високих робочих тисків;
- значно менші габарити і маса порівняно з ПЕ інших типів, наприклад, електричними, що також визначаються використанням високих тисків;
- високу швидкість дії, що є наслідком незначних мас рухомих елементів гідропривода, тобто малу інерційність;

- високу експлуатаційну надійність;
- можливість будь-якого взаємного просторового розміщення окремих вузлів гідропривода, наприклад, насоса і гідродвигуна, що значно полегшує проектування машин, в яких вони використовуються;
- змашувальну властивість робочої рідини, яка, виконуючи роль ланки в кінематичному ланцюгу, зменшує силу тертя і забезпечує таким чином кращу працездатність гідропривода.

Всі ці переваги досягаються завдяки використанню рідини як головного елемента гідропривода.

Однак цей же фактор є і головним недоліком, тому що використання робочої рідини вимагає проведення ретельних заходів щодо запобігання внутрішніх витоків, не дозволяє передавати енергію по трубопроводах на значні відстані внаслідок втрат тиску на тертя, вимагає періодичної заміни рідини, яка досить швидко втрачає деякі свої властивості ("старіє"), а у випадках аварійного руйнування трубопроводів призводить до забруднення навколишнього середовища.

Вказані недоліки, в основному, можна ліквідувати, але вони **вимагають високої культури проектування, виробництва та експлуатації гідроприводів.**

Проте, переваги гідропривода настільки очевидні, що крім традиційного використання в металорізальних верстатах і ковально-пресовому обладнанні, він широко застосовується в сільськогосподарських машинах, шляховому, транспортному і гірничому обладнанні, авіації, космічній та оборонній техніці.

1.2. Структура навчального посібника. Характеристика основних розділів

Зміст і структура навчального посібника відповідає структурі найпростішого гідропривода (рис.1.1.).

Дійсно, основним елементом, що відрізняє гідропривод від інших ПЕ, є рідина, чи, як далі будемо її називати, робоча рідина (РР).

Тому другий розділ книги присвячується загальним положенням **гідраліки**, основи яких вивчалися раніше в курсі фізики.

Розділ 2 має практичну інженерну спрямованість. Він вміщує також розрахунки трубопроводів, дросельних пристроїв.

В третьому розділі книги розглядається виконавчий контур (ВК) об'ємного гідропривода та його основні елементи. Це головна обов'язкова частина будь-якого об'ємного гідропривода. Пристрій на рис.1.1 фактично є найпростішим ВК, який складається з насоса, гідродвигуна та з'єднувальних трубопроводів.

В цьому гідроприводі не передбачене навіть повернення поршня 8.1

гідродвигуна в початкове, нижнє положення, тому що для простоти розглядання принципу його роботи, гідроапаратура системи управління на рис.1.1 не зображена.

В реальному гідропроводі схема містить в собі ще цілий ряд комутувальних, керувальних, запобіжних і подібних гідроагрегатів, що забезпечують функціонування гідропровода в заданих режимах роботи та виконання допоміжних функцій: зберігання, очищення і терморегулювання робочої рідини, сигналізацію про стан параметрів режиму роботи тощо.

Автори знайшли доцільним розглянути у третьому розділі також декілька найбільш важливих допоміжних гідроагрегатів та пристроїв – баки, фільтри, які не входять до складу ВК, але забезпечують його функціонування.

В третьому розділі розглядаються два головних елементи ВК: насоси і гідродвигуни прямолінійного руху – гідроциліндри та обертального – гідродвигуни. Трубопроводи, які входять до складу ВК, розглянуті далі, в другому розділі. В третьому розділі наведені розрахунки основних параметрів ВК при його проектуванні, вибір стандартних гідроагрегатів. Цей розділ передусє вивченню призначення і принципів роботи інших гідравлічних агрегатів, тому що тільки ретельно ознайомившись зі всіма подробицями функціонування ВК та його елементів, можна усвідомлено перейти до вивчення роботи інших агрегатів та систем об'ємного гідропровода.

У четвертому розділі розглядається призначення, принцип дії і конструкції основних гідроагрегатів, які використовуються у системах управління процесами в гідропроводах.

В п'ятому розділі посібника розповідається про об'ємне і дросельне регулювання режимів роботи гідропровода. Розглянуті статичні характеристики ГП з об'ємним і дросельним регулюванням. Показано, що при дросельному регулюванні гідропроводів використовуються більш прості гідроагрегати у ВК, але принцип їх взаємодії, а також енергетичні характеристики такого гідропровода виявляються складнішими, ніж у випадку об'ємного регулювання.

В шостому розділі описуються гідравлічні та електрогідравлічні слідкуючі системи металорізальних верстатів, які є важливим вискоєфективним засобом автоматизації технологічних процесів, у т.ч. з застосуванням електронних керувальних машин.

Автори знайшли логічним, щоб у кожному розділі були наведені стандартні позначення тих елементів гідросистем, які вперше розглядаються в книзі, а в додатку дати зведену таблицю таких позначень за державним стандартом (ГОСТ) 2.760* та основні правила виконання гідравлічних схем за державним стандартом (ГОСТ) 2.704-76.

*а також за державними стандартами (ГОСТ) 2.781-96, 2.782-96, 2.784-96.

2. ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ

Нас будуть цікавити фізичні та експлуатаційні властивості специфічного елемента гідропривода – робочої рідини, а також закономірності її течії в трубопроводах гідросистем та енергетичні характеристики цих процесів.

2.1. Властивості робочих рідин

Рідина – специфічний елемент гідропривода, оскільки має унікальну властивість – легку рухливість її часток. Форма твердого тіла змінюється тільки під дією сил певної величини. Повільні деформації рідини відбуваються під впливом нескінченно малих сил, які у випадку дуже малих деформацій близькі до нуля.

Ця властивість – плинність – обумовлює широкі можливості використання рідини в гідроприводах.

Робочі рідини характеризуються фізичними параметрами (питома вага, густина, в'язкість та ін.), що суттєво впливають на роботу гідропривода, і експлуатаційними властивостями, які теж є наслідком певних фізико-хімічних характеристик, але проявляються в деяких показниках зручності, економічності, безпеки експлуатації, довговічності та ін.

2.1.1. Фізичні параметри

До числа основних фізичних параметрів робочих рідин треба віднести питому вагу γ , густину ρ , динамічний μ і кінематичний ν коефіцієнти в'язкості а також індекс в'язкості IV , коефіцієнт β_p стиснення.

Питома вага – це вага одиниці об'єму рідини

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad \frac{H}{M^3}, \quad (2.1)$$

де G – вага об'єму V рідини.

Густиною ρ називається маса одиниці об'єму рідини

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad \frac{kg}{M^3}, \quad (2.2)$$

де m – маса об'єму V рідини.

Співвідношення між питомою вагою та густиною

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (2.3)$$

де g – прискорення вільного падіння.

В'язкістю називають властивість рідини чинити опір відносному руху її частинок.

Під час руху рідини в трубопроводі внаслідок в'язкості найбільшу швидкість будуть мати шари, що розташовані близько до осі труби. Шари, які дотикаються до стінок, будуть загальмовані, і епюра швидкостей у повздовжньому перерізі труби буде мати форму, показану на рис.2.1.

За гіпотезою Ньютона **сила внутрішнього тертя, яка виникає між сусідніми шарами рідини, що рухаються, прямо пропорційна швидкості відносного руху і площі поверхні стикання і не залежить від тиску.**

На рис.2.1 показано, що шари потоку зі швидкостями v_1 і v_2 знаходяться один від одного на відстані $\Delta h = h_1 - h_2$, і для того, щоб оцінити різницю швидкостей нескінченно близьких шарів рідини, вводиться поняття **градієнта швидкості** $\overline{\Delta v}$, тобто інтенсивності зміни швидкості в напрямку, нормальному до векторів швидкості шарів рідини, які рухаються.

$$\overline{\Delta v} = \frac{\Delta v}{\Delta h} = \frac{v_1 - v_2}{h_1 - h_2} \rightarrow \frac{dv}{dh} \quad (2.4)$$

при $(h_1 - h_2) \rightarrow 0$.

Тоді сила в'язкого тертя між двома нескінченно близькими шарами, за гіпотезою Ньютона дорівнює

$$F_T = \mu \cdot \frac{dv}{dh} \cdot S_T, \quad (2.5)$$

де μ - динамічний коефіцієнт в'язкості, який залежить від рідини та її стану, вимірюється μ в паскаль-секундах (Па·с);

$\frac{dv}{dh}$ - градієнт швидкості, тобто зміна швидкості при переході від даного шару рідини до іншого, віддаленого на відстань Δh ; F_T - сила тертя;

Сила тертя, яка припадає на одиницю площі, називається дотичною напругою і позначається $\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dh}$;

S_T - площа поверхні, на якій здійснюється тертя.

На практиці використовують так званий **кінематичний коефіцієнт в'язкості**, який характеризує як в'язкість, так і інерційність рідини,

$$\nu = \mu/\rho. \quad (2.6)$$

Вимірюється ν в $\text{м}^2/\text{с}$. В літературі зустрічаються одиниці ν , які називаються стоксами (Ст) - $\text{см}^2/\text{с}$ та сантисксами (сСт) - $\text{мм}^2/\text{с}$.

В'язкість робочої рідини істотно впливає на характеристики гідропривода. При великих значеннях в'язкості значні сили внутрішнього

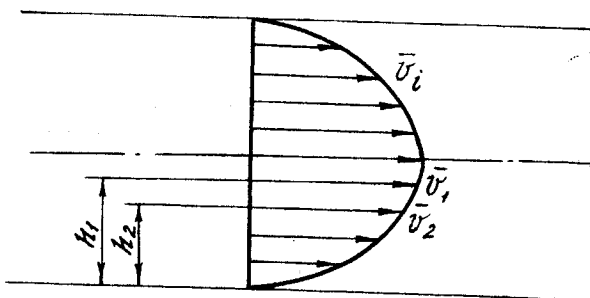


Рис. 2.1. Ешора швидкостей шарів рідини в трубопроводі

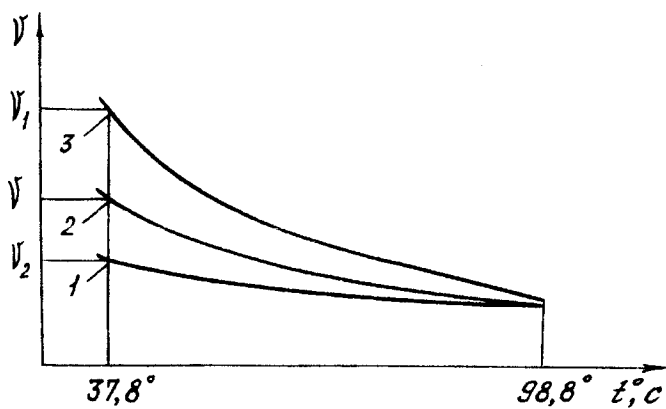


Рис. 2.2. Схема визначення індексу в'язкості ІВ:

- 1 – еталонна рідина з $ІВ = 0$;
- 2 – випробувана рідина.
- 3 – еталонна рідина з $ІВ = 100$

а також зовнішнього (об стінки трубопровода) тертя викликають значні втрати енергії, що приводить до нагріву рідини. ККД гідропривода знижується, а рідину часто доводиться охолоджувати, витрачаючи на це додаткову енергію. При малих в'язкостях значно зменшуються втрати енергії на тертя і не потрібне охолодження рідини, але при цьому різко зростають витоки через зазори та нещільності насосів, гідродвигунів та інших гідроагрегатів. Це означає не тільки підвищені втрати енергії, але й порушення кінематичної точності гідропривода.

Тому вибір оптимальної в'язкості дозволяє отримати мінімальні витоки при невеликих втратах енергії на тертя і є важливим техніко-економічним завданням. Звичайно величина оптимальної в'язкості залежить від робочого тиску в гідроприводі і при зростанні останнього збільшується (табл.1).

Таблиця 1
Рекомендовані значення кінематичної в'язкості

Діапазон тиску, МПа	до 7.0	до 20.0	до 60.0
Рекомендована кінематична в'язкість ν , сСт	20 – 40	60 – 110	100 – 170

Крім тиску, на оптимальне значення в'язкості істотно впливає тип насосів і гідродвигунів, для яких підбирається робоча рідина.

Рідини, які використовуються в гідроприводах, можуть бути розділені на класи в'язкості, вказані в таблиці 2.

Таблиця 2
Класи в'язкості робочої рідини

Клас в'язкості	5	7	10	15	22
Кінематична в'язкість, мм ² /с, при 40°C	4,14 5,16	6,12 7,48	9,0 11,0	13,5 16,5	19,8 24,2
Клас в'язкості	32	46	68	100	150
Кінематична в'язкість, мм ² /с, при 40°C	28,8 35,2	41,6 50,6	61,2 74,8	90,0 110,0	135,0 165,0

Важливим параметром робочої рідини є індекс в'язкості (ІВ), який оцінює інтенсивність зміни в'язкості в залежності від температури (рис.2.2).

$$ІВ = \frac{v - v_2}{v_1 - v_2} \cdot 100, \quad (2.7)$$

де v_1 – в'язкість еталонної рідини з ІВ=100, тобто рідини, в'язкість якої істотно залежить від температури t° ;

v_2 – кінематична в'язкість еталонної рідини з ІВ=0, тобто рідини, в'язкість якої практично не залежить від температури t° ;

v – в'язкість реальної рідини, для якої визначається ІВ, причому значення v_1, v_2 і v визначаються при $t^\circ=37,8^\circ\text{C}$, а при $t^\circ=98,8^\circ$ повинно бути $v = v_1 = v_2$.

Практично ІВ робочих рідин визначають за таблицями, для чого необхідно знати кінематичну в'язкість при температурі 50°C і 100°C .

На динамічні властивості гідропривода – стійкість, автоколивальні процеси, точність регулювання – істотно впливає ефект стиску робочої рідини, що оцінюється **об'ємним модулем E_p пружності чи коефіцієнтом β_p стиску**, причому

$$\beta_p = \frac{1}{E_p}, \quad \text{МПа}^{-1}. \quad (2.8)$$

Коефіцієнт стиску показує відносну зміну об'єму рідини, віднесену до одиниці приросту тиску, тобто

$$\beta_p = - \frac{\Delta V}{V_o \cdot \Delta p}, \quad (2.9)$$

де ΔV – зміна початкового об'єму V_o рідини, викликана приростом тиску Δp .

Оскільки при збільшенні тиску об'єм рідини зменшується, то ΔV від'ємне. В зв'язку з тим, що за змістом коефіцієнт β_p величина позитивна, то перед виразом (2.9) є мінус.

Відомо, що в робочих рідинах знаходиться розчинений і нерозчинений (у вигляді самостійної фази) газ. Найчастіше це повітря. З підвищенням тиску нерозчинене повітря переходить у розчин і навпаки.

Нерозчинені газові домішки істотно впливають на коефіцієнт стиску β_p . Умови експлуатації гідроприводів, як правило, сприяють як захвату мікрооб'ємів повітря потоками робочої рідини, так і виділенню повітря,

яке раніше знаходилося у розчиненому вигляді, внаслідок проходження потоку рідини через різноманітні отвори – робочі вікна елементів гідроапаратури, причому на інтенсивність газовиділення впливає форма робочого вікна і швидкість потоку рідини.

Для визначення об'ємного модуля $E_{p_{\Sigma}}$ пружності такої газорідинної суміші розглянемо схему на рис.2.3.

У товстостінну посудину 1 вміщений об'єм V_{p_i} рідини під тиском p_i і об'єм V_{n_i} повітря, який може бути у вигляді зосередженого включення чи у вигляді бульбашок, розподілених певним чином по всьому об'єму. При зростанні сили F , яка діє на поршень 4, збільшується тиск і одночасно зменшуються об'єми рідини 2 та газових включень 3.

Модуль об'ємної пружності газорідинної суміші $E_{p_{\Sigma}}$ під тиском p_i розраховується за формулою

$$E_{p_{\Sigma}} = - \frac{\Delta p \cdot V_{\Sigma i}}{\Delta V_{\Sigma i}} = - \frac{\Delta p (V_{p_i} + V_{n_i})}{\Delta V_{\Sigma i}}, \quad (2.10)$$

де $\Delta V_{\Sigma i} = \Delta V_{p_i} + \Delta V_{n_i}$ – сумарний приріст об'ємів рідинної і газової фаз, відповідний до приросту тиску Δp , причому при скінченному значенні Δp можна обчислити величину так званого секанс-модуля, а при $\Delta p \rightarrow 0$ – величину тангенс-модуля.

Визначимо значення величин, які входять в формулу (2.10).

Схема на рис.2.3 відповідає деформації газорідинної суміші у замкненій жорсткій порожнині, коли початкове співвідношення V_{n_0}/V_{p_0} залишається незмінним, де V_{n_0} і V_{p_0} – об'єми, відповідно, газу і рідини при початковому тиску $p = p_0$.

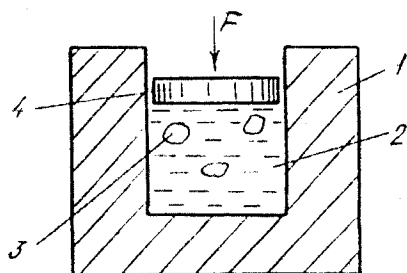


Рис. 2.3. Схема для визначення модуля об'ємної пружності рідини, яка містить включення нерозчиненого газу

Нехай під тиском p_i в об'ємі $V_{\Sigma i}$ порожнини гідросистеми знаходиться рідина з об'ємом V_{p_i} і повітря з об'ємом V_{n_i} , тобто

$V_{\Sigma i} = V_{pi} + V_{ni}$. Приріст об'єму повітря $\Delta V_n = V_{ni} + V_{ni+1}$, викликаний зміною тиску $\Delta p = p_{i+1} - p_i$, можна обчислити із співвідношення

$$p_i \cdot V_{ni}^{n_n} = p_{i+1} \cdot V_{ni+1} = (p_i + \Delta p) \cdot (V_{ni} - \Delta V_n)^{n_n} = (p_i + \Delta p) \cdot V_{ni}^{n_n} \cdot (1 - \Delta V_n / V_{ni})^{n_n}, \quad (2.11)$$

де n_n – показник політропи.

В зв'язку з тим, що розглядаються прирости тиску Δp , при яких $\Delta V_n / V_{ni} < 1$, то, розкладаючи вираз $(1 - \Delta V_n / V_{ni})^{n_n}$ в степеневий ряд і обмежуючись першими двома членами розкладу, маємо співвідношення

$$p_i \cdot V_{ni}^{n_n} = (p_i + \Delta p) \cdot V_{ni}^{n_n} \cdot (1 - n_n \cdot (\Delta V_n / V_{ni})). \quad (2.12)$$

Приріст об'єму повітря

$$\Delta V_n = \frac{\Delta p \cdot V_{ni}}{n_n \cdot (p_i + \Delta p)}. \quad (2.13)$$

Приріст об'єму рідини

$$\Delta V_p = \frac{\Delta p \cdot V_{pi}}{E_p}, \quad (2.14)$$

де E_p – об'ємний модуль пружності рідини, який у даному діапазоні значень тиску приймається постійним.

При політропному процесі об'єм газової фази

$$V_{ni} = V_{n0} (p_0 / p_i)^{n_n - 1}. \quad (2.15)$$

В свою чергу

$$V_{pi} = V_{p0} (1 - (p_i - p_0) / E_p). \quad (2.16)$$

Із співвідношень, що наведені вище, знаходимо модуль об'ємної пружності газорідинної суміші для схеми деформації, показаної на рис.2.3.

$$E_{p_{\Sigma i}} = \frac{1 - \frac{p_i - p_0}{E_p} + \frac{V_{n0}}{V_{p0}} \cdot \left(\frac{p_0}{p_i}\right)^{n_n - 1}}{\frac{1}{E_p} - \frac{p_i - p_0}{E_p^2} + \frac{V_{n0}}{V_{p0}} \cdot \frac{p_0^{n_n - 1}}{n \cdot p_i^{n_n - 1} \cdot (p_i + \Delta p)}}. \quad (2.17)$$

Отримана формула придатна для визначення як секанс-модуля, так і тангенс-модуля об'ємної пружності газорідинної суміші.

Так, згідно з визначенням тангенс-модуля

$$\lim_{\Delta p \rightarrow 0} E_{p_{\Sigma i}} = \frac{1 - \frac{p_i - p_0}{E_p} + \frac{V_{п_0}}{V_{p_0}} \cdot \left(\frac{p_0}{p_i}\right)^{n_i - 1}}{\frac{1}{E_p} - \frac{p_i - p_0}{E_p^2} + \frac{V_{п_0}}{V_{p_0}} \cdot \frac{p_0^{n_i - 1}}{n_i \cdot p_i^{n_i}}} \quad (2.18)$$

На рис.2.4 зображений характер залежності $E_{p_{\Sigma}}(p)$ модуля об'ємної пружності газорідинної суміші від тиску для різних співвідношень α об'ємів повітря і рідини, приведених до початкового тиску p_0 , причому $\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$, де $\alpha = V_{п_0}/V_{p_0}$.

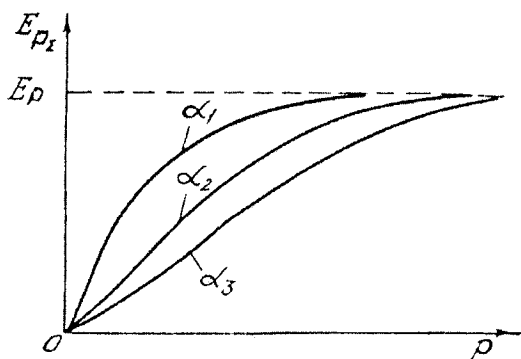


Рис. 2.4 Залежність сумарного модуля об'ємної пружності рідини з домішками нерозчиненого газу від тиску

Як впливає з графіка (рис.2.4), чим більше в рідині нерозчиненого газу, тим менший її модуль об'ємної пружності, особливо в області малих тисків. Зі зростанням тиску бульбашки повітря, стискаючись, зменшуються в об'ємі і менше впливають на стисливість усієї суміші, а криві $E_{p_{\Sigma}}(p)$ асимптотично наближаються до значення E_p модуля об'ємної пружності рідини, повністю вільної від нерозчиненого газу (повітря).

2.1.2. Експлуатаційні властивості

До експлуатаційних властивостей робочої рідини, які доповнюють фізичні параметри, перераховані у розділі 2.1.1, можна віднести:

- чистоту рідини, тобто характеристику забруднень, присутніх в ній;

- наявність в рідині різноманітних присадок, які надають їй додаткові експлуатаційні властивості;
- стабільність хімічних та фізичних властивостей у певному діапазоні температур, а також низьку температуру застигання, яка має бути нижче граничного робочого температурного діапазону на 10...15 °С;
- високу мастильну та антикорозійну якість;
- сумісність з матеріалами конструктивних елементів гідросистеми;
- високу протипінну стійкість;
- протипожежний захист, екологічну нейтральність і відповідність санітарним нормам;
- довговічність, економічність і недефіцитність.

Забезпечити всі перераховані властивості одночасно практично неможливо, тому вибирається оптимальний варіант, який вирішує конкретну задачу.

Наявність в робочій рідині забруднень – механічних домішок – регламентується державним стандартом (ГОСТом) 17216-71, яким передбачено 19 класів чистоти рідини. Розміри частинок забруднень (частинок металу, кераміки, смолоутворень, органічних частинок і т.п.) а також їх кількість в об'ємі $100 \pm 5 \text{ см}^3$ формують дисперсний склад, а масовий вміст – межу забруднення.

На практиці для кожної конструкції гідравлічного агрегата його розробники вказують номінальну тонкість фільтрації, тобто максимально допустимі розміри частинок забруднень. Ця вимога виконується шляхом встановлення у гідросистемі **фільтрів** – пристроїв, які затримують всі частинки, більші максимально допустимих.

Приблизні рекомендації щодо тонкості фільтрації робочої рідини для різних гідроагрегатів вказані в табл. 3.

Рекомендована точність фільтрації

Таблиця 3

Назва гідроагрегата	Номінальна тонкість фільтрації, мкм
1. Насоси та гідродвигуни: шестеренні поршневі гідроциліндри	25 10; 25 40; 63
2. Розподілювачі	10; 25; 40; 63
3. Клапани: зворотні тиску	25; 40; 63 10; 25; 40; 63
4. Реле тиску	63

За наявністю в робочих рідинах присадок один з найбільш поширених типів рідин – гідравлічні масла – ділиться на категорії НН-НГ (табл. 4).

Класифікація мастильних матеріалів групи Н для гідравлічних систем при гідростатичних умовах

Категорія продукта	Характеристика продукта	Галузь застосування
НН	Очищені мінеральні масла без присадок	Гідравлічні системи, що їх включають під дуже високим навантаженням
НL	Очищені мінеральні масла з покращеними антикорозійними та антиокисними властивостями	
НМ	Масла типу НL з покращеними антизносними властивостями	
НR	Масла типу НL з покращеними в'язко-температурними властивостями	Будівельна та морська техніка
НV	Масла типу НМ з покращеними в'язко-температурними властивостями	
НS	Синтетичні рідини, що не мають особливих вогнестійких характеристик	Гідравлічні приводи з єдиною системою циркуляції
НG	Масла типу НМ, що мають протизадирні властивості	

В гідроприводах металорізальних верстатів використовується, в основному, група робочих рідин, які називаються **індустріальні масла** і позначаються І-12А...І-50А (табл. 5).

Таблиця 5

Характеристики масел

Показник	Індустріальні масла ГОСТ 20799-88				
	І-12А	І-20А	І-30А	І-40А	І-50А
В'язкість кінематична, $\text{мм}^2 \cdot \text{с}^{-1} / \text{сСТ}$, не більше: при 100° С при 50° С при 0° С	- 10...14 -	- 17...23 -	- 28...33 -	- 35...45 -	- 47...65 -
Індекс в'язкості, не менше	-	85	85	85	85
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	165	180	190	200	200
Температура застигання, не більше, °С	-30	-15	-15	-15	-20

Густина при 20° С, г·см ³	-	-	-	-	-	-
Застосування	Гідросистеми тракторів			Гідросистеми буд. машин		
	Зимом		Літом			
	Гідросистеми верстатів					
Показник	Моторні масла ГОСТ 858178-Е					
	М-8-32	М-10-В ₂	М-8-Г ₂	М-10-Г ₂		
В'язкість кінематична, мм·с ⁻¹ /сСТ/, не більше: при 100° С при 50° С при 0° С	8±0.5	11±0.5	8±0.5	11±0.5		
	- 1200	- -	- 1200	- -		
Індекс в'язкості, не менше	90	90	90	90		
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	200	205	200	205		
Температура застигання, не більше, °С	-25	-15	-25	-15		
Густина при 20° С, г·см ³	0,9	0,9	0,9	0,9		
Застосування	Гідросистеми сільськогосподарських машин					
Показник	Гідравлічні масла ГОСТ 1749.3-85					
	ВМГЗ ТУ 101479-79	МГ-30 ТУ 3810150-79	АУЛ-30А/ ТУ 38 101586-75	АУ ГОСТ 1642-75	А ТУ 38 101179-71	Р ТУ 38 101179-71
В'язкість кінематична, мм·с ⁻¹ /сСТ/, не більше при 100° С при 50° С при 0° С	4,3	6,3	-	-	-	-
	10	27	12...14	12...14	23...30	12...14
Індекс в'язкості, не менше	-	-	-	-	-	-
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	135	190	163	165	175	163

Температура застигання, не більше, °С	-60	-35	-45	-45	-40	-45
Густина при 20° С, г·см ⁻³	0,865	0,885	0,886-0,896	0,89	-	-
Застосування	Гідросистеми будівельних дорожніх машин					
	Всесезонно	Літнє; Всесезонно у південній зоні	При низьких температурах		Гідромеханічні передачі	

Ці ж масла використовуються в гідросистемах тракторів і будівельних машин. Для порівняння в таблиці 5 наведені параметри **гідравлічних масел**, що застосовуються в гідросистемах будівельних і дорожніх машин, а також в гідромеханічних передачах, і **моторних масел** (гідросистеми сільськогосподарських машин). Всі масла є продуктами переробки нафти і мають високі змащувальні властивості.

Значним їх недоліком є залежність в'язкості від температури ($\nu = 85 \dots 90$), що потребує стабілізації робочої температури на рівні $t^{\circ} = 40^{\circ}\text{C} \dots 50^{\circ}\text{C}$.

2.2. Течія робочої рідини в трубопроводах

Розглядаючи деякі закономірності течії робочої рідини в трубопроводах гідроприводів, ми обмежились положеннями, які ілюструють фізичну сутність процесів, що мають практичне значення.

2.2.1. Параметри потоку рідини в трубопроводах

Якщо в потоці рідини, що рухається в трубі (рис.2.1), провести лінію так, що дотичні до неї в кожній точці будуть збігатись з напрямками швидкостей частинок рідини, які розташовані в цих точках в даний момент часу, то така лінія (пряма чи, в більш загальному випадку, крива) називається **лінією течії**.

На рис. 2.5 показані частинки рідини 1...6, вектори швидкостей цих частинок $v_1 \dots v_6$ і лінія течії T .

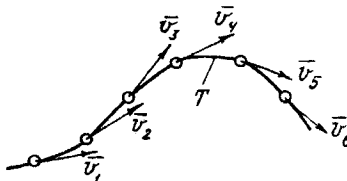


Рис. 2.5. Лінія течії

Виділимо елементарну площину dS в рідині, що рухається, нормально до векторів швидкості частинок рідини (рис. 2.6) і через всі точки цієї площини проведемо лінії течії для будь-якого моменту часу. Ми отримаємо ніби пучок ліній течії, який називається **елементарною течією**, а його бокова поверхня – **трубкою течії**.

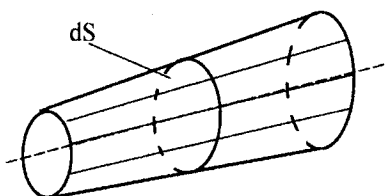


Рис. 2.6. Трубка течії

Якщо рух сталий, тобто параметри не залежать від часу, то форма трубки течії з плином часу залишається незмінною, а лінії течії через трубку течії не виходять з середини назовні і навпаки. Швидкості в усіх точках поперечного перерізу dS трубки течії однакові внаслідок малості dS . Так згідно з рис. 2.1 можна вважати, що швидкості v_1, v_2, \dots, v_i є значеннями швидкостей в однойменних перерізах dS_1, dS_2, \dots, dS_i , а загальним потоком рідини в трубі є сукупність елементарних течій рідини.

Поверхня, що проведена через дану точку в межах потоку перпендикулярно лініям течії, називається живим перерізом.

Якщо кривизна течій невелика (кут розходження між окремими течіями малий), то живі перерізи потоку є площинами перпендикулярними осі потоку. Так на рис. 2.1 живим перерізом є круг, що перпендикулярний осі труби, площа S якого дорівнює $S = \frac{\pi}{4} \cdot d_{тр}^2$, де $d_{тр}$ – діаметр отвору труби.

Такий рух рідини називається плавно змінним рухом.

Через живий переріз потоку (в нашому випадку через поперечний переріз отвору труби) за одиницю часу протікає об'єм, який називається витратою. Використовується також термін **подача**.

Розмірність витрати $Q = \text{м}^3/\text{с}$. Це об'ємна витрата.

На рис. 2.1 видно, що швидкості v_i окремих частинок рідини різні, отже, і витрати через елементарні площини (живі перерізи) dS_i також різні, тобто

$$dQ_i = v_i \cdot dS_i \quad (2.19)$$

Загальна витрата через живий переріз кінцевих розмірів буде дорівнювати

$$Q = \int_S dQ_i = \int_S v_i dS_i. \quad (2.20)$$

На практиці використовують так звану **середню швидкість** v_c . Тоді

$$Q = v_c \cdot S = \int_S v_i dS_i, \quad (2.21)$$

звідки

$$v_c = \frac{1}{S} \cdot \int_S v_i dS_i. \quad (2.22)$$

Отже, **середньою швидкістю потоку в даному живому перерізі називається умовна швидкість, однакова для всіх частинок, що знаходяться в точках цього перерізу, яка формує таку ж витрату, як і дійсний розподіл швидкостей.**

Фактичний розподіл швидкостей частинок рідини, які належать площині живого перерізу в кожний момент часу, залежить від режиму руху рідини.

Існують два чітко визначених режими течії:

- **ламінарний режим**, в якому рідина тече окремими напаруваннями, не перемішуючись;
- **турбулентний режим**, в якому розподілення швидкостей хаотичне, а рідина перемішується по всьому об'єму потоку.

Встановлено, що перехід від ламінарного режиму до турбулентного і навпаки визначається безрозмірним критерієм Re , який називається **числом Рейнольдса**, причому

$$Re = \frac{v_c \cdot d_{тр}}{\nu}. \quad (2.23)$$

При $Re < 2000 \dots 2320$ потік ламінарний, а при $Re > 2320$ – турбулентний. Існує ряд факторів (шорсткість стінок отвору труби, умови входу потоку в трубу та ін.), які можуть змінювати вказані вище критичні значення.

Режим течії рідини в трубопроводі впливає на втрати енергії при переміщенні рідини в трубі.

В рідині, що знаходиться в стані спокою, діє **гідростатичний тиск**, який на вільній поверхні, що розділяє рідину і повітря чи інший газ, або інше тіло, дорівнює p_0 (рис. 2.7). На глибині h від поверхні до тиску p_0 додається тиск p_g ваги стовпа рідини, що дорівнює $p_g = \rho gh$. Тоді повний

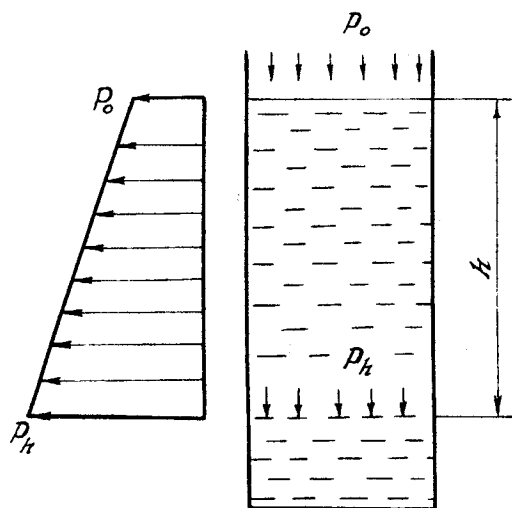


Рис. 2.7. Схема розподілу тисків у рідині

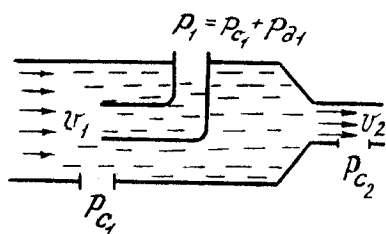


Рис. 2.8. Вимірювання статичного, динамічного та повного тисків у потоці

тиск p_h на глибині h дорівнює

$$p_h = p_0 + p_G = p_0 + \rho gh . \quad (2.24)$$

Так тиск в основі стовпа води висотою 10 м складає $p_h = 10^5$ Па. Для робочих рідин гідроприводів цей тиск на 8%...15% менший, тому що в них густина менша, ніж у води.

У більшості металорізальних верстатів, крім особливо великих і унікальних, різниця в рівнях розташування окремих агрегатів гідроприводів не перевищує декількох метрів і величини $p_G < 10^4$ Па, що дозволяє не враховувати їх в інженерних розрахунках.

В рідині, яка рухається, крім статичного тиску, що обумовлює потенціальну енергію, діє ще і динамічний тиск (тиск напору), який визначається кінетичною енергією рідини, що рухається.

На рис. 2.8 рідина рухається зі швидкістю v_1 в перерізі S_1 . В потоці діє статичний тиск p_{c1} , який можна виміряти, наприклад, в отворі на стінці труби. Якщо в отвір у стінці встановити трубку, що відкрита назустріч потоку, то тиск p_1 в такій трубці буде дорівнювати сумі статичного p_{c1} і динамічного p_d тисків, тобто

$$p_1 = p_{c1} + p_d . \quad (2.25)$$

Якщо переріз потоку зміниться, тобто стане, наприклад, $S_2 < S_1$, то швидкість v_2 рідини в перерізі S_2 збільшиться, тому що ми розглядаємо суцільну рідину без розривів, пустот і сторонніх домішок. Тому витрата рідини в кожному перерізі потоку однакова, тобто $v_1 S_1 = v_2 S_2$.

Це **принцип неперервності потоку**. Звідси випливає, що

$$v_1/v_2 = S_2/S_1 . \quad (2.26)$$

В зв'язку з тим, що $v_2 > v_1$, $p_{d2} > p_{d1}$. Але енергія потоку збільшуватися не може, тому $p_{c2} < p_{c1}$. При збільшенні швидкості потоку динамічна складова тиску зростає, а статична зменшується.

2.2.2. Енергетичні характеристики потоку рідини. Рівняння Бернуллі

Розглянемо рух рідини в трубі, схема якої наведена на рис. 2.9. Труба складається з першої горизонтальної ділянки на висоті h_1 від якогось умовно-горизонтального рівня і другої горизонтальної ділянки на висоті h_2 . Горизонтальні ділянки з'єднанні похилим трубопроводом змінного профілю.

Виділимо на першій ділянці елементарний об'єм рідини, маса якого $m = \Delta V \cdot \rho$. Швидкість руху цього об'єму v_1 , отже $\Delta V = S_1 \cdot v_1 \cdot \Delta t$, де S_1 —площа живого перерізу труби на першій ділянці, а Δt — інтервал часу, за який через живий переріз труби проходить маса m . Будемо вважати, що $\Delta t=1$, тоді $\Delta V=S_1 \cdot v_1$.

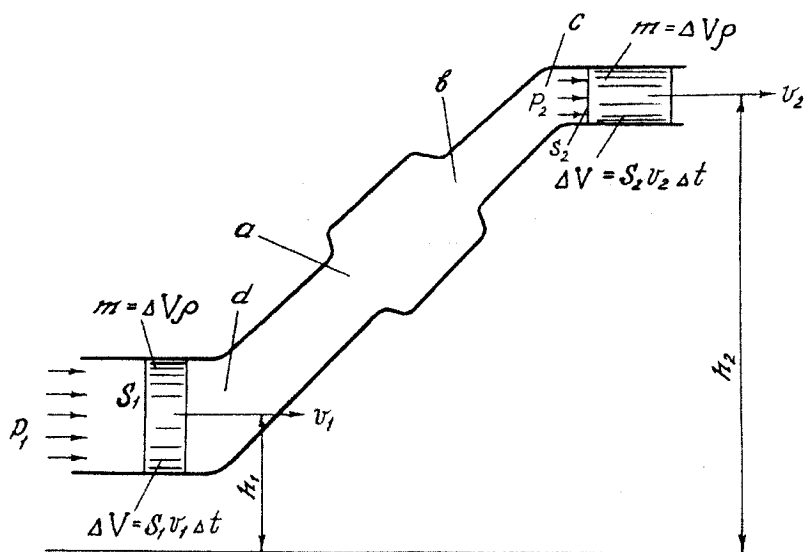


Рис. 2.9. Схема трубопроводу для виведення рівняння Бернуллі

Повна енергія E_1 об'єму рідини, що розглядається на першій ділянці, дорівнює сумі потенціальної $E_{п1}$ і кінетичної $E_{к1}$ енергій

$$E_1 = E_{п1} + E_{пн1} + E_{к1}. \quad (2.27)$$

Потенціальна енергія $E_{п1}$ сил статичного тиску – це робота вказаних сил на шляху за одиницю часу, тобто

$$E_{п1} = P_{c1} \cdot S_1 \cdot v_1 = P_{c1} \cdot \Delta V. \quad (2.28)$$

Потенціальна енергія $E_{пн1}$ положення об'єму рідини, який розглядається

$$E_{пн1} = m \cdot g \cdot h_1 = \Delta V \cdot \rho \cdot g \cdot h_1. \quad (2.29)$$

Кінетична енергія $E_{к1}$ дорівнює

$$E_{к1} = m \cdot \frac{v_1^2}{2} = \Delta V \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2}. \quad (2.30)$$

Тоді з (2.27), (2.28), (2.30) випливає

$$E_1 = \Delta V \cdot P_{c_1} + \Delta V \cdot \rho \cdot g \cdot h_1 + \Delta V \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} \quad (2.31)$$

Аналогічно для того ж об'єму ΔV на другій ділянці

$$E_2 = \Delta V \cdot P_{c_2} + \Delta V \cdot \rho \cdot g \cdot h_2 + \Delta V \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} \quad (2.32)$$

Якщо рідина ідеальна, тобто позбавлена в'язкості, а тертя відсутнє, труба постійного перерізу, то втрати енергії при переміщенні об'єму ΔV від першої ділянки до другої немає і $E_1 = E_2$.

Якщо врахувати втрати енергії на тертя, підйом рідини, розширення і звуження потоку (ділянки "а" і "б" труби на рис. 2.9), то

$$\Delta E = E_1 - E_2 \quad (2.33)$$

З формул (2.31), (2.32), (2.33) отримуємо вираз, що є рівнянням Бернуллі

$$\frac{\Delta E}{\Delta V} = (P_{c_1} - P_{c_2}) + \rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2) + \frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2), \quad (2.34)$$

де $\frac{\Delta E}{\Delta V}$ - втрати енергії, які припадають на одиницю об'єму рідини. Легко переконатись, що $\frac{\Delta E}{\Delta V} = \Delta p_{\text{тр}} = P_{c_1} - P_{c_2}$, тобто **втрати енергії в рівнянні Бернуллі (2.34) відображаються у втратах тиску.**

2.2.3. Втрати енергії під час руху рідини

Розрізняють два види втрат енергії рухомої рідини – **шляхові втрати** і **втрати в місцевих перешкодах**. **Шляховими втратами** називають втрати енергії на подолання сил тертя на певній довжині трубопроводу постійного перерізу.

Розглянемо розрахункову залежність, яка дає можливість оцінити величину шляхових втрат.

Нехай потік рідини, яка тече по циліндричній ділянці труби діаметром $d_{\text{тр}}$ і довжиною l , в першому наближенні характеризується середньою швидкістю $v_c = v_{\text{max}}/2$, для чого фактичну епюру швидкостей (рис. 2.1) апроксимуємо (рис. 2.10). Тоді швидкість буде рівномірно зменшуватись від осі труби до її стінки, а градієнт швидкості можна

описати рівнянням $\frac{dv}{dh} = -\frac{v_c}{0,5 \cdot d_{\text{тр}}} = -2 \cdot \frac{v_c}{d_{\text{тр}}}$. Тоді формула дотичної напруги

сил тертя на одиницю поверхні матиме вигляд

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dh} = \mu \cdot 2 \cdot \frac{v_c}{d_{тр}}, \text{Н/м}^2. \quad (2.35)$$

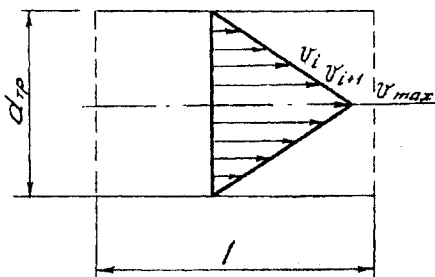


Рис. 2.10. Схема для виведення рівняння втрат енергії на тертя

Повна сила тертя рідини, яка рухається, на поверхні отвору труби дорівнює (з урахуванням того, що $\mu = \nu \rho$)

$$F_{тер} = \tau \cdot S_{тр} = \nu \cdot \rho \cdot v_c \cdot \frac{2}{d_{тр}} \cdot \pi \cdot d_{тр} \cdot l \cdot \alpha_{\tau} = 2 \cdot \pi \cdot \nu \cdot \rho \cdot v_c \cdot l \cdot \alpha_{\tau}, \quad (2.36)$$

де α_{τ} – поправковий коефіцієнт, який враховує прийняті нами припущення про спори швидкостей.

Потік рідини з живим перерізом $\frac{\pi}{4} \cdot d_{тр}^2$ долає силу тертя, створюючи перепад тиску

$$\Delta p_{тер} = \frac{F_{тер}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{тр}^2}.$$

Тоді втрати тиску $\Delta p_{тер}$ на тертя в даній моделі потоку рідини на довжині l дорівнюють

$$\Delta p_{тер} = \frac{F_{тер}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{тр}^2} = 8 \cdot \frac{v_c}{d_{тр}^2} \cdot \nu \cdot \rho \cdot l \cdot \alpha_{\tau}. \quad (2.37)$$

В зв'язку з тим, що втрати на тертя залежать від режиму руху рідини, який характеризується числом Рейнольдса, то для повного врахування цього фактора помножимо і поділимо праву частину рівняння (2.37) на праву і ліву частину рівняння (2.23), тоді

$$\Delta p_{\text{тер}} = \frac{\alpha_{\text{т}}}{\text{Re}} \cdot 16 \cdot \rho \cdot \frac{1}{d_{\text{тр}}} \cdot \frac{v_c^2}{2}. \quad (2.38)$$

Величина $\frac{16\alpha_{\text{т}}}{\text{Re}}$ часто позначається λ , а $16\alpha_{\text{т}} = 75$ для металевих труб і прямолінійних ділянок гумометалевих гнучких трубопроводів – рукавів високого тиску.

Коефіцієнт λ практично не залежить від шорсткості поверхні труби при ламінарному режимі течії, що правильно для більшості гідроприводів верстатів. При турбулентному режимі течії значення λ треба вибирати за таблицями в залежності від геометричних параметрів поверхні труби.

Формулу (2.38) можна подати ще у вигляді

$$\Delta p_{\text{тер}} = \xi \cdot \frac{v_c^2}{2} \cdot \rho, \quad (2.39)$$

де ξ - коефіцієнт втрат, який у випадку шляхових втрат тільки на тертя дорівнює

$$\xi = 16 \cdot \alpha_{\text{т}} \cdot \frac{1}{d_{\text{тр}} \cdot \text{Re}}. \quad (2.40)$$

Формула (2.39) універсальна. З неї випливає, що втрати енергії на подолання як шляхових, так і місцевих опорів пропорційні середній швидкості потоку.

Тому визначення оптимальної величини v_c є відповідальним техніко-економічним завданням. Вище вказувалось, що крім шляхових втрат можуть бути і так звані **місцеві втрати**. Вони виникають при протіканні рідини через місцеві опори внаслідок різних змін конфігурації потоку, тобто при його розширенні чи звуженні переходом від прямолінійної ділянки до криволінійної.

В місцевих опорах енергія рідини витрачається на перерозподіл швидкостей, зміну напрямку руху, вихороутворення і перемішування в потоці.

Втрати тиску в місцевих опорах підраховуються за формулою (2.39), де коефіцієнт ξ знаходиться з таблиць в залежності від конкретних конструктивних параметрів опору.

2.2.4. Дросельвальні елементи гідроприводів

Для регулювання параметрів потоку робочої рідини і, відповідно, для керування режимами роботи гідроприводів часто використовують дросельвальні елементи, які є спеціально створеними місцевими опорами.

Спрощеною схемою дросельного елемента є отвір у перетинці, встановлений в трубопроводі чи каналі певного гідравлічного пристрою (рис. 2.11). Якщо діаметр d_{dp} отвору більший за його довжину l , то стінка вважається тонкою. В цьому випадку втрати на тертя вздовж дросельного отвору практично дорівнюють нулю (в формулі (2.38) $l \rightarrow 0$) і, як впливає із схеми на рис. 2.11, втрачається енергія на раптові звуження потоку перед входом в отвір і на розширення його при виході.

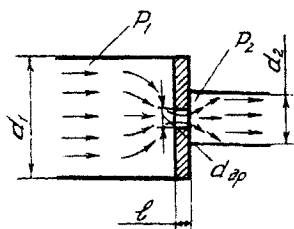


Рис. 2.11. Схема дросельного елемента

Застосуємо формулу (2.39) для розрахунку характеристики дросельного пристрою за рис.2.11, вважаючи, що v_c – це середня швидкість протікання рідини в отворі дроселя діаметром d_{dp} при витраті рідини Q_{dp} .

Тоді

$$v_c = \frac{Q_{dp}}{f_{dp}} = \frac{Q_{dp}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{dp}^2} \quad (2.41)$$

Втрати тиску

$$\Delta p_{тер} = p_1 - p_2 = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_{dp}^2}{(\pi^2/16) \cdot d_{dp}^4} \right), \quad (2.42)$$

звідки витрата рідини через дросель за заданого перепаду тиску дорівнює

$$Q_{dp} = f_{dp} \cdot \sqrt{\frac{1}{\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}. \quad (2.43)$$

Величина $\sqrt{\frac{1}{\xi}}$ називається коефіцієнтом витрати і визначається значенням ξ яке, як зазначалось вище, залежить від конструктивних і геометричних параметрів дросельного пристрою.

Наприклад, для конструкції, схема якої наведена на рис. 2.11, величина ξ залежить від співвідношення діаметрів d_1, d_{op}, d_2 і визначається за таблицею 6.

Таблиця 6

Значення коефіцієнта ξ

d_{op} / d_1	d_1 / d_2				
	0,45	0,65	0,80	0,90	0,95
0,45	1,46	1,15	0,88	0,67	0,58
0,65	1,20	0,92	0,67	0,47	0,39
0,80	0,94	0,67	0,45	0,27	0,20
0,90	0,74	0,50	0,30	0,16	0,13
0,95	0,60	0,40	0,23	0,10	0,08

Для співвідношень геометричних параметрів дроселя, які найчастіше зустрічаються в реальних конструкціях, коли $d_1/d_2 \rightarrow 1$, а $d_{op}/d_1 \ll 1$,

величина $\sqrt{\frac{1}{\xi}} = 0,65 \dots 0,70$.

В дросельних пристроях, у яких $l \gg d_{op}$ (рис. 2.11), стають значними втрати на тертя в дросельному отворі. Оскільки тертя залежить від в'язкості робочої рідини, а в'язкість змінюється з температурою, то опір такого дроселя істотно залежить від типу робочої рідини та її температури. В багатьох випадках це небажаний фактор.

Дросель з $l \ll d_{op}$ вільний від вказаного недоліку. За конструкцією всі дросельні пристрої діляться на **нерегульовані**, тобто з $d_{op} = \text{const}$, і **регульовані**, тобто зі змінною величиною площі живого перерізу отвору, який називається **робочим вікном**.

Одна із серійних конструкцій верстатного регульованого дроселя типу ПГ77-1 наведена на рис. 2.12. Робоча рідина підводиться до отвору "Підведення", проходить через радіальні отвори втулки 2 в її внутрішню порожнину, з якої через робоче вікно, утворене фасонним отвором у втулці 2 і торцем втулки 3 (вид Б), проходить в отвір "Відведення" і направляється в гідросистему. Безступеневе регулювання площі

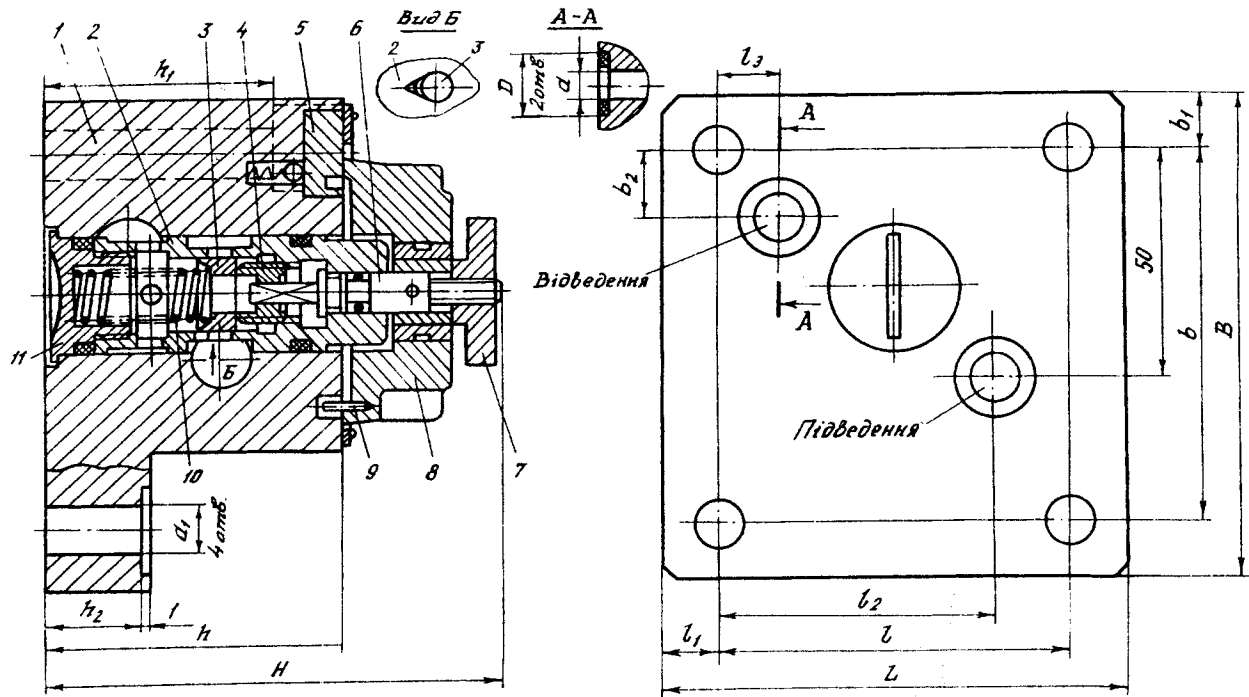


Рис. 2.12. Регулюючі дросель типу ПГ 77-1

27

робочого вікна здійснюється осьовим переміщенням втулки 3 за допомогою гвинта 4 і пружини 10, яка підтискує втулку 3 до гвинта 4. Гвинт обертається вручну ручкою-лімбом 8 через вал 6.

Осьовому переміщенню втулки 3 відповідає декілька повних обертів ручки-лімба 8, в даній конструкції це 4 оберти.

Після кожного повного обертру ручки-лімба показник обертів 5 за допомогою штифта 9 повертається на 90° . Гайка 7 скріплює конструкцію, що розміщена в корпусі 1, на торець якого виведені приєднувальні отвори "Підведення" і "Відведення".

Ребра дроселювального робочого вікна виконані гострими, тобто дросель відноситься до групи, у якій $l \ll d_{др}$, що практично виключає залежність його характеристик від температури робочої рідини.

2.3. Трубопроводи

Усталені і нестационарні процеси в трубопроводах істотно впливають на технологічні характеристики гідропривода в цілому. Практичне значення має вибір оптимальної величини живого перерізу трубопроводу, оцінювання хвильових процесів в ньому, тому що трубопровід з рідиною, яка рухається, є динамічною системою з розподіленими параметрами. Уявлення про конструкції трубопроводів, які використовуються в верстатах, дозволяє оцінити їх вплив на роботу гідроприводів.

2.3.1. Розрахунок основного параметра трубопроводу

Головним розрахунковим параметром трубопроводу є площа живого перерізу, тобто площа $S_{тр}$ поперечного перерізу його отвору, тому що при заданій витраті $Q_{тр}$ через трубу величина $S_{тр}$ визначає середню швидкість v_c потоку

$$v_c = \frac{Q_{тр}}{S_{тр}} \quad (2.44)$$

З формули (2.39) випливає, що втрати тиску в трубі пропорційні квадрату середньої швидкості, тобто обернено пропорційні квадрату площі поперечного перерізу отвору.

Зменшуючи $S_{тр}$, тобто зменшуючи поперечні габарити і масу трубопроводу, ми різко збільшуємо втрати енергії, тобто зменшуємо ККД гідропривода.

Тому розрахунок зводиться до вибору оптимального практичного значення v_c .

Тоді з (2.44)

$$S_{тр} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{тр}^2 = \frac{Q_{тр}}{v_c} \quad (2.45)$$

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{\text{тр}}}{v_c}}, \quad (2.46)$$

де v_c – за рекомендаціями, наприклад, табл.7.

Таблиця 7

Рекомендовані середні швидкості рідини в трубі

Призначення трубопроводу	Орієнтовні значення максимальних середніх швидкостей рідини в трубі, м/с
Всмоктувальний	1,2
Зливний	2,0
Нагнітальний при тисках, МПа	
до 2,5	2,0
до 6,3	3,2
до 16,0	4,0
до 32,0	5,0
понад 63,0	6,3 – 10,0
Короткі канали в гідроагрегатах	до 20,0

Оскільки другий геометричний параметр трубопроводу – довжина – визначається компонованою схемою гідропривода на технологічній машині – верстаті, пресі і т.п., то потрібно перевірити величину втрат тиску в трубопроводі як шляхових, так і місцевих.

Сумарні втрати тиску по довжині трубопроводу і в місцевих опорах не повинні перевищувати 5...10 % від тиску, який забезпечується насосом. В окремих випадках допускаються втрати до 20% від тиску насоса.

В цілому по трубопроводу, який вміщує крім прямолінійних ділянок декілька місцевих опорів, сумарні втрати дорівнюють

$$\Delta p_{\text{тер } \Sigma} = \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{v_{ci}^2}{2}, \quad (2.47)$$

де ξ_i – коефіцієнти втрат по довжині і в місцевих опорах, відповідно;
 v_{ci} – середні швидкості потоку на цих ділянках.

2.3.2. Хвильові процеси в трубопроводах

Вся маса рідини, яка знаходиться в трубопроводі, розподілена певним чином по довжині труби і нагадує в першому наближенні

залізничний потяг, в якому окремі маси-вагони взаємодіють між собою через пружні елементи – буферні пружини.

Легко уявити собі, що якщо загальмувати локомотив (тільки локомотив), то вагони один за одним теж будуть гальмувати, стискаючи пружини. Коли загальмує останній вагон, сили пружності пружини відкинуть його від передостаннього і т.д., поки цей процес не дійде до локомотива. Це і є схемою перших двох фаз **хвильового процесу**, який відбувається в **системі з розподіленими параметрами**. В даному випадку по довжині потяга (трубопроводу) розподілені загальна маса і пружність.

Розглянемо хвильовий процес в трубопроводі, заповненому стисненою рідиною, яка рухається.

На рис. 2.13 наведені різноманітні фази такого процесу. З пристрою А (насос, резервуар) в трубу Б подається рідина, причому тиск на виході пристрою А дорівнює $p_0 = \text{const}$.

В певний момент часу заслінка В миттю перекриває вихід рідини з труби, і шар рідини масою Δm , який прилягає до заслінки, зупиняється (гальмується). Кінетична енергія цього шару $\Delta m \cdot \frac{v_0^2}{2}$ переходить в потенціальну енергію стисненої рідини. Тиск в стисненому шарі підвищується на $\Delta p_{хв}$ і стає рівним $p_0 + \Delta p_{хв}$. Потім гальмується наступний шар і т.д., але насправді цей процес не дискретний, як ми це уявили, а безперервний.

Підвищений тиск $p_0 + \Delta p_{хв}$ “рухається” від заслінки В по трубі до пристрою А зі швидкістю c , яка є **швидкістю звуку** в системі “труба-рідина”.

На рис. 2.13,а наведений момент руху фронту n -ї хвилі тиску зліва направо, причому за рахунок стиснення рідини в зоні, де $p = p_0 + \Delta p_{хв}$, і деформації трубопроводу (переріз отвору збільшується під дією тиску $\Delta p_{хв}$) надходження рідини в недеформовану частину труби продовжується.

На рис. 2.13,б наведений стан в кінці першої фази хвильового процесу, коли вся рідина, яка знаходиться в трубі, стиснена, труба деформована, швидкість рідини в трубі $v = 0$.

Початок другої фази зображений на рис. 2.13,в. Стиснена в деформованій трубі рідина починає розширюватись, а труба стискається, починаючи з перерізу, який дотикається до пристрою А. Процес розширення рідини іде зліва направо, фронт тиску переміщується зі швидкістю c .

В кінці другої фази (рис. 2.13,г) цей стан поширюється по всій довжині труби, але всі частинки рідини в трубі до того моменту набувають швидкості v_0 у напрямку від заслінки В до пристрою А.

В третій фазі рідина, продовжуючи рухатись за інерцією, ще більше розширюється, тиск в шарах, які дотикаються до заслінки В, знижується на $-\Delta p_{хв}$ і стає рівним $p = p_0 - \Delta p_{хв}$. Цей процес іде зліва направо зі швидкістю

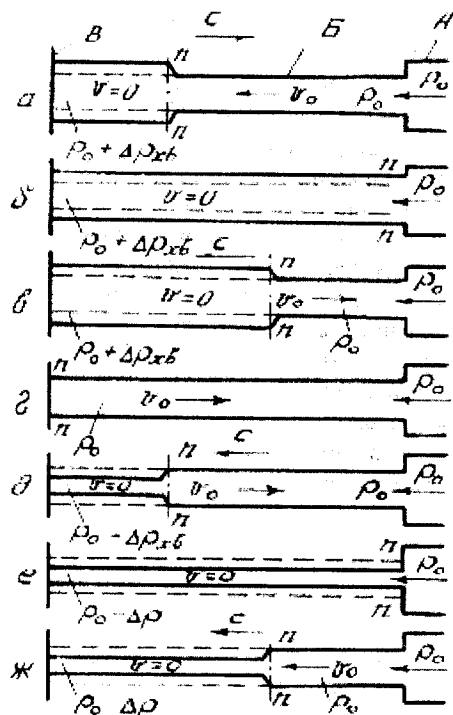


Рис. 2.13. Фази хвильового процесу в турбопроводі

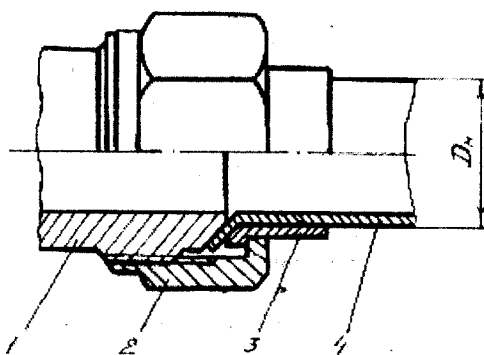


Рис. 2.14. Штуцерне з'єднання труб:

- 1 - труба з привареною різьбовою частиною штуцера; 2 - накладна гайка;
3 - ніпель; 4 - труба з розвальцьованим кінцем

с (рис. 2.13,д). В зв'язку з тим, що тиск зменшується, труба в зоні $p = p_0 - \Delta p_{хв}$ стискується ще більше. Так продовжується до тих пір, поки хвиля пониженого тиску не досягає пристрою А (рис. 2.13,е).

Потім починається четверта фаза – рідина з пристрою А, на виході якого тиск $p = p_0$, починає надходити в трубу, в якій в кінці третьої фази встановився тиск $p = p_0 - \Delta p_{хв}$, зі швидкістю u_0 (рис. 2.13,ж). Хвиля тиску рухається справа наліво зі швидкістю с.

Потім все описане вище повторюється. Коли б в цьому процесі не відбувалися втрати енергії на тертя, місцеві опори та ін., то коливальний хвильовий процес продовжувався нескінченно.

Внаслідок втрат енергії колювання достатньо швидко згасають.

В літературі підвищення тиску в першій фазі (рис. 2.13,а) часто називають **гідравлічним ударом**, тому що результатом цього процесу нерідко буває руйнування труб, гідроциліндрів, порушення необхідних режимів роботи гідропривода.

Тривалість процесів, зображених на рис. 2.13,а,...,г, називається **тривалістю циклу гідравлічного удару**, яка дорівнює

$$T_r = \frac{2l}{c}, \quad (2.48)$$

де l – довжина трубопроводу.

Вище ми припустили, що закриття заслінки відбулося миттєво. Практично час t_z закриття – величина кінцева. Якщо $T_r > t_z$, тобто заслінка встигає повністю перекрити потік до приходу відбитої хвилі, гідравлічний удар називається повним.

Якщо $T_r < t_z$, то гідравлічний удар неповний і приріст тиску $\Delta p_{хв}$ відповідає неповному гальмуванню потоку.

Вище ми розглядали процеси, які відбуваються між заслінкою і пристроєм, що нагнітає рідину в трубопровід, і супроводжуються підвищенням тиску в першій фазі – це **позитивний гідравлічний удар**.

Якщо помістити заслінку на виході пристрою, який нагнітає рідину в трубу (в перерізі А на рис. 2.13), то при її закритті потік, відсічений від джерела, буде рухатись по інерції, створюючи понижений тиск $p = p_0 - \Delta p_{хв}$, а потім, зупинившись, почне повертатися до запірного пристрою назад, викликаючи явище гідравлічного удару – це **негативний гідравлічний удар**.

Оцінимо величину $\Delta p_{хв}$ приросту тиску, викликаного гідравлічним ударом.

На рис. 2.15 зображена ділянка трубопроводу 1 з заслінкою 2, яка в якийсь момент часу перекриває частину $\Delta S_{тр}$ живого перерізу $S_{тр}$, так, що площа отвору, через який продовжує текти рідина, стає рівною $S_{тр} - \Delta S_{тр}$. Початкова середня швидкість потоку зменшується на Δv в шарах, що

безпосередньо дотикаються до заслінки, і це гальмування поширюється вздовж труби зліва направо зі швидкістю звука c так, що за час Δt хвиля підвищеного тиску $p = p_0 + \Delta p_{хв}$ переміститься на відстань $\Delta l = c \cdot \Delta t$. Труба в зоні підвищеного тиску деформується до діаметра $d = d_{тр} + \Delta d_{тр}$.

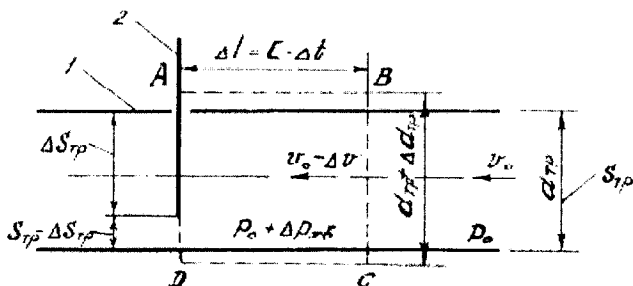


Рис. 2.15. Схема до розрахунку приросту тиску при гідравлічному ударі

В об'ємі ABCD початкова маса m рідини за рахунок її додаткового стиснення збільшиться на Δm .

Для визначення $\Delta p_{хв}$ скористаємось теоремою про кількість руху маси $m + \Delta m$, яка повинна дорівнювати імпульсу сил тиску F_2 і F_1 , що прикладені до перерізів AD і BC, тобто

$$(m + \Delta m) \cdot \Delta v = (F_2 - F_1) \cdot \Delta t. \quad (2.49)$$

Величина $(m + \Delta m) \cdot \Delta v = m \cdot \Delta v + \Delta m \cdot \Delta v \approx m \cdot \Delta v$, тому що $\Delta m \cdot \Delta v$ є добуток двох нескінченно малих величин.

Величина

$$F_2 - F_1 = (p_0 + \Delta p_{хв}) \cdot (S_{тр} + \delta S_{тр}) - S_{тр} \cdot p_0, \quad (2.50)$$

де $\delta S_{тр}$ – приріст площі $S_{тр}$ живого перерізу, викликаний збільшенням діаметра $d_{тр}$ труби на величину $\Delta d_{тр}$.

Тоді

$$F_2 - F_1 = p_0 \cdot S_{тр} + p_0 \cdot \delta S_{тр} + \Delta p_{хв} \cdot S_{тр} + \Delta p_{хв} \cdot \delta S_{тр} - S_{тр} \cdot p_0 \approx \Delta p_{хв} \cdot S_{тр}, \quad (2.51)$$

нехтуючи малими величинами $p_0 \cdot \delta S_{тр}$ і $\Delta p_{хв} \cdot \delta S_{тр}$.

Враховуючи, що

$$m \cdot \Delta v = \rho \cdot S_{тр} \cdot \Delta l \cdot \Delta v = \rho \cdot c \cdot S_{тр} \cdot \Delta t \cdot \Delta v, \quad (2.52)$$

отримуємо рівняння

$$\Delta p_{хв} = c \cdot \rho \cdot \Delta v, \quad (2.53)$$

де c – швидкість звуку в потоці рідини в трубі; ρ – густина рідини;

Δv – приріст швидкості, який викликаний закриттям (відкриттям) заслінки (чи аналогічного заслінці пристрою).

В свою чергу можна довести, що швидкість звуку в трубі, яка заповнена рідиною, дорівнює

$$c = \rho^{-2} \left[\frac{1}{E_p} + \frac{d_{tr}}{a E_{tr}} \right]^{-2}, \quad (2.54)$$

де a – товщина стінки труби;

E_{tr} – модуль пружності матеріалу труби;

E_p – за формулами (2.8) і (2.9).

Більш інформативні розрахунки параметрів хвильових процесів виконують, використовуючи так звані хвильові рівняння в частинних похідних.

2.3.3. Конструкції трубопроводів

Всі трубопроводи, що з'єднують гідравлічні агрегати, взаємне розташування яких постійне, виконуються жорсткими, з металевих труб. Такі труби з'єднуються між собою зварюванням (нероз'ємне з'єднання) чи за допомогою штуцерних пристроїв (роз'ємне з'єднання).

Для тисків 15 МПа і вище застосовують сталеві безшовні труби. Сталеві електрозварені труби використовують при тисках до 7 МПа, труби з алюмінієвих сплавів – для тисків до 15 МПа, з мідних – до 3 МПа.

Конструкція штуцерного з'єднання наведена на рис. 2.14. Для з'єднання гідравлічних агрегатів, взаємне розташування яких під час роботи технологічної машини змінюється, використовуються гнучкі трубопроводи – рукави високого тиску.

На рис. 2.16 наведена конструктивна схема рукава високого тиску.

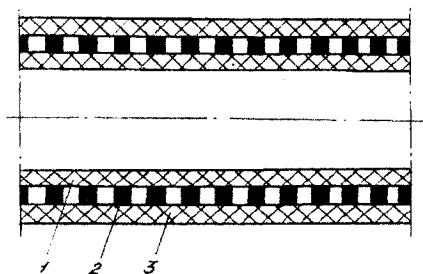


Рис. 2.16. Конструктивна схема рукава високого тиску:

- 1- внутрішня гумова трубка;
- 2- зовнішній гумовий шар

Внутрішня трубка 1 з маслостійкої гуми обмотана ззовні металевою сіткою 2, яка є силовим елементом, що сприймає сили тиску рідини в рукаві. Зверху вся конструкція захищається гумовим шаром 3. Крім гумових та металевих шарів можуть використовуватись також обмотки з міцних ниток – корда, які забезпечують монолітність всієї конструкції.

В конструкціях рукавів високого тиску використовують один чи три металевих каркаси, які розділені гумово-кордовими шарами. Безумовно, чим більше металевих каркасів, тим вищий допустимий робочий тиск в рукаві, але повноцінно використовуються міцнісні властивості тільки внутрішнього каркасу, який сприймає в багатокаркасній конструкції біля 60% тиску в рукаві. Найменш ефективний третій каркас, який сприймає всього біля 10% тиску.

Найчастіше використовуються двокаркасні рукави.

Рукави високого тиску чутливі до якості виготовлення та експлуатації, а саме:

- не можна закручувати рукав відносно його осі при монтажі в гідросистемі;

- не можна допускати радіусів згинання рукава, менше допустимих;

- ресурс рукава, в основному, визначається формою, амплітудою і частотою пульсації тиску в ньому, за умови, що не буде перевищена величина робочого тиску;

- відповідальним елементом конструкції рукава є місце кріплення металевих наконечників – штуцерних елементів.

Здатність рукава високого тиску протидіяти тиску рідини набагато нижча, ніж у сталевих трубопроводів, тобто деформації його порожнини значно більші. Тому, як впливає з рівняння (2.53), швидкість звуку в ньому значно менша, також менше і підвищення тиску при гідравлічних ударах.

3. ВИКОНАВЧИЙ КОНТУР ГІДРОПРИВОДА

Виконавчий контур (ВК) є головною обов'язковою частиною об'ємного гідропривода будь-якого призначення і складності. У ВК відбуваються процеси перетворення потоку енергії.

До складу ВК входять насос чи група насосів, гідродвигун та трубопроводи, що з'єднують їх.

Решта гідроагрегатів, які входять до складу гідропривода, може бути розподілена на дві групи:

- гідроагрегати, які не впливають на процес перетворення енергії і, відповідно, на точність і параметри режимів роботи гідропривода; до них належать резервуари для робочої рідини – **баки**, пристрої очищення рідини від забруднення – **фільтри** та інші. Далі ці гідроагрегати будуть називатись **обслуговуючими (ГО)**;

- гідроагрегати, які керують процесом перетворення енергії і тим самим значно впливають на точність і параметри режимів роботи гідропривода; до них належать різного роду **регулятори тиску (клапани)**, **регулятори витрати (швидкості)**, **пропорційні розподільвачі** і т.п. Ці гідроагрегати входять до групи **гідроапаратури (ГА)**.

На рис. 3.1 наведена схема гідропривода плоскошліфувального верстата моделі 3Д-722 з об'ємним регулюванням, до складу якого входять:

- ВК-1 привода поздовжньої подачі столу верстата, який містить регульований насос Н (умовні позначення, які використовуються на гідравлічних схемах, наведені в додатку 1), гідродвигун поступального руху – гідроциліндр ЦС і трубопроводи: В – всмоктувальний; 1- нагнітальний; 2,3,4,5 – підведення до гідроциліндра; 6,7 – зливний.

- ВК-2 привода шліфувальної бабки містить той самий насос Н, що використовується у ВК-1, гідроциліндр ЦБ і трубопроводи: В – всмоктувальний; 1,9 – нагнітальний; 10,11,12,13 – підведення до гідроциліндра; 14 – зливний.

- ВК-3 привода вертикальної подачі, який містить той самий насос Н, два плунжерних гідроциліндри ЦВП і трубопроводи: В – всмоктувальний; 1 – нагнітальний; 15, 16 – підведення до гідроциліндрів; 17 – зливний. ВК1, ВК2, ВК3 позначені основними лініями.

Кожний з трьох ВК обслуговується групою гідроагрегатів ГО (тонкі лінії):

ВК-1 – гідророзподільниками дискретної дії РО і РС, фільтром Ф1, баком;

ВК-2 – гідророзподільниками Р4, РД, РБ і Р5, а також фільтром Ф1 і баком;

ВК-3 – гідророзподільником Р3, фільтром Ф1 і баком.

Решта гідроагрегатів на рис. 3.1 відноситься до групи ГА.

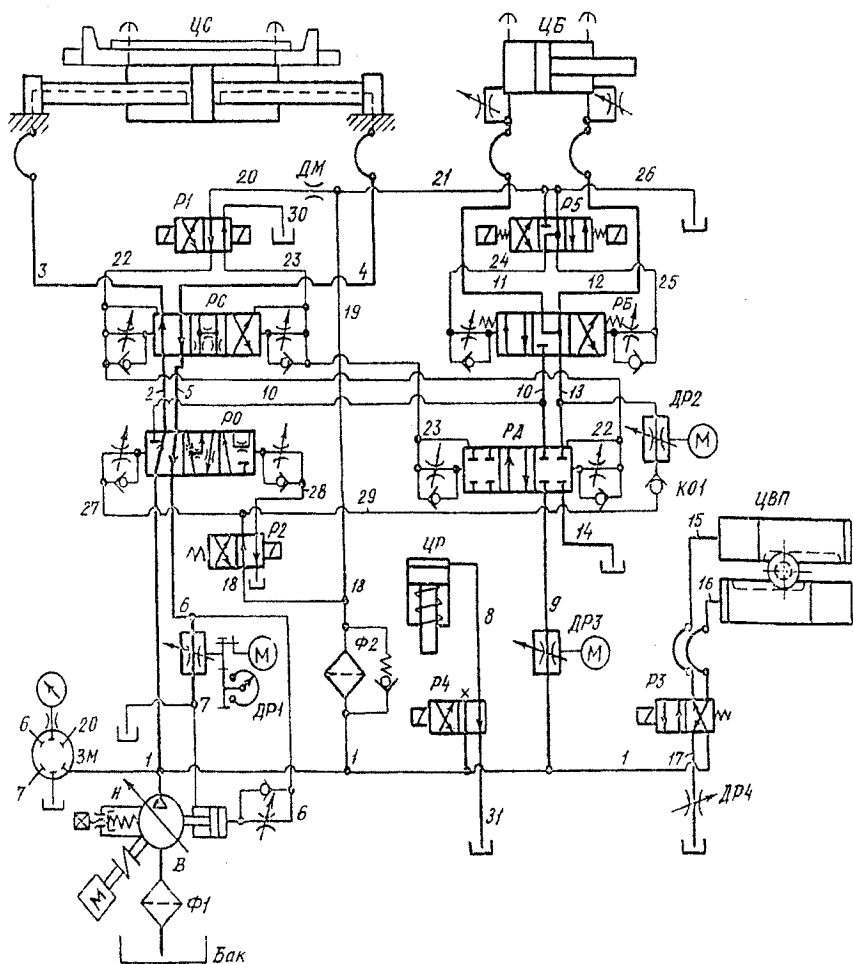


Рис. 3.1. Схема гідросистеми шліфувального верстата моделі 3Д-722

Нижче розглядаються гідроагрегати, які входять до складу ВК і ГО (трубопроводи розглянуті в розділі 2.3).

3.1. Гідроагрегати, які входять до складу ВК

3.1.1. Насоси

Насос є перетворювачем механічної енергії в гідравлічну. Якщо коефіцієнти η_{Ri} і $\eta_{\omega i}$ перетворення потоку енергії за зусиллям і швидкістю для даного насоса величини постійні, то насос називається нерегульованим, тобто його робочий об'єм $V = \text{const}$. Якщо насос регульований, то $V = \text{var}$ і, відповідно, змінними є η_{Ri} і $\eta_{\omega i}$.

Таким чином, насос може бути нерегульованим, регульованим нереверсивним, тобто з постійним напрямком потоку, регульованим реверсивним.

3.1.1.1. Загальні характеристики насосів

До загальних характеристик насоса належать:

- головний параметр насоса – **робочий об'єм** V , $\text{м}^3/\text{об}$, тобто об'єм рідини, яка подається насосом за 1 оберт його приводного вала, чи **характерний об'єм** $V' = V/2\pi$, $\text{м}^3/\text{рад}$, тобто об'єм рідини, яка подається насосом за оберт приводного вала на один радіан;
- робочий тиск p_p , тобто тиск, який забезпечує насос протягом тривалої роботи;
- максимальний тиск p_{max} , при якому допускається короткочасна робота насоса;
- витрата Q_n насоса при робочому тиску;
- $Q_n = V \cdot n_n \cdot \sigma_n$, де n_n – номінальна частота обертання приводного вала насоса;
- σ_n – **коефіцієнт подачі**, який дорівнює відношенню

$$\sigma_n = \frac{Q_n}{Q_T}, \quad (3.1)$$

де $Q_T = Q \cdot n_n$ – теоретична витрата насоса;

- ККД насоса $\eta_n = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m$, де η_o – **об'ємний ККД**, який характеризує втрати енергії на витоки рідини; η_r – **гідравлічний ККД**, який характеризує втрати енергії на місцевих опорах, каналах і робочих вікнах насоса; η_m – **механічний ККД**, який характеризує втрати енергії на механічне тертя в насосі. Використовується також показник – **гідромеханічний ККД** $\eta_{gm} = \eta_r \cdot \eta_m$;

- потужність на виході насоса $P_n = Q_n \cdot p_p$. Потужність на приводному валі насоса

$$P_{\text{вх}} = M_{\text{кр}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_n = \frac{Q_n \cdot P_p}{\eta_n}. \quad (3.2)$$

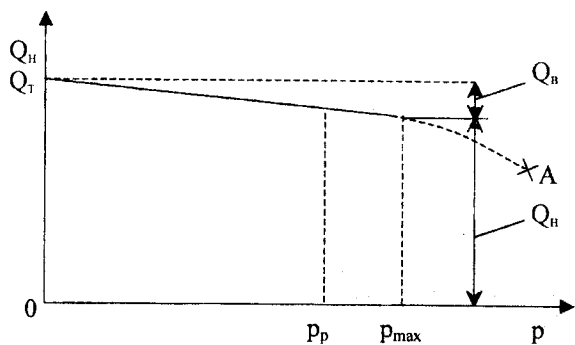


Рис. 3.2. Залежність подачі Q_n нерегульованого насоса від тиску p на виході

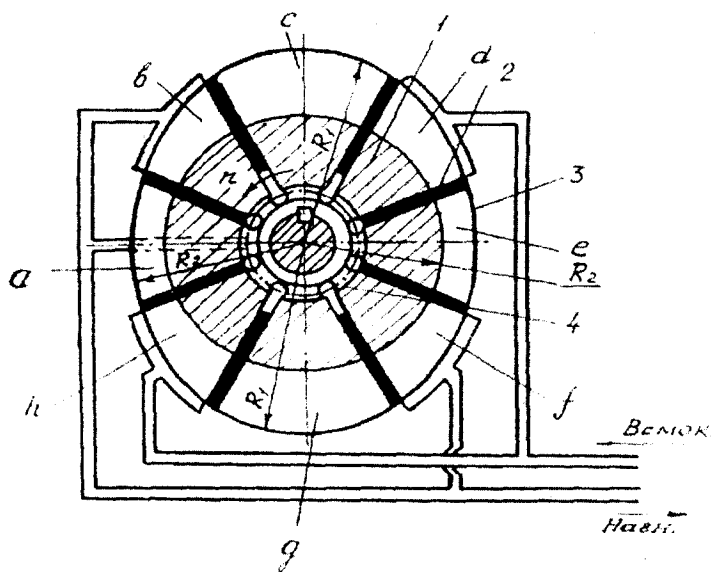


Рис. 3.3. Схема пластинчатого нерегульованого насоса подвійної дії

На рис. 3.2 наведена типова залежність $Q_n(p)$ подачі насоса від тиску на його виході. Вплив витоків виявляється в постійному зниженні кривої $Q_n(p)$ з підвищенням тиску. Для p_{\max} показані значення витрати витоків Q_v і подачі Q_n насоса. Експлуатація насоса при $p > p_{\max}$ призводить до прогресивного зниження Q_n . В точці А відбувається поломка насоса.

З функції $Q_n(p)$ випливає, що із зростанням тиску і відповідним зменшенням Q_n , коефіцієнт подачі σ_n зменшується. Тому насоси оцінюють за значеннями σ_n , які мають місце при p_r . Крім того, у насосів з більшим робочим об'ємом або більшою частотою обертання приводного вала більшою є також теоретична подача $Q_T = Q \cdot n_n$, а витoki в насосі при цьому зростають повільніше, ніж Q_T . Це сприяє збільшенню коефіцієнта подачі.

3.1.1.2. Конструкції насосів

В гідроприводах металорізальних верстатів, роботів, різноманітного роду оснащення застосовуються, в основному, насоси пластинчасті та поршневі, зрідка – шестеренні, хоч останні з успіхом використовуються в інших галузях машинобудування: сільськогосподарській техніці, будівельних і дорожніх машинах.

Схема **пластинчастого нерегульованого насоса** наведена на рис. 3.3. Ротор 1 жорстко зв'язаний з приводним валом і має радіально розташовані пази, в яких по рухомій посадці встановлені пластини 2.

Під внутрішні торці цих пластин підводиться тиск нагнітання через кільцеву канавку 4. Цей тиск створює на внутрішніх торцях пластин радіальні зусилля, які притискають пластини їх зовнішніми торцями до внутрішньої фасонної поверхні статора 3. В період пуску насоса початкове підтиснення пластин до статора здійснюється відцентровими силами.

Простір між зовнішньою поверхнею ротора і внутрішньою поверхнею статора, обмежений лопастями і торцевими фланцями (на рис. 3.3 не зображені), є **робочою камерою** насоса. На рис. 3.3 таких камер вісім. В тому положенні ротора, яке зображене на рисунку, камери "в" і "Г" з'єднані з порожниною нагнітання насоса, а камери "d" і "h" з'єднані з порожниною всмоктування.

При обертанні ротора проти годинникової стрілки об'єми камер "в" і "Г" будуть зменшуватись, витискуючи рідину в порожнину нагнітання, а об'єми камер "d" і "h" – збільшуватись, створюючи розрідження в порожнині всмоктування.

В камерах "с", "е", "g" і "а" завершилися цикли нагнітання чи всмоктування, і вони в зображеному на рисунку моменті відключені від відповідних порожнин.

В наступний момент, коли ротор повернеться на дуже малий кут, кожна з цих камер знову буде підключена до порожнини всмоктування чи нагнітання, відповідно.

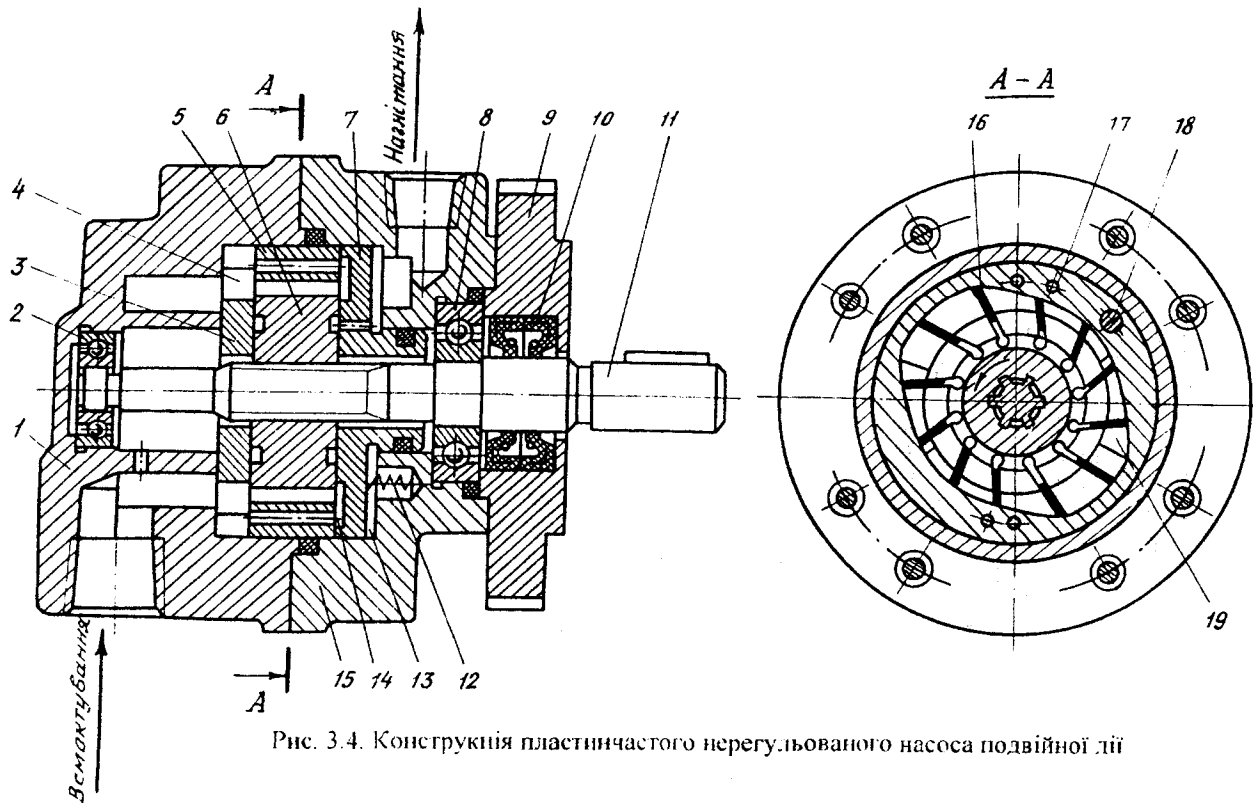


Рис. 3.4. Конструкция пластинчатого нерегулируемого насоса подвійної дії

В зв'язку з тим, що за один повний оберт ротора кожна з робочих камер двічі здійснює цикли всмоктування і нагнітання, такий насос називається насосом **подвійної дії**.

Зі схеми на рис. 3.3 випливає, що загальний робочий об'єм V такого насоса складається із 8 робочих об'ємів V_i , кожний з яких є різницею $V_i = V_{i\max} - V_{i\min}$, де $V_{i\max}$ – максимальний об'єм робочої камери насоса (наприклад, об'єм “с”,); $V_{i\min}$ – мінімальний об'єм (об'єм “а”).

Конструкція пластинчастого нерегульованого насоса подвійної дії наведена на рис. 3.4. В кришці 1 і корпусі 15 насоса на підшипниках кочення 2 і 8 встановлений ведучий вал 11, на шліцевій частині якого розташований ротор 6. В пазах ротора рухомо встановлені пластини 16, торці яких ущільнені дисками 3 і 7. До статора 5 пластини притискуються тиском робочої рідини та відцентровими силами. Пружини 12 (3 шт.) здійснюють попереднє підтискання дисків 3 і 7 до торців ротора і пластин.

Після запуску насоса рідина з порожнини нагнітання подається в камеру 13 і додатково підтискає з торців весь комплект деталей, які утворюють робочі камери. Зовнішні витоки виключаються манжетами 10, які встановлені в розточці фланця 9.

Вікна 4 диска 3 через отвори 17 статора з'єднані з вікнами 14 диска 7, що забезпечує приєднання порожнини всмоктування насоса до робочих камер з двох сторін. Вікна 19 диска 7 забезпечують з'єднання робочих камер, які витискують рідину, з порожниною нагнітання. Штифти 18 фіксують необхідне взаємне розташування деталей насоса.

Розглянута конструкція втілена в насосах типу БГ12-4..., які розвивають номінальний тиск на виході $p_p = 10$ МПа і $p_{\max} = 12,5$ МПа при короткочасній роботі тривалістю не більше 0,6 с. Номінальна частота обертання 1500 об/хв; ресурс не менше 3500 годин.

Основні параметри чотирьох типорозмірів насосів типу БГ12-4... наведені в таблиці 8.

Таблиця 8

Параметри пластинчастих насосів

Типорозмір насоса	Робочий об'єм, см ³	Номінальна подача, л/хв, не менше	Потужність номінальна, кВт	ККД, не менше	
				об'ємний	повний
БГ12-41Б	3,20	3,30	1,34	0,69	0,40
БГ12-41А	5,00	5,00	1,86	0,80	0,53
БГ12-41	8,00	10,40	2,58	0,87	0,65
БГ12-42	12,50	16,70	3,84	0,89	0,71

Необхідно звернути увагу на низький загальний ККД насосів БГ12-4... усіх типорозмірів і на особливо низький ККД насосів з малими робочими об'ємами, коли частка витоків істотно зростає при малих подачах.

Пластинчасті насоси вказаної конструкції випускають також у двопотоковому виконанні, коли на одному приводному валі встановлюють два комплекти деталей, які утворюють дві ізольовані одна від одної системи робочих камер, що дозволяє отримати в нагнітанні два незалежних потоки однакової чи різної величини подачі.

Конструкція **пластинчастого регульованого насоса** наведена на рис. 3.5. Це насос одинарної дії, тобто за один оберт приводного вала кожна робоча камера здійснює один цикл "всмоктування-нагнітання".

Характерною особливістю регульованого пластинчастого насоса є те, що пластини під час роботи ковзають не по фасонній розточці статора, який має одне фіксоване відносно ротора положення, а по циліндричній поверхні, розташованій ексцентрично відносно осі ротора, причому цей ексцентриситет регулюється за допомогою спеціального механізму керування.

Робочі камери утворюються зовнішньою поверхнею ротора 1, боковими поверхнями пластин 3, внутрішньою розточкою статора 4 і торцями двох розподільних дисків 15 і 18. Всі ці деталі, включаючи кільце 5, встановлені в корпусі 14, до якого гвинтами 7 прикріплені фланець (кришка) 19. Ротор встановлений в підшипники ковзання, які виконані в розподільних дисках, і шлицями зв'язаний з приводним валом 22, розташованим на підшипниках 20 і 29. В диску 18 містяться пази 17 і 24 для нагнітання і всмоктування робочої рідини, а також пази 16 і 25 для з'єднання порожнин в роторі під пластинами з напірною (на ділянці нагнітання) або всмоктувальною (на ділянці всмоктування) магістралями. Це забезпечує притискання пластин до статора на ділянці нагнітання, а також вільне переміщення від центра ротора на ділянці всмоктування. Диск 15 має кільцеву камеру 26, обмежену шайбою 28 і кільцями 27, яка зв'язана з напірною лінією.

При обертанні ротора в напрямку, зображеному стрілкою, пластини під дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої поверхні статора, а робочі камери за рахунок ексцентриситета e будуть збільшуватись в зоні, яка розташована нижче осі I-I, тобто буде відбуватись всмоктування робочої рідини, і зменшуватись в зоні, яка розташована вище осі I-I (нагнітання).

Пази 24 і 27 розташовані так, що при збільшенні об'ємів робочих камер вони з'єднуються з порожниною всмоктування, а при зменшенні – з порожниною нагнітання. Тиск робочої рідини, яка підводиться в камеру 26, стискує весь комплект деталей, що утворюють робочі камери насоса, в осьовому напрямку, здійснюючи таким чином герметизацію торцевих стиків, але, одночасно, збільшуючи втрати енергії на тертя. Через те, що

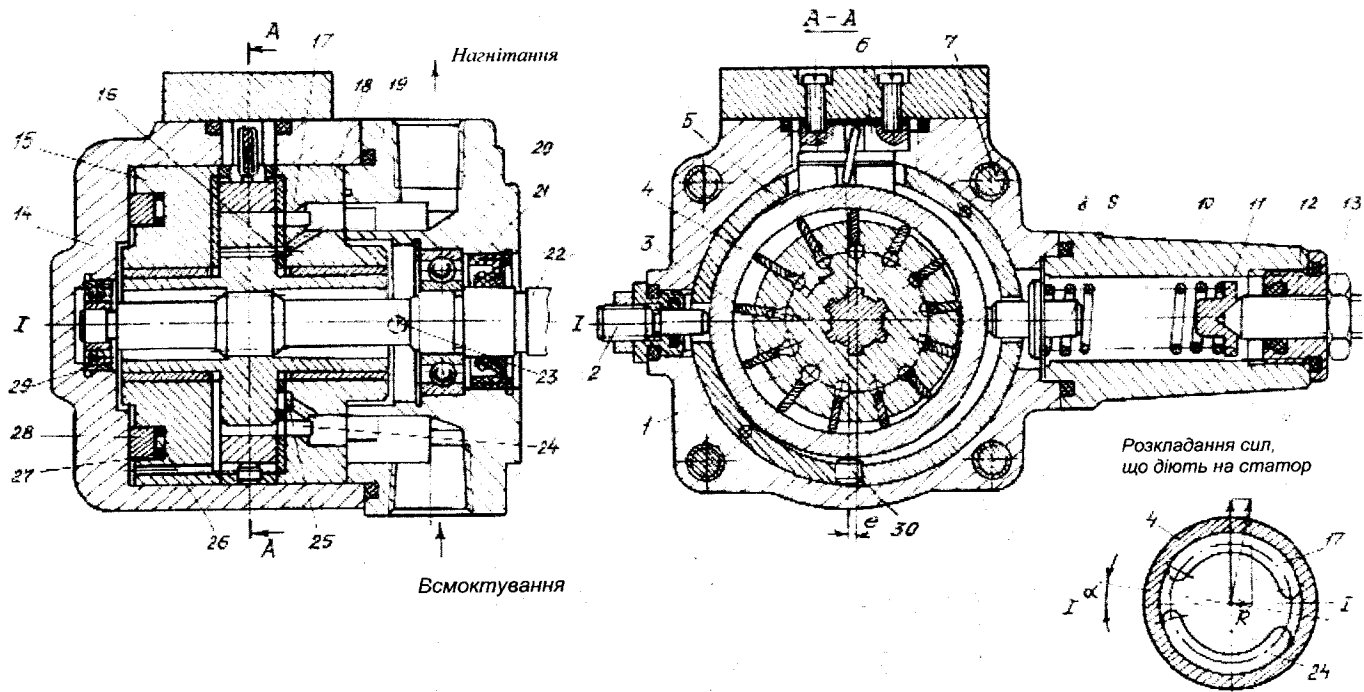


Рис. 3.5. Конструкція лопатевого регульованого насоса

пази 24 і 17 повернуті відносно вертикалі на кут α° , тобто розташовані несиметрично відносно осі I-I, то зусилля, яке діє на ротор і утворене тиском рідини в зоні нагнітання, відхиляється від вертикалі і з'являється горизонтальна складова F.

Зусилля F зміщує праворуч статор 4, який спирається на нерухому 30 і рухому 6 опори. При цьому через штир 9 стискається пружина 10 регулятора тиску, попереднє настроювання якого здійснюється гвинтом 12 через шайбу 11 і фіксується гайкою 13. Упор 2 обмежує максимальний ексцентриситет. Манжета 21 запобігає зовнішнім витокам, а витoki з корпусу відводяться через дренажний отвір 23.

При збільшенні тиску на виході насоса і відповідному зростанні складової F сил тиску на статор понад величини зусилля попереднього затягування пружини 10 ротор 4 почне зміщуватися праворуч. Ексцентриситет e при цьому зменшується, що призводить до зменшення робочого об'єму насоса і його подачі.

На рис. 3.6 наведена залежність подачі $Q_n(p)$ для регульованого пластинчастого насоса з керуванням за тиском p . Нахил лінії $Q_n(p)$ при $p < p_p$ обумовлений внутрішніми витокami, тобто залежить від коефіцієнта подачі. При робочому тиску p_p подача Q_n дорівнює номінальному значенню. При $p > p_p$ зменшується ексцентриситет i , відповідно, подача насоса. При $p = p_{\max}$ ексцентриситет $e = 0$ і $Q_n = 0$.

Нахил характеристики $Q_n(p)$ в зоні $p_p < p < p_{\max}$ залежить від жорсткості пружини регулятора (пружина 10 на рис. 3.5).

Регульовані пластинчасті насоси типу Г12-5 випускаються із різними робочими об'ємами. Основні їх параметри наведені в таблиці 9.

Таблиця 9
Основні параметри регульованих пластинчастих насосів

Типорозмір	Робочий об'єм, см ³	Номінальна подача, л/хв, не менше	Потужність номінальна, кВт	ККД, не менше	
				об'ємний	загальний
Г12-53АМ	20,00	25,50	3,60	0,85	0,73
Г12-54АМ	45,00	58,00	8,10	0,86	0,74
Г12-55АМ	80,00	105,60	13,60	0,88	0,80
2Г12-55АМ	80,00	108,00	10,50	0,90	0,67

Ресурс насосів Г12-5 становить 5000...6000 годин при тонкості фільтрації робочої рідини 10 мкм, або 3000...5000 годин при тонкості фільтрації 25 мкм. Номінальний тиск $p_p = 6,3$ МПа, а у насоса 2Г12-55 АМ $p_p = 4$ МПа. Маса різних типорозмірів дорівнює 17,5...58 кг.

Найбільш удосконаленими є насоси пластинчасті регульовані типу НІР (ліцензія фірми Rexroth - Німеччина), які дозволяють розвивати номінальний тиск $p_p = 16$ МПа, а також мають різне, у тому числі дистанційне, регулювання тиску.

Пластинчасті насоси широко використовуються в гідроприводах металорізальних верстатів, коли необхідний тиск становить 6,3...10,0 МПа, і відзначаються порівняно простою конструкцією, надійністю, невисоким рівнем шуму.

В більш відповідальних і енергоємних гідроприводах, в яких раціонально використовувати тиск 16,0...20,0 МПа (іноді до 32,0 МПа), застосовують аксіально-поршневі насоси різного конструктивного виконання.

Вони відрізняються високими об'ємними ККД (до 0,92...0,96), компактністю, енергоємністю.

Як правило, аксіально-поршневі насоси допускають регулювання робочого об'єму, хоч у окремих випадках застосовують спрощені конструкції з постійним або ступінчасто-регульованим об'ємом робочих камер.

Всі конструктивні варіанти аксіально-поршневих насосів відносяться до однієї з двох схем: з похилим диском (рис. 3.7) і похилим блоком (рис. 3.8).

Насос із похилим диском містить ротор 7, встановлений на підшипниках 12 у корпусі 10. У роторі на колі діаметром D_p розташовано з циліндричних отворів, осі яких паралельні осі обертання ротора (тобто аксіальні), і в них розміщені поршні 11. Похилий диск 5 за допомогою пристрою, не показаного на схемі, можна встановлювати під різними кутами $\gamma = -\gamma_{\max} \dots 0 \dots +\gamma_{\max}$, обертуючи його відносно осі О, що перпендикулярна площині рисунка.

Із похилим диском з'єднується притискне кільце, з яким шарнірно, через башмаки 13, зв'язані головки поршнів 11. Пружина 6 через шарову опору 3 притискає кільця 4 з башмаками 13 до похилого диска 5, а з іншого боку – через опору 8 притискає ротор 7 до торця розподільного диска 14 пристрою 9 комутації магістралей із циліндрами.

Приводний вал 1, змонтований у корпусі на підшипниках 2 і зв'язаний з ротором шліцьовим або шпонковим з'єднанням через опору 8. У диску 14 виконані два серпоподібних вікна 15 і 16, які з'єднані з порожнинами (трубопроводами) нагнітання і всмоктування.

При обертанні ротора підпоршневі об'єми циліндрів послідовно з'єднуються через серпоподібні вікна з однією чи іншою магістраллю. Поршні, які виходять з ротора, всмоктують рідину, а поршні, які входять в ротор, витискують рідину, тобто здійснюють нагнітання. Комутація відбувається шляхом переходу отворів на торці ротора з серпоподібного вікна 15 до вікна 16 і навпаки. Відстань між краями серпоподібних вікон

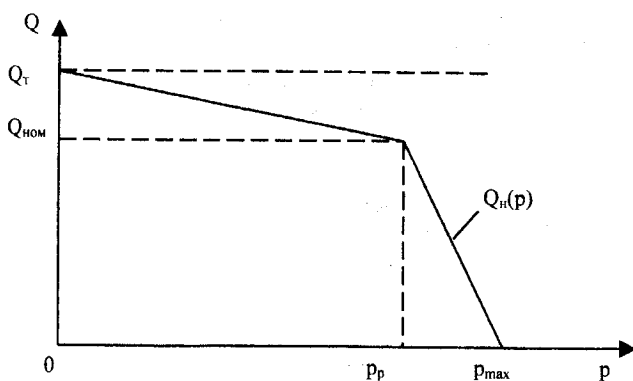


Рис. 3.6. Залежність подачі Q_n насоса, регульованого за тиском, від тиску

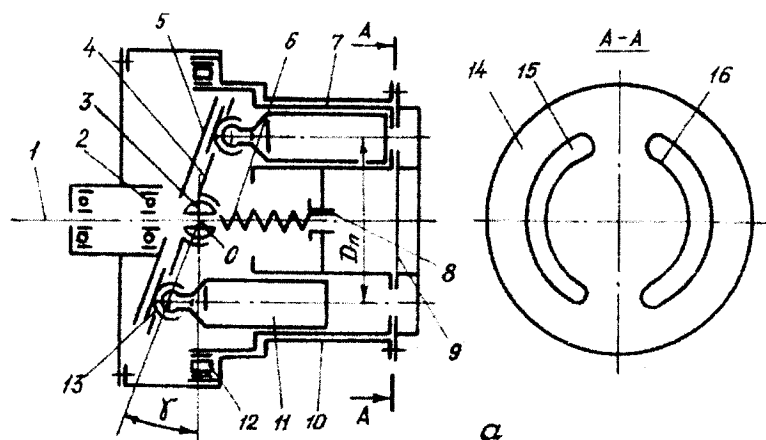


Рис. 3.7. Схема аксіально-поршневого гідронасоса з похилим диском

новинна дорівнювати або бути меншою порівняно з розмірами вікон на торці ротора, щоб не допустити короткочасного з'єднання порожнин всмоктування і нагнітання. У іншому випадку витoki в насосі з порожнини високого тиску в порожнину низького тиску істотно збільшаться, тобто зменшиться коефіцієнт подачі насоса і його ККД.

В насосі з реверсивним потоком регулюється не тільки величина робочого об'єму і, відповідно, подача рідини, але і напрям потоку при зміні знака кута γ нахилу диска.

При обертанні приводного вала (у металорізальних верстатах переважно від електродвигунів асинхронного типу) поршні здійснюють зворотно-поступальні рухи вздовж осі з амплітудою, яка визначається кутом γ і діаметром $D_{\text{п}}$, а також діаметром $d_{\text{п}}$ поршнів.

Розглянемо насос типу 2Г15-14, наведений на рис. 3.8 як приклад конструкції **аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском**. В таких насосах здійснюється гідравлічне управління, що дозволяє забезпечувати відповідну подачу робочої рідини споживачам гідросистеми при постійному тиску в напірній магістралі. Насоси використовують, зокрема, у ВК електрогідравлічних крокових приводів подачі вузлів металорізальних верстатів.

Насос 2Г15-14 має ротор 16, в аксіальних розточках якого розміщено поршні 15; ротор встановлено рухомо на приводному валі 1. Пружина 12 здійснює початковий притиск ротора до торця розподільного пристрою 11. Протилежний торець ротора з'єднаний торцевою шпонкою з барабаном 18, встановленим на ковзній шпонці на валу 1. Барабан має в своїх аксіальних розточках штовхачі 17, які замикають кінематично-силовий зв'язок між поршнями 15 і ведучою поверхнею похилого диска 5. Цей диск встановлений в люльці 4, яка може повертатися відносно осі O , що перпендикулярна площині рисунка. Описаний вище комплект деталей і вузлів утворює хитний механізм насоса, принцип роботи якого, в основному, відповідає викладеному вище стосовно схми на рис. 3.7.

Основною відмінною є спосіб зв'язку поршнів насоса з ведучою поверхнею похилого диска.

У схемі на рис. 3.7 цей зв'язок здійснюється за допомогою шарнірного з'єднання головок поршнів з елементом конструкції похилого диска. Це дозволяє примусово переміщувати поршні як у фазі нагнітання, так і у фазі всмоктування, що дає можливість здійснювати всмоктування робочої рідини безпосередньо з баку.

В конструкції на рис. 3.8 такий механічний зв'язок поршнів із ведучою поверхнею похилого диска відсутній, тому на вході насоса треба створювати тиск 0,2...0,5 МПа за рахунок роботи допоміжного насоса підживлення. Це забезпечує притиск поршнів через штовхачі до похилого диска.

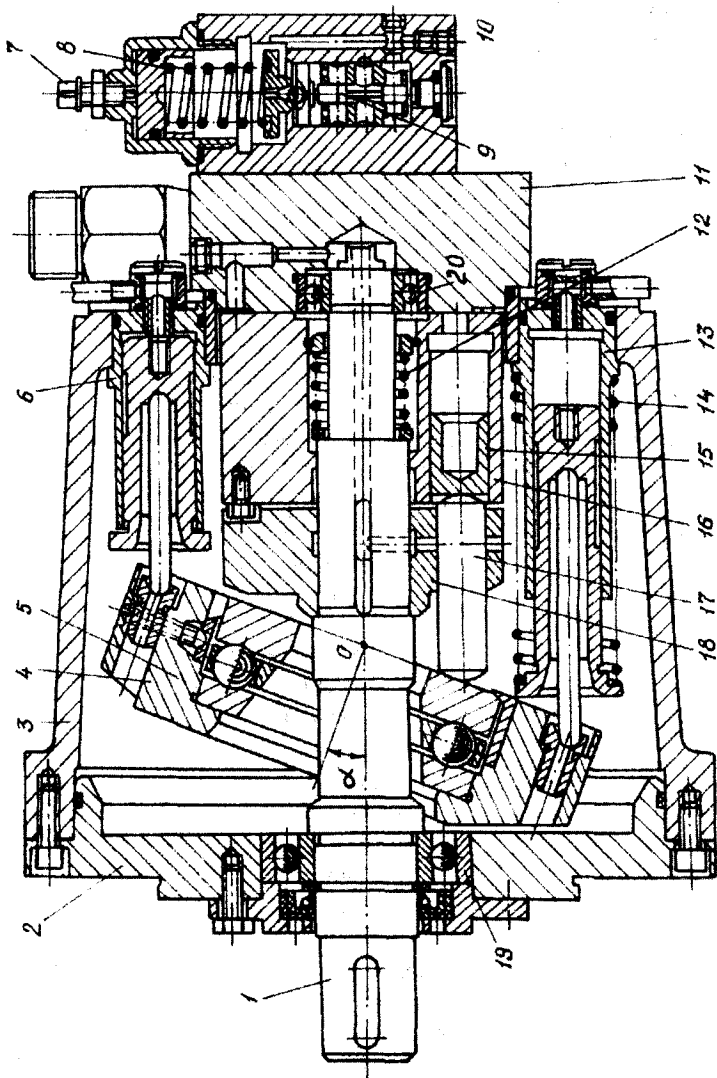


Рис. 3.8. Конструкція аксіально-поршневого регульованого гідромотора з похилим диском типу Г 15-14

Крім розглянутого вище блока подачі рідини насос містить вузли і деталі системи управління. В циліндр 13 надходить тиск підживлення, що разом із зусиллям пружини 14 забезпечує початковий максимальний кут γ_{\max} нахилу диска 5. Якщо гідросистема ВК не споживає витрати (загальмований двигун), то тиск в напірній магістралі переміщує вгору золотник 9 системи управління, який розташований в корпусі 10, долаючи зусилля пружини 8, встановлене гвинтом 7, і через систему каналів надходить в циліндр 6, плунжер якого виштовхується і встановлює похилий диск в нейтральне положення, при якому $\gamma = 0$.

Вал 1 розташований на підшипниках 19, 20. Конструкція насоса міститься в корпусі 3 і закрита кришкою 2. Насоси типу 2Г15-1 забезпечують номінальний тиск $p = 6,3$ МПа, мають робочий об'єм 70...140 см³/об. Робоча рідина повинна бути відфільтрована з тонкістю не менше 16 мкм.

Розглянемо схему насоса з похилим блоком поршнів (рис. 3.9). В корпусі 3 на підшипниках 2 встановлений приводний вал 1, скріплений з опорним диском 4, яким за допомогою шарнірів 5 з'єднані штоки 6 поршнів 8, тобто переміщення поршнів – механічно-примусове як у фазі нагнітання, так і у фазі всмоктування.

Поршні розташовані в аксіальних розточках-циліндрах ротора 9, який, в свою чергу, встановлений на підшипниках 12 в корпусі-люльці 7 похилого блока. Ротор пружиною 11 притиснутий до торця розподільного диска 15 пристрою 10, а карданною передачею 13 з'єднаний з приводним валом. Пружина 14 притискує проміжний вал карданної передачі. Люлька 7 за допомогою спеціального механізму, не зображеного на рис. 3.9, може бути встановлена під кутом γ до осі приводного вала, що визначає величину робочого об'єму, і, відповідно, – величину подачі насоса. Серпоподібні вікна 16 і 17 на диску 15 здійснюють комутацію циліндрів з порожнинами нагнітання і всмоктування насоса, які при зміні знака кута γ змінюють своє призначення.

В різних конструкціях аксіально-поршневих насосів можуть використовуватись як обертові блоки циліндрів, так і нерухомі.

В кінці даного розділу розглянемо схему і одну з конструкцій **шестеренного насоса**. Ці насоси використовуються як і в гідроприводах металорізальних верстатів, так і, найчастіше, в гідросистемах сільськогосподарських, будівельних, дорожніх та інших технологічних машин. Насоси мають постійний робочий об'єм, тобто вони нерегульовані.

Значною перевагою шестеренних насосів є простота їх конструкції, надійність, достатньо великий об'ємний (до 0,98) і загальний (до 0,85) ККД, невеликі габарити і вартість. Дещо підвищена, порівняно з пластинчастими і аксіально-поршневими насосами, пульсація подачі шестеренних насосів частково обмежує їх застосування в особливо відповідальних і точних гідроприводах.

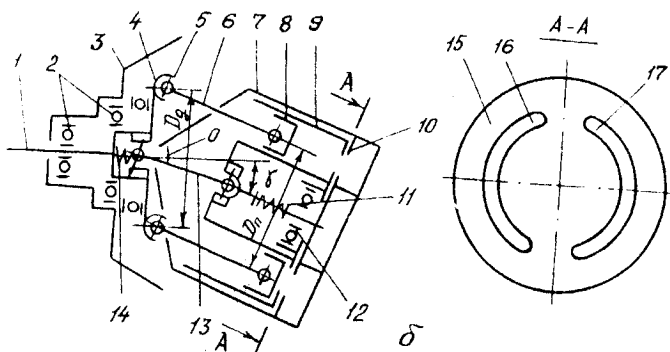


Рис. 3.9. Схема аксіально-поршневого регульованого гідронасоса з похилим блоком

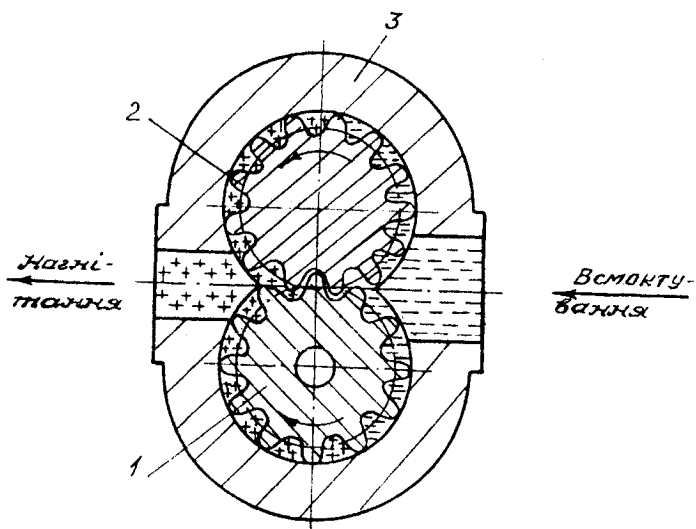


Рис. 3.10. Схема шестеренного регульованого насоса

Схема шестеренного насоса наведена на рис. 3.10. Шестерні 1 і 2, прямозубі з евольвентним профілем, знаходяться у зачепленні і розташовуються в розточках-колодязях корпусу 3.

В порожнині всмоктування рідина заповнює робочі камери, які створюються за рахунок виходу зубців з міжзубцевих западин, переносяться цими западинами в порожнину нагнітання, де зубці входять у западини і витискують рідину в напірну магістраль.

Типова конструкція шестеренних нерегульованих насосів типу НШ наведена на рис. 3.11.

Насос складається з ведучої 5 і веденої 4 шестерень, цапфи яких розташовані в підшипниках ковзання – втулках 3 і 6. Втулки, в свою чергу, розташовані в розточках корпусу 2 з двох сторін шестерень. Кришка 1, яка ущільнена гумовим кільцем 9, скріплюється з корпусом насоса за допомогою болтів 13. Манжета 10 запобігає зовнішнім витокам з корпусу. Для запобігання витискування манжети встановлені стопорні 11 і опорні 12 кільця.

Зазори між циліндричною поверхнею виступів зубців і циліндричними розточками в корпусі складають декілька мікрометрів і забезпечуються селективним складанням при серійному виробництві насосів. В результаті досягаються мінімальні витoki через ці зазори з порожнини високого тиску насоса в порожнину всмоктування і, одночасно, невелике тертя між шестернями і поверхнями розточок в корпусі.

Витoki по поверхнях торців шестерень ліквідуються за допомогою компенсаторів 7, які автоматично притискуються до торців шестерень тиском, який з порожнини нагнітання підводиться до порожнин Б манжети 8.

Обидва компенсатори 7 є такими, що самовстановлюються, тобто притискуються до торців шестерень незалежно від їх розташування в просторі, що забезпечує рівномірне зношування робочих поверхонь в компенсаторі.

Рідина, яка проникла через змащувальні канавки втулок, надходить по каналу на дні корпусу 2, по каналах в кришці 1 і веденої шестерні 4 в порожнини, які з'єднані з камерою всмоктування.

Шестеренні насоси типу НШ досить ефективні. Так, насос НШ 32У-3 має робочий об'єм $32 \text{ см}^3/\text{об}$, розвиває номінальний тиск $p_p=16 \text{ МПа}$, допускає тиск $p_{\text{max}} = 20 \text{ МПа}$ і має коефіцієнт подачі не менше 0,92 при загальному ККД 0,82. При номінальній потужності потоку рідини на виході насоса $P_{\text{вих}} = 21 \text{ кВт}$ його маса складає не більше 5,5 кг.

3.1.2. Гідродвигуни

Гідродвигун разом із насосом є основним агрегатом, який входить до складу ВК, і призначається для перетворення потоку гідравлічної енергії, що утворюється насосом, в механічну з параметрами, необхідними

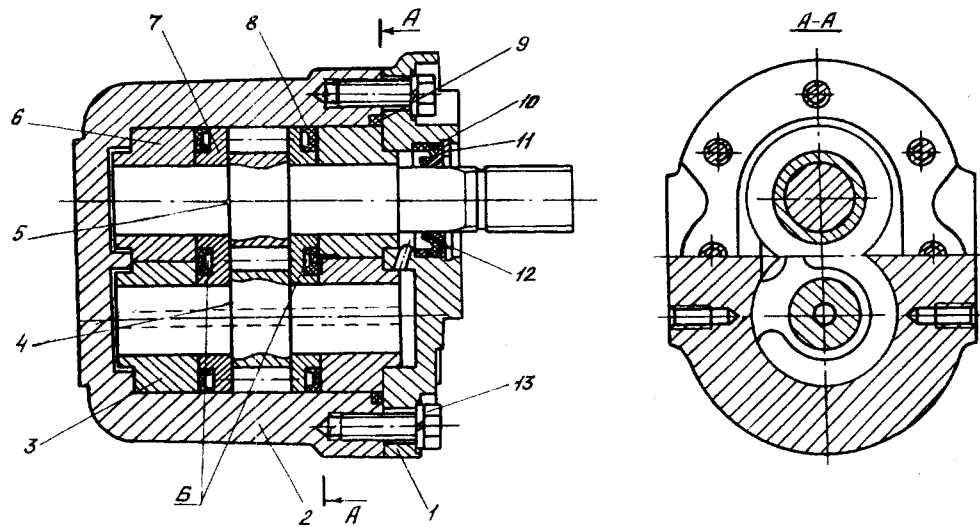


Рис. 3.11. Конструкция шестеренного регулируемого насоса

для ефективного функціонування технологічної машини.

Основна частина гідродвигунів відноситься до одного з двох типів:

- гідродвигуни поступального руху – **гідроциліндри**;
- гідродвигуни обертального руху – **гідромотори**.

Значно менше використовуються так звані **поворотні двигуни** – спрощені гідромотори з обмеженим кутом φ повороту вала, тобто $\varphi^\circ \leq 360^\circ$; звичайно $\varphi^\circ = 270^\circ$.

3.1.2.1. Гідромотори

Гідромотори є енергетичними агрегатами, які за своїм призначенням протилежні насосам. Разом з тим і насоси, і гідромотори складають групу гідромашин, які можуть перетворюватись одне в інше, тобто якщо на вал такої гідромашини подати потік механічної енергії, то вона буде працювати в режимі насоса і навпаки, якщо на гідравлічний вхід (вихід) гідромашини подати потік гідравлічної енергії, то гідромашина буде працювати в режимі гідромотора.

Таким чином, схема пластинчастого нерегульованого насоса (рис. 3.3) в принципі ідентична схемі пластинчастого нерегульованого гідромотора, схема аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском (рис. 3.7) ідентична схемі такого ж самого гідромотора; схема шестеренного насоса – схемі шестеренного гідромотора і т.д.

При своїй принципівій ідентичності гідромотори і насоси одного типу мають конструктивні відмінності, які обумовлені особливостями процесів, що протікають в них.

3.1.2.1.1. Характеристики гідромоторів

Розглянемо дві особливості характеристик гідромоторів. Перша з них обумовлена тим, що потужність потоку гідравлічної енергії на вході в гідромотор обмежена як параметрами самого гідромотора, так і насоса.

Тому втрати енергії в гідромоторі, особливо на механічне і гідравлічне тертя, призводять до зменшення рушійного моменту на валу, зокрема, пускового моменту. Виникають проблеми пуску гідромотора під навантаженням, тому що через підвищені сили тертя спокою пускові моменти у гідромоторів у більшості випадків вищі номінальних моментів, що розвиваються на рухомому валу.

Другою особливістю гідромоторів є різниця в об'ємній витраті на вході і виході, яка особливо відчутна при наявності перепадів тиску $\Delta p = p_1 - p_2$, між тиском p_1 на вході і тиском p_2 на виході гідромотора і присутності в робочій рідині нерозчиненого газу.

Для визначення крутного моменту $M_{кр}$ на валі гідромотора розглянемо співвідношення

$$M_{кр} = \frac{P_M}{\omega}, \quad (3.3)$$

де P_M – потужність на валу гідромотора;
 ω – кутова швидкість гідромотора.
 В свою чергу

$$P_M = P_r \cdot \eta_o \cdot \eta_M = \Delta p \cdot Q_M \cdot \eta_o \cdot \eta_M = (p_1 - p_2) \cdot Q_M \cdot \eta_o \cdot \eta_M, \quad (3.4)$$

де P_r – потужність гідравлічного потоку, підведеного до гідромотора.

$$Q_M = \frac{V' \cdot \omega}{\eta_o}. \quad (3.5)$$

Тоді, з урахуванням (3.3), (3.4) і (3.5)

$$M_{кр} = (p_1 - p_2) \cdot V' \cdot \eta_M. \quad (3.6)$$

Коефіцієнт η_M враховує втрати моменту на тертя, які в сумі дорівнюють

$$M_{тер\Sigma} = M_{кр} \cdot (1 - \eta_M) = b_M \cdot \omega + M_{тер}(\omega, p_1, p_2, \tau, M_{тер0}). \quad (3.7)$$

В рівнянні (3.7) b_M – коефіцієнт в'язкого тертя між деталями гідромотора (припускаючи, що в'язкісна складова $b_M \omega$ сумарного моменту $M_{тер\Sigma}$ тертя пропорційна кутовій швидкості вала (ротора гідромотора)); $M_{тер}(\omega, \tau, \dots)$ – нелінійна складова, яка залежить в загальному випадку від величини і напрямку кутової швидкості ω вала, тисків p_1 і p_2 в порожнинах, початкового значення $M_{тер0}$ моменту тертя, який утворюється різного роду попередніми натягами пружних елементів гідромотора (пружин, гумових ущільнень і т.п.), а також від тривалості τ попереднього контакту деталей, які зазнають взаємного тертя, що передує пуску гідромотора.

Стисло розглянемо вплив перелічених факторів. Залежність $M_{тер}(\omega)$ показана на рис. 3.12. Вона типова для напіврідинного тертя між рухомими поверхнями. В зоні дуже малих ω (поблизу точок "а") величина сил тертя максимальна і наближається до тертя спокою (точки "а"). Тут при зміні знака ω , тобто при реверсі вала гідромотора, зміна знака $M_{тер}$ стрибкоподібна; функція $M_{тер}(\omega)$ має розрив в точці $\omega=0$. На ділянці "а-б" при $\omega < \omega_{кр}$, із збільшенням ω сили тертя стрімко зменшуються, тобто функція $M_{тер}(\omega)$ на ділянці "а-б" носить „спадний характер” і похідна

$\left| \frac{dM_{тер}}{d\omega} \right|$ максимальна за своїм абсолютним значенням.

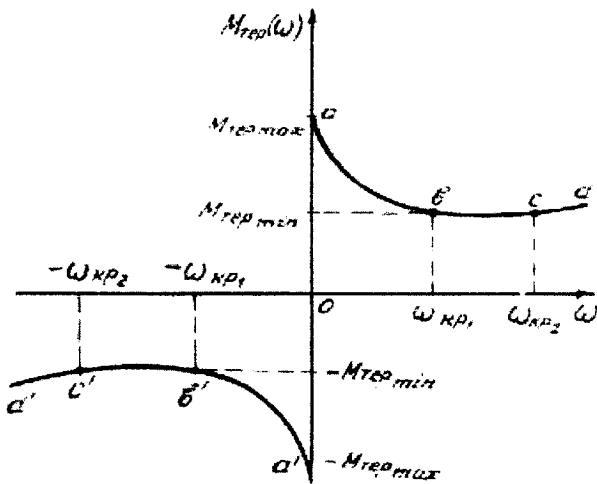


Рис. 3.12. Залежність $M_{\text{тер}}(\omega)$ моменту тертя в гідромоторі від кутової швидкості ω його вала

Це дуже істотно для динамічних якостей гідропривода. На ділянках "b-c" можна вважати, що $M_{\text{тер}}(\omega) \approx \text{const}$, а при $\omega > \omega_{\text{кр}2}$ (ділянка "c-d") відбувається помірне зростання $M_{\text{тер}}$ із збільшенням ω .

Залежність $M_{\text{тер}}(\tau)$ пов'язана з тим, що при нерухомому контакті двох поверхонь, між якими існує шар змочувальної рідини, відбуваються фізико-хімічні процеси, в результаті яких величезні молекули рідини, органічної речовини за своїм походженням, взаємодіють з поверхневими шарами молекул речовини деталей, що зазнають взаємного тертя.

Зчеплення цих поверхонь зростає. Говто з плином часу зусилля, яке необхідне для подолання сил тертя спокою, зростає так, як це зображено на рис. 3.13, з залежності видно, що таке зростання $M_{\text{тер}}(\tau)$ відбувається до значення $\tau = \tau_{\text{max}}$, після чого значення $M_{\text{тер}}(\tau) \rightarrow \text{const}$. Звичайно τ_{max} вимірюється величинами $10^2 \dots 10^3$ с. В межах $0 < \tau \leq \tau_{\text{max}}$ маємо

$$M_{\text{тер}}(\tau) = M_{\text{терmax}}(1 + \gamma \cdot \tau), \quad (3.8)$$

де γ - коефіцієнт інтенсивності зростання функції $M_{\text{тер}}(\tau)$.

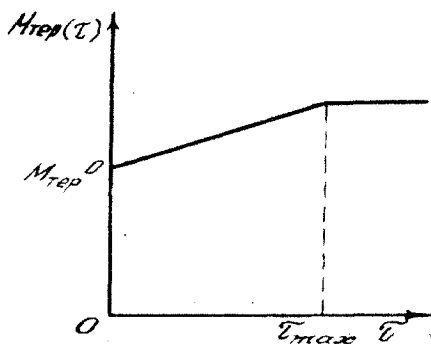


Рис. 3.13. Залежність $M_{\text{тер}}(\tau)$ моменту тертя від тривалості нерухомого контакту

Залежність $M_{\text{тер}}(p_1, p_2)$ визначається механізмами ущільнення зазорів в об'ємних гідромашинах (насосах і моторах) шляхом притискання поверхонь, між якими існує зазор, тиском, що діє в одній або двох порожнинах гідромашини.

Дійсно, в пластинчастих гідромашинах (рис. 3.4) тиск із порожнини нагнітання подається в камеру 13 і стискає в осьовому напрямку пакет деталей: ротор 6 з пластинами 5 і диски 4 і 7. Сила цього тиску пропорційна тиску p_1 нагнітання і формує відповідні сили тертя. Такий самий ефект утворює радіальний притиск пластин до розточки статора тиском, який підведений під внутрішні торці пластин.

Аналогічним чином утворюється ущільнювальний притиск торця обертового ротора 16 аксіально-поршневої регульованої гідромашини з похилим диском до торця нерухомого розподільника 11 (рис. 3.8).

Цей притиск утворюється як тиском p_1 в порожнині нагнітання, так і тиском p_2 в порожнині зливу (або всмоктування) і конструктивно забезпечується тим, що площа торців поршнів 15 більша площі вікон в торці ротора 16, які обернені до робочого торця розподільника 11.

Аналогічний механізм ущільнення зазорів по торцях шестерень реалізується в шестеренній гідромашині (рис. 3.11), де компенсатори 7 притискаються до торців шестерень 4 і 5 тиском, підведеним в пази Б гумових манжет.

Сили тертя в ущільненнях прямо пропорційні в першому наближенні до діючих тисків і розмірів площин, на які ці тиски діють.

Отже, в загальному випадку залежність $M_{\text{тер}}(p_1, p_2)$ моменту тертя в гідромоторі від тиску має вигляд

$$M_{\text{тер}}(p_1, p_2) = V' \cdot (\epsilon_{M_1} \cdot p_1 + \epsilon_{M_2} \cdot p_2), \quad (3.9)$$

це робочий об'єм $2\pi V'$ характеризує величину площі ковзання деталей гідромотора, а ϵ_{m_1} і ϵ_{m_2} – пропорційність цього тертя тискам p_1 і p_2 , відповідно.

В цілому, нелінійна функція $M_{\text{тер}}(\omega)$ може мати вигляд

$$M_{\text{тер}}(\omega, p_1, p_2, \tau_T, M_{\text{тер}0}) = \begin{cases} [M_{\text{тер}min} + M_{\text{тер}0} + M_{\text{тер}}(p_1, p_2)], & \text{коли } \omega > \omega_{кр1}, \\ -[M_{\text{тер}min} + M_{\text{тер}0} + M_{\text{тер}}(p_1, p_2)], & \text{коли } \omega < -\omega_{кр1}, \\ [M_{\text{тер}}(\omega) + M_{\text{тер}0} + M_{\text{тер}}(p_1, p_2)], & \text{коли } 0 < \omega < \omega_{кр1}, \\ -[M_{\text{тер}}(\omega) + M_{\text{тер}0} + M_{\text{тер}}(p_1, p_2)], & \text{коли } -\omega_{кр1} < \omega < 0, \\ V' \cdot (p_1 - p_2), & \text{коли } \omega \equiv 0 \text{ і } V' \cdot (p_1 - p_2) < |M_{\text{тер}}(\omega)(1 + \gamma \cdot \tau_T) + M_{\text{тер}0}|. \end{cases} \quad (3.10)$$

Треба враховувати, що коефіцієнти ϵ_m в рівнянні (3.9) можуть залежати від кутової координати φ ротора (вала) гідромотора. Це є наслідком дискретності процесу підключення відповідних порожнин гідромотора до магістралей з тисками p_1 і p_2 . Так в аксіально-поршневих гідромашинах звичайно непарна кількість z поршнів, тому що при цьому пульсація робочого об'єму менша, ніж при парній. Тому до кожної з

магістралей підключається $\frac{z+1}{2}$, або $\frac{z-1}{2}$ поршнів, що і викликає дискретну періодичну зміну зусиль, які діють в пристроях герметизації. Звичайно в розрахунках використовують усереднені залежності, прикладом яких може бути графік на рис. 3.14, де наведено залежність перепаду тиску $\Delta p_{\text{тер}} = p_1 - p_2$, необхідного для подолання моменту тертя $M_{\text{тер}}(p_1, p_2)$, що утворюється притисканням ротора аксіально-поршневого гідромотора типу Г15-23 до розподільного диска від сумарного тиску $(p_1 + p_2)$ в порожнинах гідромотора.

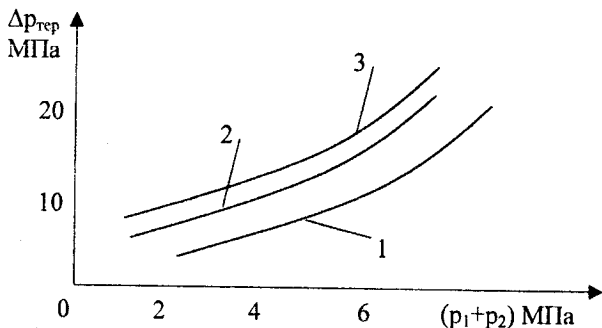


Рис. 3.14. Залежність перепаду тиску $\Delta p_{\text{тер}}$, який витрачається на подолання моменту тертя, від сумарного тиску $(p_1 + p_2)$ в порожнинах гідромотора

Очевидно, що

$$\Delta p_{\text{тер}} = p_1 - p_2 = (1/V_1) \cdot M_{\text{тер}}(p_1, p_2) = \epsilon_M \cdot (p_1 + p_2), \quad (3.11)$$

тобто коефіцієнт ϵ_M визначається крутістю нахилу кривих на графіку рис. 3.14.

Як впливає з графіка, величина ϵ_M залежить від кутової швидкості ω ротора.

Криві на рис. 3.14 отримані дослідним шляхом. Для виконання інженерних розрахунків процесів в гідромоторах залежність $\Delta p_{\text{тер}}(p_1, p_2)$ можна подати в більш визначеному і, в той же час, спрощеному вигляді.

Розглянемо декілька моделей характеристик тертя в гідромоторах.

Перша модель характеристики механічних втрат наведена на рис. 3.15, а. Вона відрізняється тим, що при $p_1 = p_2 = 0$ значення $\Delta p_{\text{тер}} = 0$. Якщо врахувати, що крутість характеристики $\Delta p_{\text{тер}} = f(p_1 + p_2)$ лінійно залежить від ω , а для кожного фіксованого значення ω_i кутової швидкості справедливо співвідношення

$$\frac{\Delta p_{\text{тер}}}{p_1 + p_2} = \text{const} = \epsilon_{M_i}, \quad (3.12)$$

то момент, обумовлений механічними втратами при кутовій швидкості ω_i (умовно будемо називати його моментом тертя), можна визначити за рівнянням

$$M_{\text{тер}}(\omega_i) = V' \cdot \epsilon_{M_0} \cdot (1 - \gamma_\epsilon \cdot \omega_i) \cdot (p_1 + p_2) \quad (3.13)$$

де ϵ_{M_0} – кутовий коефіцієнт характеристики втрат при $\omega = 0$;

$$\gamma_\epsilon = \frac{\epsilon_{M_0} - \epsilon_{M_i}}{\epsilon_{M_0} \cdot \omega_i}$$

Незважаючи на лінійну апроксимацію залежності і прийняту нами лінійну залежність $\epsilon_M(\omega)$, рівняння (3.13) для моменту тертя нелінійне, тому що містить добуток змінних величин $p_1 \cdot \omega_i$ і $p_2 \cdot \omega_i$.

Для малих відхилень змінних від ustalених рівнів ω_{i_0} , p_{1_0} , p_{2_0} рівняння (3.13) можна лінеаризувати, відкидаючи величини другого порядку малості ($\Delta\omega \cdot \Delta p_1$ і $\Delta\omega \cdot p_2$).

Тоді лінеаризована математична модель характеристики тертя, яка відповідає графіку на рис. 3.15, а, буде мати вигляд

$$M_{\text{тер}}(\omega_i) = V' \cdot \epsilon_{M_0} \cdot [(p_{1_0} + p_{2_0}) \cdot (1 - \gamma_\epsilon \cdot \omega_{i_0} - \gamma_\epsilon \cdot \Delta\omega) + (\Delta p_1 + \Delta p_2) \cdot (1 - \gamma_\epsilon \cdot \omega_{i_0})], \quad (3.14)$$

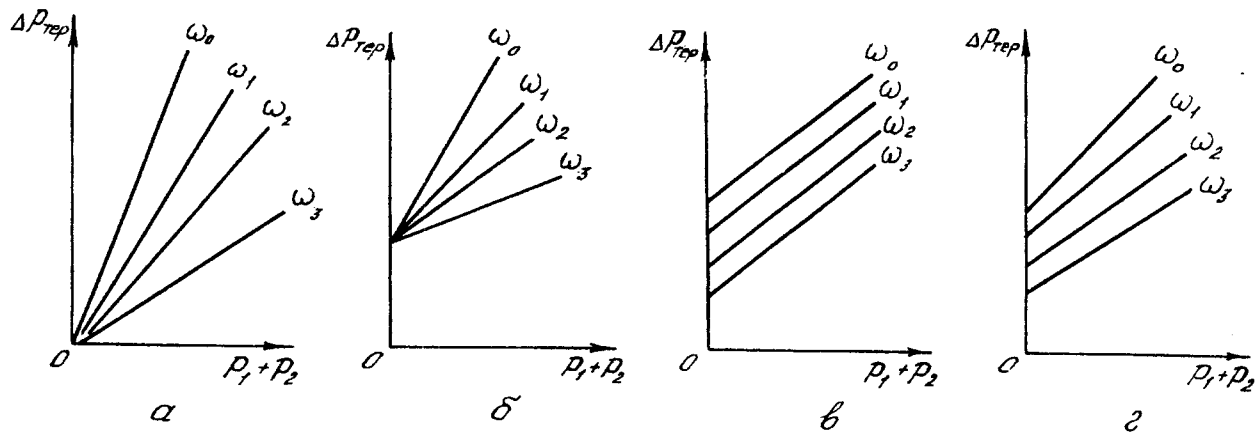


Рис. 3.15. Моделі залежності гертя в гідромоторах

де Δp_1 , Δp_2 і $\Delta \omega$ - відхилення змінних від їх ustalених значень.

Друга модель характеристики механічних втрат в гідромоторі (рис. 3.15, б) відрізняється від попередньої наявністю початкового моменту тертя при $p_1+p_2=0$, величина якого визначається натягом пружинних пристроїв, що притискують ротор до розподільного диска, і дорівнює $V' \cdot p_0$, а також не залежить від кутової швидкості ω_i .

Тоді по аналогії з рівнянням (3.13),

$$M_{\text{тер}}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{M_0} \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_i) \cdot (p_1 + p_2) + M_{\text{тер}0}. \quad (3.15)$$

У лінеаризованому вигляді

$$M_{\text{тер}}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{M_0} \cdot [(p_{10} + p_{20}) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0 - \gamma_\varepsilon \cdot \Delta \omega) + (\Delta p_1 + \Delta p_2) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0)] + M_{\text{тер}0} \quad (3.16)$$

Третя модель характеристики (рис. 3.15, в) відрізняється тим, що при $p_1=p_2=0$ має місце початковий момент тертя, а характеристики $\Delta p_{\text{тер}} = f(p_1, p_2)$ мають однакову крутість для різних кутових швидкостей ω_i , тобто

$$\frac{\Delta p_{\text{тер}}}{p_1 + p_2} = \text{const} = \varepsilon_{M_0}. \quad (3.17)$$

Припускаючи, що залежність початкового моменту тертя від кутової швидкості ротора лінійна, отримуємо

$$M_{\text{тер}}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{M_0} \cdot (p_1 + p_2) + V' \cdot \Delta p \cdot (1 - \gamma_{\Delta p} \cdot \omega_i), \quad (3.18)$$

де $V' \cdot \Delta p_0$ - величина початкового моменту тертя при $\omega=0$;

$$\gamma_{\Delta p} = (1 - M_{\text{тер}}(\omega_0) / V' \cdot \Delta p) / \omega_i.$$

Четверта модель характеристики механічних втрат в гідромоторі (рис. 3.15, г) застосовується в тому випадку, якщо крутість кривих $\Delta p_{\text{тер}} = f(p_1, p_2)$ залежить від кутової швидкості ротора (в першому наближенні ця залежність може бути прийнята лінійною), а при $p_1=p_2=0$ має місце початковий момент тертя, який дорівнює $V' \cdot \Delta p_0$ для $\omega=0$ і лінійно залежить від кутової швидкості ротора.

Аналітичне рівняння для моменту тертя, складене з урахуванням цих особливостей характеристик втрат, має вигляд

$$M_{\text{тер}}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{M_0} \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_i) \cdot (p_1 + p_2) + V' \cdot \Delta p \cdot (1 - \gamma_{\Delta p} \cdot \omega_i). \quad (3.19)$$

У лінеаризованому вигляді для малих відхилень змінних від їх ustalених значень дане рівняння можна записати таким чином:

$$M_{\text{тер}}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{M_0} \cdot [(p_{10} + p_{20}) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0 - \gamma_\varepsilon \cdot \Delta \omega) + (\Delta p_1 + \Delta p_2) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0)] + V' \cdot \Delta p_0 \cdot (1 - \gamma_{\Delta p} \cdot \omega_i). \quad (3.20)$$

Вище вже вказувалось, що пускові моменти у гідромоторів значно більші, ніж номінальні значення крутних моментів, які виникають в робочому діапазоні частоти обертання. Причиною того є сили тертя, які залежать як від тривалості відстою гідромотора перед пуском, так і від тисків в його порожнинах.

Кутова швидкість ротора гідромотора теоретично дорівнює

$$\omega_T = \frac{Q_M}{V'} \quad (3.21)$$

З урахуванням витоків з порожнин і перетікання з однієї порожнини в іншу

$$\begin{cases} \omega = (1/V') \cdot [Q_M - \sigma_{M1} \cdot p_1 - \sigma_{M1,2} \cdot (p_1 - p_2)], & \text{якщо } p_1 > p_2 \text{ і } \omega > 0; \\ \omega = (1/V') \cdot [Q_M - \sigma_{M2} \cdot p_2 - \sigma_{M2,1} \cdot (p_2 - p_1)], & \text{якщо } p_2 > p_1 \text{ і } \omega < 0. \end{cases} \quad (3.22)$$

Істотною характеристикою гідромотора є величина мінімальної частоти обертання, яка визначає собою нижню межу діапазону регулювання. Мінімальна частота обертання гідромотора залежить від багатьох факторів і є результатом достатньо складного динамічного процесу, на який впливають інерційність мас, які обертаються, стисливість і об'єм робочої рідини в порожнинах гідромотора і трубопроводів, характеристика сил тертя в гідромоторі. Все це призводить до **нерівномірності обертання ротора на малих швидкостях, яка оцінюється коефіцієнтом нерівномірності $\overline{\Delta\omega_M}$**

$$\overline{\Delta\omega_M} = 2 \cdot \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}, \quad (3.23)$$

де ω_{\max} і ω_{\min} – максимальна і мінімальна кутові швидкості ротора гідромотора, відповідно, які мають місце при постійній подачі Q_M робочої рідини гідромотора.

3.1.2.1.2. Конструкції гідромоторів

Вище вже зазначалось, що конструкції гідромоторів і насосів принципово ідентичні, тобто вони є обертовими гідравлічними агрегатами. Звідси витікає, що в об'ємних гідроприводах металорізальних верстатів можуть використовуватись гідромотори тих типів, що і насоси, тобто пластинчасті, поршневі. Шестеренні гідромотори в верстатах практично не застосовуються.

Розглянемо конструкцію **аксіально-поршневого нерегульованого гідромотора**, який частіше застосовується в верстатних гідроприводах внаслідок своїх істотних переваг перед електромоторами, а саме:

- маса гідромотора в 4...5 разів менша, а об'єм в 6 раз менший, ніж електромотора такої ж потужності;
- діапазон частот обертання може бути від одиниці до тисяч обертів за хвилину;
- реверс ротора можливий протягом сотих часток секунди;
- в поєднанні з системою керування гідромотор дозволяє здійснювати точне безступінчасте регулювання параметрів потоку енергії на валі.

Конструкція гідромотора аксіально-поршневого типу Г15-2 наведена на рис. 3.16.

Робочі камери гідромотора розташовані під поршнями 17 в розточках-циліндрах ротора 10, який встановлений рухомо на валу 1 і скріплений торцевою шпонкою 8 з барабаном 7. Поршні 17 через штовхачі 19 взаємодіють з кільцем упорного шарикопідшипника 6, який виконує функції похилого диска і встановлений в корпусі 4 під фіксованим кутом нахилу. Барабан 7 зв'язаний з валом 1 шпонкою 18, яка передає крутний момент на вал. Вал встановлений на підшипниках 5 і 16. Зовнішні виточки з корпусу гідромотора запобігаються манжетою 2, яка змонтована у фланці, з гумовими кільцями, розташованими між корпусами 4 і 9, і розподільним диском 13 і відводяться через дренажний отвір 12. Пружина 11 здійснює попередній притиск ротора 10 до робочої поверхні розподільного диска 13, що забезпечує герметичність цього стику у момент пуску і, в той же час, утворює початковий момент тертя $M_{тер}$.

На торці ротора 10 існують отвори, які з'єднані з робочими камерами ротора, з одного боку, і з'єднані з одним із пазів 14 на диску 13 – з другого. При обертанні ротора ці отвори здійснюють комутацію робочих камер з однією або з іншою порожнинами (наприклад, порожниною 15).

При надходженні робочої рідини із напорної магістралі в одну з порожнин гідромотора, наприклад, в порожнину 15, тиск через відповідний паз 14 і отвори в торці ротора подається у робочі камери, які розташовані ліворуч від осі Б-Б. Поршні, які висуваються з робочих камер-отворів, передають зусилля, яке утворюється тиском нагнітання, через штовхачі 19 на похиле кільце підшипника 6. Внаслідок нахилу підшипника 6 зусилля контакту головки штовхача з кільцем має нормальну і тангенціальну складові. Остання формує крутний момент на барабані 7, який передається на вал через шпонку 18 і на ротор через шпонку 8. Моменти, які утворюються поршнями, розташованими з однієї сторони осі Б-Б, підсумовуються. Камери, розташовані з другого боку осі Б-Б, з'єднуються з порожниною злива гідромотора, і при обертанні ротора поршні вводяться в отвори ротора, витискуючи рідину.

При переключенні напірної і зливної магістралей до порожнин гідромотора відбувається реверс ротора.

В таблиці 10 наведені основні параметри аксіально-поршневих гідромоторів типу Г15-2.

Всі гідромотори Г15-2...Н розраховані на номінальний тиск 6,3 МПа, номінальну частоту обертання 960 об/хв і мають невеликий момент інерції мас, які обертаються від $0,39 \cdot 10^{-3}$ кг·м² у гідромотора Г15-21Н до $24,5 \cdot 10^{-3}$ кг·м² у гідромотора Г15-25Н, що обумовлює тривалість реверсу від 0,01 с до 0,05 с, відповідно (без присьднаних до вала гідромотора зовнішніх мас).

Таблиця 10
Основні параметри аксіально-поршневих гідромоторів

Тип гідромотора	Робочий об'єм, см ³	Частота обертання, с ⁻¹			Крутний момент, номінальний, Н·м	Ефективна потужність, кВт, не менше
		номінальна	максимальна	мінімальна		
Г15-21Н	11,20	16,00	40,00	0,67	9,40	0,96
Г15-22Н	20,00	16,00	35,00	0,50	16,70	1,70
Г15-23Н	40,00	16,00	30,00	0,33	33,30	3,40
Г15-24Н	80,00	16,00	25,00	0,33	66,70	6,80
Г15-25Н	160,00	16,00	21,67	0,33	133,00	13,60

3.1.2.2. Гідроциліндри

Гідроциліндри - це гідродвигуни поступального руху, які перетворюють гідравлічну енергію з параметрами $Q_{ш}$, p в механічну з параметрами F , v .

За енергонасиченістю (потужність, яка припадає на одиницю маси), здатністю розвивати значні зусилля F і швидкості v , компактністю, простотою конструкції, надійністю, а також завдяки невеликій вартості гідроциліндри не мають аналогів серед всіх ПЕ.

3.1.2.2.1. Загальні характеристики гідроциліндрів

Принципова схема гідроциліндра винятково проста (наприклад, на рис. 1 гідродвигун П є простим гідроциліндром, який складається з власне циліндра 8.2 і поршня 8.1).

Більшість відомих гідроциліндрів може бути віднесена до однієї із схем (рис. 3.17):

- несиметричний гідроциліндр з двобічним штоком (рис. 3.17, а), тобто діаметри штоків $d_{ш1}$ і $d_{ш2}$ неоднакові ($d_{ш1} \neq d_{ш2}$); такий гідроциліндр

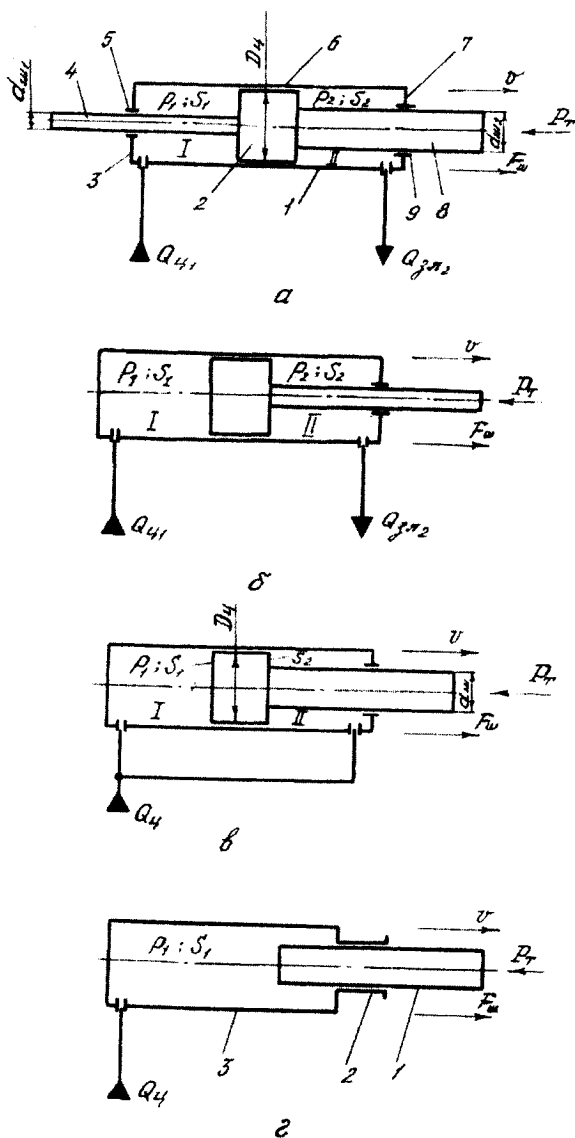


Рис. 3.17. Схеми гідроциліндрів :
 а - несиметричний з двобічним штоком;
 б - несиметричний з однібічним штоком;
 в - диференційний гідроциліндр;
 г - плунжерний

складається з циліндра 1, поршня 2, фланців 3 і 7, штоків 4 і 8, ущільнень 5, 6 і 9 в місцях рухомих посадок штоків в отворах фланців і поршня в отворі циліндра;

- симетричний гідроциліндр з двобічним штоком, тобто гідроциліндр за схемою рис. 3.17, а при $d_{ш1}=d_{ш2}$;

- несиметричний гідроциліндр з одnobічним штоком (рис. 3.17, б);

- диференційний гідроциліндр, аналогічний схемі на рис.3.17, б, але із співвідношенням $d_{ш}/D_{ц}=\sqrt{0.5}$ (рис. 3.17, в);

- плунжерний гідроциліндр (рис. 3.17, г), який складається з плунжера 1, який ковзає в напрямній втулці з ущільненням 2, і циліндра 3.

В різних галузях машинобудування використовуються також і інші схеми гідроциліндрів, наприклад, телескопічні, здвоєні і т.п., але в металорізальних верстатах вони практично не застосовуються.

Враховуючи напрям зусилля F і швидкості v поршня, зображених на рис. 3.17, можна записати рівняння сил, які прикладені до системи “поршень-шток” при усталеному рівномірному русі

$$F - P_T - b_{ц} \cdot v - F_{тер}(v, p_1, p_2, t, F_{тер0}) - G \cdot \cos \alpha = 0, \quad (3.24)$$

де F – зусилля, яке розвиває гідроциліндр;

P_T – технологічне навантаження на шток (зусилля подачі металорізального інструмента, зусилля штамповки, пресування і т. д.);

$b_{ц} \cdot v$ – складова сила в'язкого тертя, яка пропорційна коефіцієнту $b_{ц}$ в'язкого тертя в ущільненнях і швидкості v переміщення поршня;

G – вага вузлів, які переміщуються гідроциліндром під кутом α до горизонту.

$F_{тер}(v, p_1, p_2, t, F_{тер0})$ – нелінійна складова сил тертя, яка якісно аналогічна такій самій складовій для гідромотора (рівняння (3.9) і (3.10)) і залежить від величини і напрямку швидкості v , тисків p_1 і p_2 в порожнинах гідроциліндра, часу t , висоти поршня перед моментом початку руху, а також від початкової сили тертя $F_{тер0}$, яка формується, наприклад, натягом при складанні ущільнювальних елементів з поршнем, штоком і т.п.

Залежність $F_{тер}(v)$, наведена на рис. 3.18, аналогічна залежності $M_{тер}(\omega)$ для гідромотора (рис.3.12) і містить “спадні” ділянки “a-b”, на яких із зростанням швидкості сила тертя інтенсивно зменшується, ділянки “b-c”, на яких швидкість руху практично не впливає на сили тертя, що набувають за абсолютною величиною мінімального значення.

Залежність $F_{тер}(p_1, p_2)$ сил тертя від тисків в порожнинах гідроциліндра визначається конструкцією ущільнень поршня і штоків. В більшості випадків ці ущільнення – гумові кільця і особливо манжети – виштовхуються тиском у зазори між деталями, які переміщуються, або притискаються до них, формуючи сили тертя, які у першому наближенні можна записати таким чином:

- сили тертя в з'єднанні поршень-циліндр

$$F_{\text{тер}n}(p_1, p_2) = D_{\text{ц}}^2 \cdot \epsilon_{\text{п}} \cdot (p_1 - p_2), \quad (3.25)$$

де $\epsilon_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує ступінь впливу діаметра поршня на силу тертя;

- сили тертя в з'єднанні шток-фланець (плунжер-фланець)

$$F_{\text{тер}ш1}(p_1) = d_{\text{ш}1}^2 \cdot \epsilon_{\text{ш}1} \cdot p_1, \quad (3.26)$$

де $\epsilon_{\text{ш}1}$ – коефіцієнт, який враховує ступінь впливу діаметра штока на силу тертя;

аналогічно, для другої порожнини гідроциліндра

$$F_{\text{тер}ш2}(p_2) = d_{\text{ш}2}^2 \cdot \epsilon_{\text{ш}2} \cdot p_2. \quad (3.27)$$

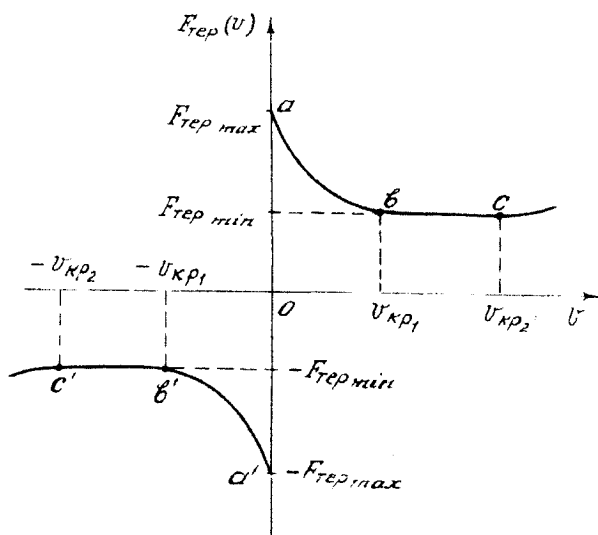


Рис. 3.18. Залежність сили тертя в ущільнених гідроциліндрах від швидкості поршня

Залежність $F_{\text{тер}}(\tau)$ сил тертя від тривалості відстою поршня перед моментом початку руху аналогічна залежності $M_{\text{тер}}(\tau)$ моменту тертя від τ для гідромоторів, наведеної на рис. 3.13, і обумовлена такими самими фізико-хімічними явищами.

Враховуючи, що зусилля, яке розвиває гідроциліндр, дорівнює

$$F = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2, \quad (3.28)$$

де S_1 і S_2 – ефективні площі поршня в першій і другій порожнинах гідроциліндра, причому $S_1 = (\pi/4) \cdot (D_{ц}^2 - d_{ш1}^2)$, а $S_2 = (\pi/4) \cdot (D_{ц}^2 - d_{ш2}^2)$, отримаємо із (3.24) і (3.28) рівняння для корисного зусилля $F_{ш}$ на штоці

$$F_{ш} = P_{т} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - b_{ц} \cdot v - G \cdot \cos \alpha - F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}). \quad (3.29)$$

Рівняння (3.29) дозволяє визначити корисне зусилля на штоці і для всіх інших схем гідроциліндрів на рис. 3.17.

При цьому для схеми на рис. 3.17, в треба врахувати, що тиск у двох порожнинах однаковий і дорівнює p_1 , а для схеми на рис. 3.17, г величина $p_2 \cdot S_2 = 0$.

Врахування напрямку (знаків) швидкості v і ваги G , а також знака різниці $p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2$ дає знак, тобто напрям зусилля $F_{ш}$.

Як вказувалось вище, аналогічно до (3.10) нелінійну характеристику тертя в гідроциліндрі можна навести у вигляді

$$F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}) = \begin{cases} [F_{терmin} + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } v > v_{кр1}, \\ -[F_{терmin} + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } v < -v_{кр1}, \\ [F_{тер}(v) + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } 0 < v \leq v_{кр1}, \\ -[F_{тер}(v) + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } -v_{кр1} \leq v < 0, \\ (p_1 S_1 - p_2 S_2), & \text{якщо } v = 0 \text{ і } |(p_1 S_1 - p_2 S_2)| < \\ & < |F_{тер}(v)(1 + \gamma \tau) + F_{тер0}|. \end{cases} \quad (3.30)$$

Швидкість поршня для схем на рис. 3.17,а і 3.17,б, якщо подавати роботу рідину у порожнину I, дорівнює

$$v_1 = [Q_{ц} - \sigma_1 \cdot p_1 - \sigma_{1,2} \cdot (p_1 - p_2)] \cdot S_1^{-1}, \quad (3.31)$$

де $Q_{ц}$ – витрата рідини на виході в порожнину I; σ_1 – витоки рідини в атмосферу з порожнини I; $\sigma_{1,2}$ – коефіцієнт перетікання рідини з першої порожнини гідроциліндра в другу.

При подачі рідини в порожнину II швидкість дорівнює

$$v_2 = Q_{ц} \cdot S_2^{-1}, \quad (3.32)$$

враховуючи вищесказане відносно значення σ ; для схеми на рис. 3.17, г швидкість дорівнює

$$v_{цл} = Q_{ц} \cdot S^{-1}; \quad (3.33)$$

для диференційного підключення за схемою на рис. 3.17, в, враховуючи, що

$$d_{ш} = D_{ш} \cdot \sqrt{0.5}, \text{ тобто } (\pi/4) \cdot d_{ш}^2 = 0.5 \cdot (\pi/4) D_{ш}^2,$$

$$\text{або } S_2 = 0.5 \cdot S_1 \text{ і } S_2/S_1 = \kappa = 0.5,$$

отримаємо

$$v_{\text{диф}} = Q_{ш}/S_2 = 2 \cdot (Q_{ш}/S_1) = v_2 = 2 \cdot v_1, \quad (3.34)$$

де v_2 підраховується за (3.32), а v_1 – за (3.31).

Таким чином, при диференційному включенні гідроциліндра з $\kappa = S_2/S_1 = 0.5$ можна отримати три різних за величиною або напрямом швидкості руху при одній і тій самій витраті рідини на вході в циліндр:

- рух зі швидкістю $+v_1$ у додатному (рис. 3.17, в) напрямі;
- рух зі швидкістю $-v_2 = -2 \cdot v_1$;
- рух зі швидкістю $+v_{\text{диф}} = +2 \cdot v_1$.

Підведена до порожнини I циліндра гідравлічна потужність дорівнює

$$P_{ц_{вх}} = p_1 \cdot Q_{ц_1}. \quad (3.35)$$

Гідравлічна потужність рідини, яка витискується з гідроциліндра, дорівнює

$$P_{ц_{вих}} = p_2 \cdot Q_{ц_2}. \quad (3.36)$$

Потужність потоку гідравлічної енергії, яка реалізується на поршні гідроциліндра, дорівнює

$$P_{ц_r} = p_1 \cdot Q_{ц_1} - p_2 \cdot Q_{ц_2}. \quad (3.37)$$

Потужність потоку механічної енергії на штоці

$$P_{ц_{\text{мех}}} = F_{ш} \cdot v. \quad (3.38)$$

ККД режиму руху $\eta_{\text{реж}}$ поршня, який враховує втрати енергії, викликані наявністю протитиску p_2 (при $p_1 > p_2$),

$$\eta_{\text{реж}} = \frac{P_{ц_r}}{P_{ц_{\text{вх}}}} = 1 - \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{Q_{ц_2}}{Q_{ц_1}} = 1 - \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.39)$$

Повний ККД циліндра $\eta_{ц}$ дорівнює

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{ц, мех}}}{P_{\text{ц, вх}}} = \frac{F_{\text{шт}} \cdot v}{p_1 \cdot Q_{\text{ц1}}} = \frac{F_{\text{шт}} \cdot v}{p_2 \cdot Q_{\text{ц2}}} \cdot (1 - \eta_{\text{реж}}), \quad (3.40)$$

враховуючи, що із (3.39) випливає $p_1 \cdot Q_{\text{ц1}} = (p_2 \cdot Q_{\text{ц2}}) / (1 - \eta_{\text{реж}})$.

3.1.2.2.2. Конструкції гідроциліндрів

Конструктивні схеми гідроциліндрів були наведені на рис. 3.17. Конструктивне виконання гідроциліндра, несиметричного з одностороннім штоком (схеми на рис. 3.17, б, в), який застосовується у верстатобудуванні, наведено на рис. 3.19.

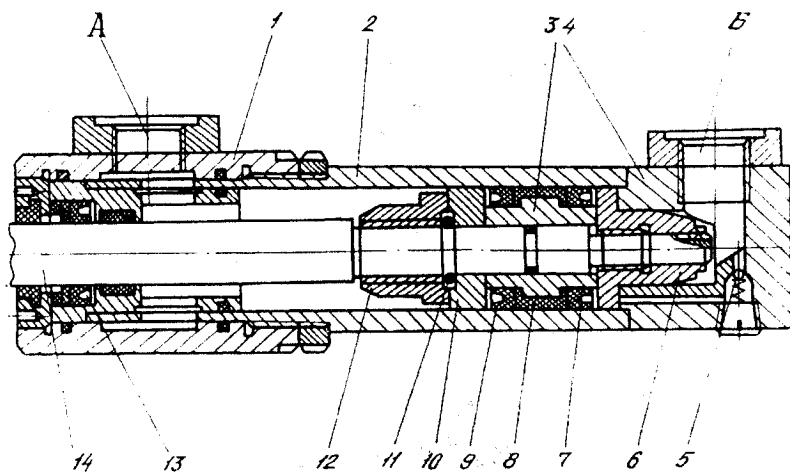


Рис. 3.19. Конструкція несиметричного гідроциліндра з одностороннім штоком типу ЦРГ

Гільза циліндра 2 зроблена із сталеві труби і скріплена з двох боків з фланцями 1 і 4, в яких є різьбові отвори А і Б для приєднання трубопроводів. Шток 4 в отворі фланця герметизується за допомогою манжетного ущільнення 13. Поршень, змонтований на внутрішньому кінці штока, складається з двох частин – напрямного диска 10, який центрує шток і поршень за отвором циліндра, і поршня 3, на якому змонтовані деталі, що герметизують зазор у парі “поршень-циліндр”, а саме, манжети 7 і 9, а також проміжна деталь – втулка 8.

З двох боків поршневої групи встановлені деталі 6 і 12, кінчні торці яких при вході в циліндричні отвори фланців утворюють робочі вікна змінного перерізу. Це дозволяє гідравлічно гальмувати поршень з приєднаною до штока масою рухомих вузлів верстата, преса або робота. Так, при подачі рідини в отвір А поршень переміщується зліва направо і

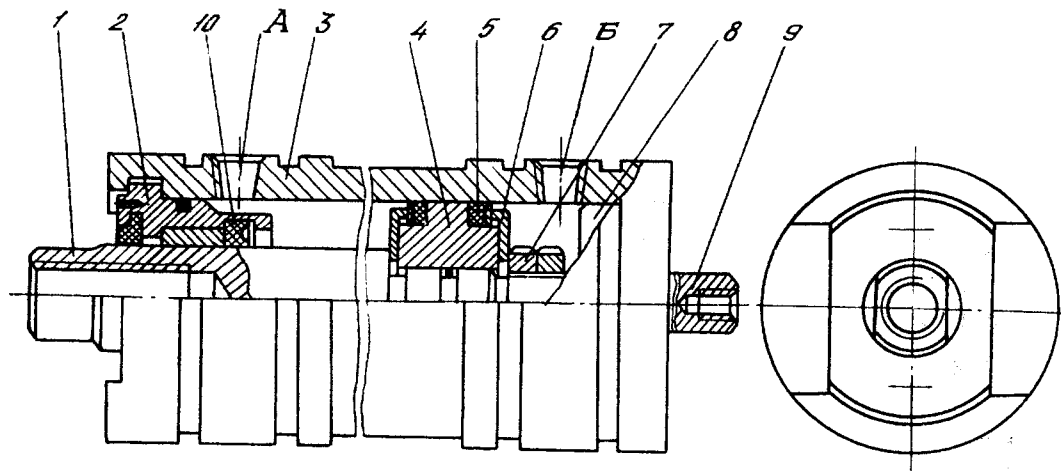


Рис. 3.20. Конструкція короткоходового гідроциліндра для затрекових або фіксувальних пристроїв

при підході до правого крайнього положення втулка 6 конічним торцем поступово перекриває вихід рідини з другої порожнини через отвір Б, гальмуючи рух до повної його зупинки. При подачі рідини в отвір Б, тобто у другу (праву) порожнину циліндра, тиск діє не тільки на торці втулки 6 штока, але і через клапан 5 на торець поршня. В кінці руху справа наліво відбувається гальмування поршня при вході конічного торця втулки 12 в отвір фланця 1.

Гідроциліндри типу ЦРГ розраховані на номінальний тиск $p_n = 16$ МПа, максимальний тиск $p_{max} = 20$ МПа; швидкість поршня до 1,5 м/с, повний ККД $\eta_n = 0,95$.

Діаметри поршнів $D_{ц} = 25...63$ мм, хід поршня 100...1200 мм в залежності від діаметра.

Спеціальні конструкції гідроциліндрів використовуються для затискних і фіксувальних пристроїв, автоматичних ліній і агрегатних верстатів (рис. 3.20). Призначення таких гідроциліндрів обумовило порівняно короткий хід поршня, вимоги мінімальних поперечних габаритів по всій довжині гідроциліндра. Тому кріплення фланців 2 і 8 – внутрішній байонет, циліндр – сталева труба 3 постійного діаметра з канавками, які використовуються для кріплення гідроциліндра на верстаті. Отвори А і Б для кріплення присьодувальної арматури трубопроводів виконані безпосередньо у стінці циліндра. Шток 1 ущільнений в отворі фланця 2 манжетою 10. Поршень 4, закріплений на штоці двома гайками 7, ущільнений двома манжетами 5, які утримуються на поршні спеціальними шайбами 6. Другий шток 9 використовується для дії на контактні гідравлічні або електричні елементи системи контролю і управління верстатом.

3.2. Гідроагрегати, які обслуговують ВК

Гідроагрегати, які забезпечують функціонування ВК, але не керують режимом його роботи, належать до обслуговуючих пристроїв.

Вони включають **фільтри**, які забезпечують очищення робочої рідини від забруднення. Головною характеристикою фільтра є точність фільтрації, тобто максимальний розмір часток у мікрометрах, які пропускає фільтрувальний елемент. Не менш важливим є величина втрати тиску в фільтрі і максимально допустима витрата рідини при цьому.

В характеристиці фільтра майже ніколи немає вказання на його ємність, тобто на сумарний об'єм, або масу часток забруднення, які можуть затриматись на фільтроелементі без збільшення втрати тиску понад допустимого.

Позначення фільтра на гідравлічних схемах наведено в додатку 1 на рис. 3.1, а деякі основні їх підключення на рис. 3.21.

У схемі на рис. 3.21, а рідина з бака Б через приймальний фільтр Ф всмоктується насосом Н і далі нагнітається в гідросистему ВК.

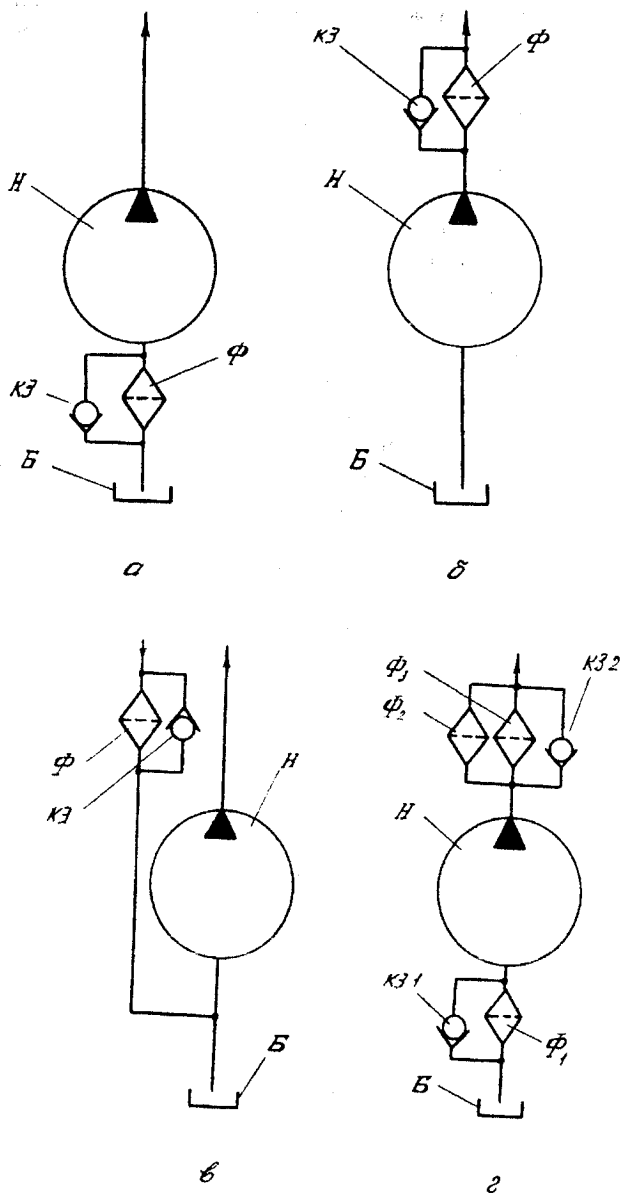


Рис. 3.21. Схема включення фільтрів у гідросистему (а, б, в, г)

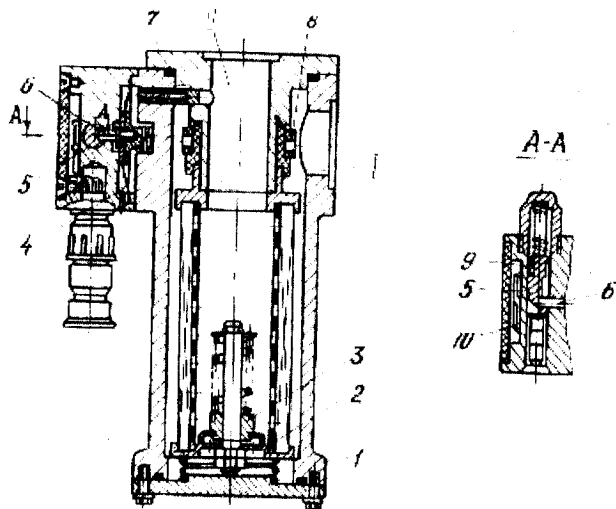


Рис. 3.22. Конструкція приймального фільтра

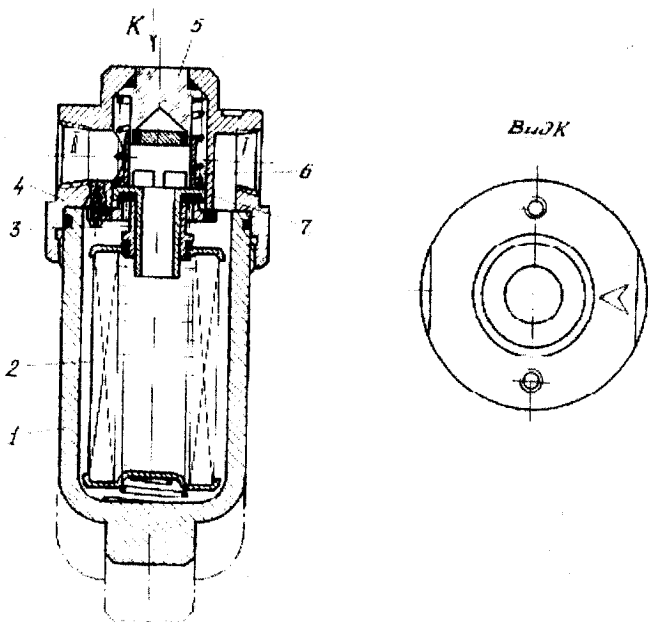


Рис. 3.23. Конструкція напірного фільтра типу Ф-10

Клапан КЗ забезпечує прохід у систему частини потоку рідини при засміченні фільтра і обмежує перепад тиску на ньому. Перевага – уловлювання часток до того, як вони можуть потрапити в насос, що збільшує термін його служби. Недолік – утворення додаткового опору на лінії всмоктування. У зв'язку з тим, що рідина переміщується по всмоктувальному трубопроводу за рахунок різниці між атмосферним тиском і розрідженням, що його утворює насос, допустимий перепад тиску на всмоктувальному трубопроводі і приймальному фільтрі незначний, не більше 0,020...0,025 МПа. Тому робочі вікна фільтрувального елемента, крізь які проходить рідина, повинні бути достатньо великими і тонкість фільтрації на вході в насос не може бути менше 80...160 мкм.

Одна з конструкцій приймального фільтра типу ФВСМ наведена на рис. 3.22. У цій конструкції можна виділити чотири функціональних вузли: вузол очистки робочої рідини, який складається з сітчастого фільтрувального елемента 2, що встановлений в корпусі I і містить вхід I і вихід II для рідини, та магнітних уловлювачів 8 феромагнітних часток забруднення; вузол захисту насоса від підвищеного опору на всмоктуванні, який утворюється засміченим фільтром; цей вузол складається з перепускного клапана 3; вузол вимірювання перепаду тиску на фільтрі, тобто показника його забруднення; він складається з підпружиненої мембрани 4 зі штоком 6; вузол формування електричного сигналу про ступінь забруднення, який складається з магніту 9, закріпленого на підпружиненому плунжері 5; магніт має ступінчасту бокову поверхню, а також обладнаний герконами 10.

В процесі експлуатації фільтра рідина з бака проходить через отвір I і бокову поверхню (отвори) сітчастого фільтрувального елемента 2, а потім через отвір II у всмоктувальний трубопровід насоса. Чим більше забруднення фільтрувального елемента, тим більший його гідравлічний опір і, відповідно, тим більший ступінь розрідження в порожнині отвору II. Через отвір 7 це розрідження утворюється також під мембраною 4, з протилежного боку якої діє атмосферний тиск. При певному розрідженні у магістралі всмоктування мембрана 4 прогинається, стискаючи пружину, і виводить шток 6 у позицію, в якій плунжер 5 під дією пружини переміщується на наступну позицію. При цьому магніт 9 і геркон 10 формують електричний сигнал про ступінь забруднення фільтра.

При досягненні максимально допустимого перепаду тиску на фільтрі (для фільтрів типу ФВСМ це 0,019 МПа) починає працювати перепускний клапан 3. Номінальна тонкість фільтрації 80 мкм.

У схемі на рис. 3.21, б рідина з бака Б і насоса Н через фільтр Ф потрапляє в гідросистему, тобто фільтр встановлено в лінії нагнітання, клапан КЗ обмежує перепад тиску на фільтрі.

Оскільки запас тиску на лінії нагнітання досить великий, можна допустити більшу величину втрати тиску на фільтрі, ніж у випадку

встановлення фільтра на всмоктуванні і, відповідно, забезпечити значну тонкість очистки.

Недоліком є те, що корпус та всі елементи фільтра повинні розраховуватись на максимальний тиск у гідросистемі, що викликає збільшення їх маси.

Як фільтрувальні елементи в напірних фільтрах застосовуються: набір пластин, в щілини між якими протискується рідина і затримуються частки, розмір яких дорівнює або більший розміру щілини (тонкість фільтрації 80...12,5 мкм); фільтроелементи – з гофрованого картону (тонкість фільтрації 10; 25; 40 мкм); магнітні уловлювачі, а також різні комбінації перелічених елементів.

Як приклад розглянемо наведену на рис. 3.23 конструкцію фільтра напірного типу Ф10, яка складається із змінного фільтроелемента 2 (гофрований картон), розташованого в корпусі 1. Кришка 4 фільтра має вхідний I і вихідний II отвори, через які рідина надходить в корпус 1, проходить через фільтроелемент і далі в гідросистему.

Фільтр обладнаний клапаном 7, який пропускає потік або частину потоку у випадку забруднення фільтрувального елемента.

Вузол сигналізації про засмічення складається з екрана 6, який переміщується разом із затвором клапана 7, і оптичного елемента – лінзи 5. При засміченні фільтрувального елемента затвор з екраном 6 піднімається, частина рідини тече повз фільтроелементи, а на зовнішньому торці лінзи з'являється червоне коло – сигнал про засмічення.

Встановлення фільтра на зливі наведено на рис. 3.21, в, де рідина, яка подається насосом II з бака Б, проходить крізь гідросистему, а на зливі крізь фільтр Ф, паралельно до якого встановлений перепускний клапан КЗ. Зливні фільтри також мають системи сигналізації про засмічення і забезпечують тонкість фільтрації 25-40 мкм.

Схеми включення фільтрів далеко не вичерпуються наведеними вище. Можливе, зокрема, використання комбінованої схеми пропорційної очистки, наведеної на рис. 3.21, г. Насос II засмоктує рідину з бака Б через приймальний фільтр Ф1, паралельно якому встановлений клапан КЗ1, і подає її в гідросистему крізь два паралельно встановлених фільтри Ф2 і Ф3 грубої і тонкої очистки з клапаном КЗ2.

3.2.1. Баки

Баки – ємності, які містять робочу рідину і забезпечують ряд важливих умов нормальної роботи ВК. Зокрема, ємність бака повинна враховувати зміни об'єму рідини, яка міститься в гідросистемі в різних фазах її дії. Так при використанні несиметричних гідроциліндрів, також і плунжерних, об'єм рідини, яка міститься в його порожнинах, може істотно змінюватись, що компенсується відповідною ємністю бака.

Ємність бака істотно впливає на температурний режим гідропривода. Якщо відсутня система терморегуляції, стабілізація температурного

режиму можлива лише шляхом вибору раціонального об'єму бака і робочої рідини, яка міститься в ньому.

Крім того, конструкція бака повинна забезпечувати раціональний напрям потоку рідини, який буде сприяти перемішуванню об'ємів з різними температурами, вилученню нерозчиненого повітря з вільної поверхні, пригніченню піноутворення та зручності очищення і зливу бака.

В баках сучасних гідроприводів верстатів монтується система терморегулювання, а корпус бака використовується для монтажу на ньому насоса з приводним електродвигуном і деяких інших гідроагрегатів. Прикладом такої конструкції може бути бак з насосом – насосна установка типу Г48-..., яка застосовується у верстатних гідроприводах і наведена на рис. 3.24.

Бак 1 є одночасно опорою для приводного фланцевого електродвигуна 8, який встановлений на кришці 3 за допомогою фланця 6. З валом електродвигуна за допомогою муфт зв'язані вентилятор 4 системи охолодження і вал насоса 2. Частина корпусу насоса і весь всмоктувальний трубопровід занурені в робочу рідину, що зменшує розрідження на вході в насос. У процесі роботи гідропривода через коливання об'єму рідини, яка міститься в порожнинах гідросистеми, коливається також і рівень вільної поверхні рідини в баці. У зв'язку з цим в бак то підсмоктується, то витискується з нього повітря, яке проходить при цьому через повітряний фільтр 5. Радіатори повітряного охолодження 7 забезпечують необхідний рівень температури робочої рідини. Електроапаратура, яка обслуговує електродвигун (магнітний пускач, захист і т.п.), розміщена у шафі 9.

Розрахунок теплового режиму бака і, відповідно, всієї гідросистеми, повинен враховувати потужність насосної установки, зовнішні кліматичні умови, ефективність термостабілізуювальної системи і рівень оптимальної температури робочої рідини.

Насосні установки – баки типу Г48-..., ємністю 0,063 м³ і з тонкістю фільтрації 10 мкм, розсіюють біля 300 кДж тепла за годину при нагріванні рідини на 1°C більше температури зовнішнього середовища.

Насоси, які можуть бути змонтовані на таких баках, мають витрату від 10 л/хв до 40 л/хв при номінальних тисках від 2,5 МПа до 6,3 МПа і потужності приводного електродвигуна від 1,1 кВт до 4,0 кВт в залежності від продуктивного і номінального тисків, що їх розвиває насос.

3.2.2. Гідроаккумулятори

Гідроаккумулятори нагромаджують частину енергії потоку рідини на виході насоса, яка не використовується гідродвигуном на певних режимах його роботи, а потім віддають цю енергію гідродвигу на тих режимах, коли номінальної потужності насоса стає недостатньо. Наприклад, при малих швидкостях руху гідродвигуна, коли споживання рідини від насоса значно менше його витрати, надлишок подачі може подаватись у

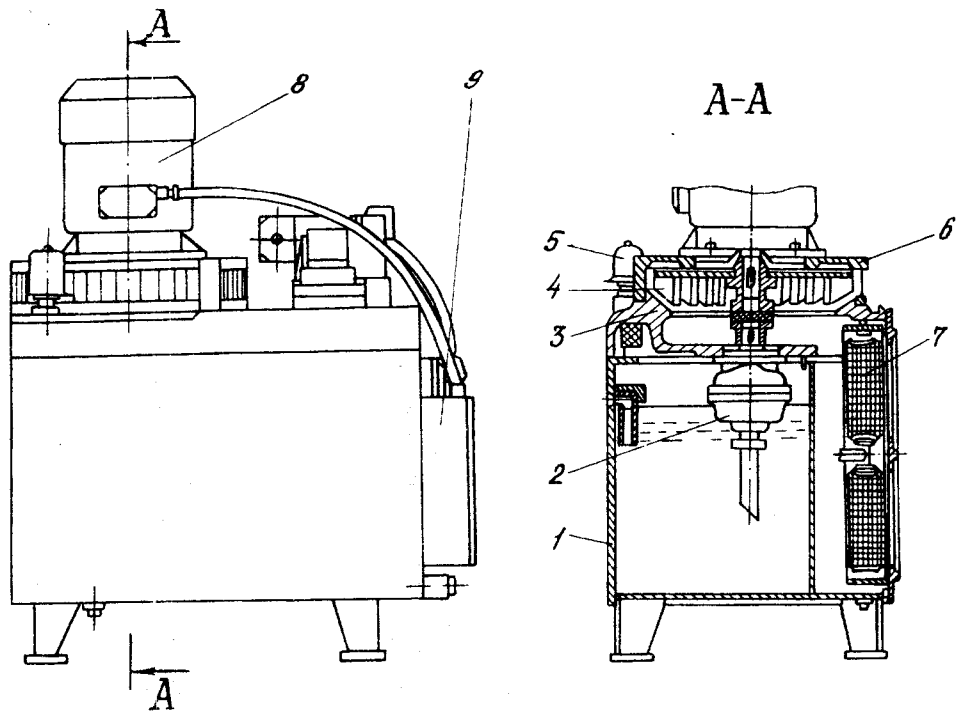


Рис. 3.24 Конструкція бака насосної установки типу Г48

гідроаккумулятор. На швидких переміщеннях, коли подачі насоса не вистачає на забезпечення високих швидкостей гідродвигуна, акумулятор звільняє енергію, збільшуючи потік робочої рідини, що подається у гідродвигун.

У ВК гідроприводів використовуються акумулятори потенціальної енергії, яка запасасться в стиснених пружинах, стисненому газі, або у підйомі маси на певну висоту.

Фактично акумулювання, а потім вивільнення енергії відбувається також в робочій рідині за рахунок її стисливості, особливо при наявності в ній нерозчиненого газу, а також трубопроводами за рахунок їх деформації під тиском, особливо рукавами високого тиску. Це акумулювання істотно впливає на динамічні процеси у ВК.

Спеціальні верстатні гідроаккумулятори поділяються, в основному, на дві великі групи: пружинні (схема на рис. 3.25, а) і пневмогідролічні (схеми на рис. 3.25, б і 3.25, в). Останні можуть бути поршневыми (рис. 3.25, б), коли газ і рідина розділяються поршнем, і мембранні (рис. 3.25, в), коли роздільним елементом є мембрана.

При робочому ході поршня ΔH тиск p в гідроаккумуляторі змінюється на величину

$$\Delta p_{\text{ак}} = \frac{c \cdot \Delta H}{S_{\text{ак}}}, \quad (3.42)$$

де c – жорсткість пружини;
 $S_{\text{ак}}$ – площа поршня акумулятора.

Таким чином, при початковому тиску p_0 , за яким починається зарядка, максимальний тиск дорівнює

$$\Delta p_{\text{max}} = p_0 + \Delta p_{\text{ак}} = p_0 + (c \cdot \Delta H) / S_{\text{ак}}. \quad (3.43)$$

Величину $\Delta p_{\text{ак}}$ настраюють підтисканням пружини c за допомогою гвинта 4. У більшості гідроаккумуляторів попереднє підтискання пружини – величина постійна. Отвір 3 в корпусі 1 існує для сполучення з атмосферою пружинної порожнини. Поршень 2 ущільнюється так, як і в гідроциліндрах.

У пневмогідроаккумуляторах поршень 2 розділяє рідину і газ – технічний азот, який подається при заряджанні через зворотний клапан 3 в корпусі 1. Початковий тиск p_0 азоту і рідини однаковий. При переміщенні поршня на величину ΔH початковий об'єм газу зменшується на величину $\Delta V = \Delta H \cdot S_{\text{ак}}$. Якщо це переміщення повільне, тобто таке, що процеси в газі можна вважати ізотермічними, то

$$p_0 \cdot V_0 = (p_0 + \Delta p_{\text{ак}}) \cdot (V_0 - \Delta V), \quad (3.44)$$

$$\Delta p_{\text{ак}} = p_0 \cdot \frac{\Delta V}{V_0 - \Delta V} = p_0 \cdot \frac{1}{\frac{V_0}{\Delta H \cdot S_{\text{ак}}} - 1} \quad (3.45)$$

У пневмогідроакумуляторах з мембраною 2 (рис. 3.25, в) газ і рідина в корпусі 1 взаємодіють так, як і в конструкції з поршнем, а зарядка газом відбувається через клапан 3.

Одна з конструкцій пневмогідроакумулятора з еластичною мембраною наведена на рис. 3.26. В корпусі 1 розміщений еластичний балон 2, який розділяє рідинне і газове середовища. Верхня горловина балона затиснена кришкою 3, а нижня – донною шайбою 7. Заряджання газом відбувається через клапан-ніпель 4, який закрито ковпачком 5. Гайка 6 закріплює кришку 3 в корпусі. Такі акумулятори типу ТГЛ10 843 розраховані на тиск 16 МПа при початковому тиску заряджання азотом 12 МПа і вміщують 0,001...0,025 м³ рідини.

3.3. Розрахунок параметрів виконавчого контуру гідропривода

До розрахунків параметрів ВК гідропривода належить вибір нормалізованого значення **робочого тиску** у відповідності до зусилля або моменту, який повинен забезпечити гідродвигун, а також визначення **головного параметра двигуна** (ефективної площі поршня гідроциліндра або робочого об'єму гідромотора) та вибір типорозміру насоса. Після розрахунку трубопроводів і остаточного вибору типорозмірів всіх гідроагрегатів як головних (гідродвигун і насос), так і обслуговуючих (фільтри, баки і т.п.), може проводитись, за необхідністю, розрахунок динамічних характеристик ВК.

3.3.1. Розрахунок параметрів ВК

3.3.1.1. Вхідні дані для розрахунку

В технічному завданні (ТЗ) на проектування може бути вказано:

- характер руху виконавчого гідродвигуна (поступальний або обертальний, неперервний або дискретний, вібраційний, синхронізований або слідкуючий), а також напрям робочих і холостих ходів;
- робочий цикл (циклограма) гідропривода, що проектується;
- характеристика технологічної машини, для якої проектується ВК гідропривода (загальні контури і габарити; розташування ВК на машині; можливі місця встановлення насосного агрегату; інтервали відстаней між насосним агрегатом і гідродвигуном; допустимі габарити і маса гідробака з робочою рідиною);
- джерело енергії для привода насоса; характеристики джерела енергії;

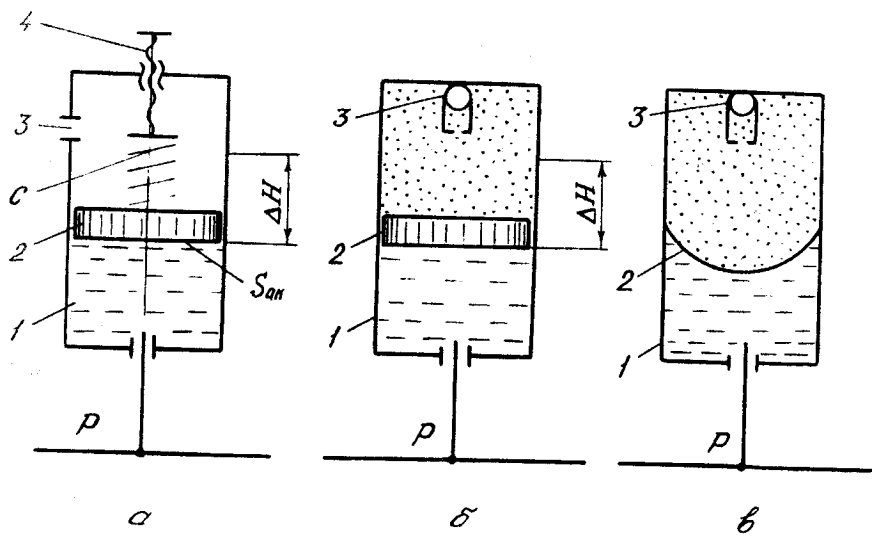


Рис. 3.25. Схеми гідроаккумуляторів:
 а - пружинний поршневий;
 б - пневмогідроаккумулятор поршневий;
 в - пневмогідроаккумулятор мембранний

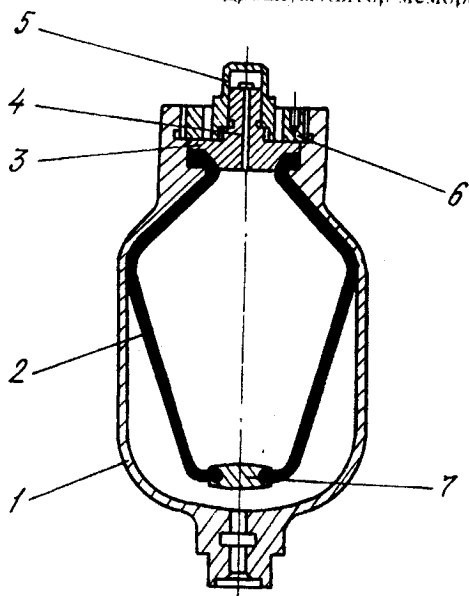


Рис. 3.26. Конструкція пневмогідроаккумулятора балонного типу
 ГДЛ 10843

- державні, галузеві або спеціальні нормативні матеріали (значення робочих тисків; типорозміри гідродвигунів, насосів; типорозміри гідроагрегатів і апаратури).

Аналіз вхідних даних дозволяє формувати структуру ВК, використовуючи, наприклад, типові схеми верстатних гідроприводів.

Для ВК з гідродвигуном поступального руху – гідроциліндром, у випадку найпоширенішого режиму роботи – рівномірних рухів поршня при робочих і холостих переміщеннях, повинні бути вказані інтервали робочих зусиль $F_{ш}$, і необхідні швидкості v_i поршня на цих інтервалах. Ці дані можуть бути задані таблицею або графіком. Крім того, зазначаються швидкості $v_{хх}$ холостих ходів, а також відстані L_p , робочих і L_x , холостих переміщень.

Для ВК з гідродвигуном обертального руху – гідромотором, аналогічно з вищевказаним для гідроциліндра, наводяться інтервали $M_{кр1}...M_{крi+n}$, а також відповідні їм $\omega_1... \omega_{i+n}$.

У випадку розрахунку привода повільних рухів або дуже малих дискретних переміщень, що висуває додаткові специфічні вимоги до конструкції привода, вказуються параметри цих режимів роботи.

У тих випадках, коли в результаті розрахунку необхідно отримати екстремальне значення будь-якого показника якості ВК, проводиться оптимізація. При цьому у вхідних даних для розрахунку ВК повинен бути вказаний критерій оптимізації, наприклад, мінімальна маса ВК, мінімальна вартість ВК, максимальний загальний ККД ВК, а також інші умови, які пов'язані зі специфікою функціонування технологічної машини, для якої проектується гідропривод. Зокрема, у процесі подальших розрахунків, які містять аналіз і синтез динамічних характеристик, можуть вирішуватись завдання динамічної стійкості, коливальності, швидкодії та ін.

3.3.1.2. Розрахунок ВК з гідроциліндром

При розрахунку ВК з гідроциліндром вибирається схема гідроциліндра в залежності від заданого робочого циклу. Так при симетричному робочому циклі (рух столу плоскошліфувального верстата, круглошліфувального верстата та ін.) приймається схема за рис. 3.17,а, при несиметричному циклі (рух повзуна поперечно-стругального верстата, каретки протяжного верстата, ковша екскаватора та ін.) приймається схема за рис. 3.17,б, при несиметричному циклі з навантаженням одного напрямку (різноманітні підйомники та ін.) – схема за рис. 3.17,г.

В залежності від прийнятої схеми визначається ефективна площа поршня гідроциліндра. Для цього складається рівняння сил, які прикладені до поршня гідроциліндра. Наприклад, для схеми гідроциліндра за рис. 3.17,б можна використати рівняння (3.29).

Подамо рівняння (3.29) у вигляді

$$S_1 \cdot p_1 \cdot \left(1 - \frac{p_2 \cdot S_2}{p_1 \cdot S_1}\right) = F_{ш\max} \cdot \left(1 + \frac{b \cdot v_{ш} + F_{тер0}}{F_{ш\max}}\right) + G \cdot \cos\alpha^\circ \quad (3.46)$$

Позначимо

$$S_2/S_1 = \kappa_{ш}; \quad p_2/p_1 = \kappa_p; \quad \left(\frac{b \cdot v_{ш} + F_{тер0}}{F_{ш\max}}\right) = \kappa_b.$$

УВАГА! Коефіцієнт $\kappa_{ш}$ визначає несиметричність гідроциліндра і використовується для визначення $S_2 = S_1 \cdot \kappa_{ш}$ площі поперечного перерізу штока $S_{ш} = S_1 - S_2 = S \cdot (1 - \kappa_{ш})$; $\kappa_{ш} = 0,5 \dots 0,85$.

Коефіцієнт κ_p визначає тиск p_2 як частку тиску p_1 , $p_2 = \kappa_p \cdot p_1$. Тиск на вході в гідроциліндр відрізняється від тиску на виході насоса, тому що існують втрати тиску на тертя у нагнітальній магістралі, а також втрати тиску у місцевих опорах, до яких можна віднести і гідроагрегати, які включені в нагнітальну магістраль (фільтри, гідророзподільники, дроселі та ін.)

У свою чергу, втрати тиску у зливній магістралі як шляхові, так і в місцевих опорах, формують протитиск p_2 .

Визначаючи коефіцієнт κ_p , ми тим самим **попередньо** визначаємо, яка частка тиску p_1 буде втрачена у гідросистемі ВК як у нагнітальній, так і в зливній магістралях; у першому наближенні $\kappa_p = 0,10 \dots 0,25$.

Коефіцієнт κ_b визначає сили в'язкого і сухого тертя як частку сили $F_{ш\max}$ корисного навантаження; для попереднього розрахунку можна прийняти $\kappa_b = 0,08 \dots 0,15$.

З урахуванням прийнятих позначень з рівняння (3.46) отримаємо

$$S_1 = \frac{F_{ш\max} \cdot (1 + \kappa_b)}{p_1 \cdot (1 - \kappa_{ш} \cdot \kappa_p)} \quad (3.47)$$

Для визначення S_1 за рівнянням (3.47) необхідно призначити тиск p_1 , користуючись для цього табл.11 (тиск залежить від заданого значення $F_{ш\max}$).

Таблиця 11

Визначення параметрів гідроциліндрів

$F_{ш}, \text{Н}$	$10^3 - 10^4$	$10^4 - 10^5$	$10^5 - 10^6$	$10^6 - 10^7$
$p_1, \text{МПа}$	10	21	32	50
$D_{ш}, \text{мм}$	40 - 100	80 - 250	200 - 600*	160 - 500*

* можуть використовуватись два або декілька паралельно діючих гідроциліндрів з підсумовуванням цих зусиль і відповідним зменшенням діаметрів $D_{ц}$ кожного з них.

Таблиця 12

Визначення параметрів гідромоторів

$p_1, M_{кр}, Н \cdot м$	$10 - 10^2*$	$10^2 - 10^3$	$10^3 - 10^4**$
$p_{1р}, МПа$	5	10	32
$V', см^3/рад$	2 - 20	10 - 100	30 - 300
$V, см^3/об$	15 - 150	65 - 660	200 - 2000

* Низькомоментні гідромотори.

** Високомоментні гідромотори.

Аналогічно складаються розрахункові рівняння для гідроциліндрів за іншими схемами (рис. 3.17).

УВАГА! Наведений вище розрахунок виконується для режиму навантаження гідроциліндра з максимально корисним зусиллям $F_{шmax}$. Це означає, що для всіх інших значень $F_{ш} < F_{шmax}$ режим роботи забезпечується відповідним настроюванням апаратури регулювання.

Далі визначається величина $D_{цроз}$ діаметра гідроциліндра.

При цьому значення $k_{ц}$ може бути встановлене в результаті попереднього розрахунку штока на розтягання, стиск або повздовжній згин.

Тоді

$$D_{цроз} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_1}. \quad (3.48)$$

Отримане значення $D_{цроз}$ округляється до стандартної величини $D_{цнорм}$ за рядом стандартних значень, або ж, у випадку використання серійної конструкції, за даними галузевого каталога.

Далі проводиться розрахунок діаметра штока

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_{ш}}, \quad (3.49)$$

де $S_{ш} = S_1 \cdot (1 - \kappa_n)$ і встановлюється стандартний (нормалізований) його розмір $d_{ш\text{норм}}$. Уточнюються фактичне значення ефективної площі $S_{1\text{факт}}$ поршня

$$S_{1\text{факт}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ц\text{норм}}^2 - d_{ш\text{норм}}^2) \quad (3.50)$$

У безштоковій порожнині приймають $d_{ш}=0$. При отриманні значень $D_{ц\text{роз}}$, далеких від стандартних $D_{ц\text{норм}}$, які наведені в галузевих каталогах, а також технологічно важких для виконання або конструктивно неприпустимих, проводиться перегляд значення p_1 або конструктивної схеми гідроциліндра і повторюються розрахунки за формулами (3.47)...(3.50).

3.3.1.3. Розрахунок ВК з гідромотором

У попередньому розрахунку визначається характерний об'єм $V'_{\text{роз}}$, або ж робочий об'єм $V_{\text{роз}} = 2 \cdot \pi \cdot V'_{\text{роз}}$ гідромотора. Для цього використовується рівняння (3.6) моментів на валу гідромотора з урахуванням втрат за рівнянням (3.7) і приводиться до вигляду, аналогічного рівнянню (3.46). Тоді величина $V_{\text{роз}}$ дорівнює

$$V_{\text{роз}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{M_{\text{кр}\text{max}} \cdot (1 + \kappa_{\text{вм}})}{p_1 \cdot (1 - \kappa_p)} \quad (3.51)$$

Величина p_1 робочого тиску призначається з нормального ряду значень для даного типу гідромотора. В таблиці 12 наведені орієнтовні значення p_1 , V' і V , що відповідають різним інтервалам значень $M_{\text{кр}}$.

Міркування відносно призначення коефіцієнта $\kappa_p = p_2/p_1$, а також

розрахунку величини $\kappa_b = \frac{\omega_{\text{max}} \cdot b_m + M_{\text{геро}}}{M_{\text{кр}\text{max}}}$ викладені вище у розділі

3.3.1.2.

За розрахованим значенням $V_{\text{роз}}$ підбирається значення $V_{\text{норм}}$, що відповідає серійному типорозміру гідромотора для даної галузі. При цьому, як правило, $V_{\text{норм}} \geq V_{\text{роз}}$, але так, щоб $V_{\text{норм}}/V_{\text{роз}} \leq 1,15$. В іншому випадку розглядається можливість заміни p_1 і розрахунок повторюється.

3.3.1.4. Розрахунок параметрів насоса ВК

При виборі структури насосної установки можливе одне з таких конструктивних рішень: використання у ВК одного регульованого насоса; використання у ВК регульованого насоса для робочих рухів і додаткового нерегульованого насоса для холостих (швидких) ходів; використання групи нерегульованих насосів, комбінація подач яких забезпечує всі

діапазони робочих і холостих перемішень; використання одного нерегульованого насоса, який забезпечує всі робочі і холості переміщення.

Для вирішення цієї проблеми необхідно підрахувати значення подач $Q_{нi}$ насоса для кожного режиму руху.

Для ВК з гідроциліндром

$$Q_{нi} = v_{нi} \cdot S_{1нор} + \sigma_{пi} \cdot (p_1 - p_2), \quad (3.52)$$

де $\sigma_{пi}$ – коефіцієнт перетікання в гідроциліндрі.

Для ВК з гідромотором

$$Q_{нi} = V_{нор} \cdot n_i + \sigma_1 \cdot p_1 + \sigma_{пi} \cdot (p_1 - p_2), \quad (3.53)$$

де σ_1 і $\sigma_{пi}$ – коефіцієнти витоків з напірної порожнини і перетікання, відповідно.

Вибір типорозміру насоса проводиться за каталогами у відповідності до раніше призначених p_{1p} і $V_{нi}$.

Особливий випадок вибору насоса – необхідність забезпечити досить точне значення швидкості поршня $v_{нi}$ при закритому запобіжному клапані

ВК, тобто коли $v_{нi} = \frac{Q_{нi}}{S_{1нор}} \cdot \eta_o$. У цьому випадку одночасно з підбором

типорозміру насоса проводиться корегування $S_{1нор}$ до значення $S_{1кор}$. При цьому змінюється $D_{цi}$ і p_{1i} , але так, щоб забезпечити $S_{1кор} \geq S_{1роз}$.

3.3.1.5. Розрахунок трубопроводів

Основним параметром трубопровода, що підлягає розрахунку, є діаметр $d_{тр}$ трубопровода. При цьому вирішується важливе техніко-економічне завдання, тому, що призначення мінімальних розмірів $d_{тр}$ приведе до пониження маси і габаритів гідросистеми, що є позитивним моментом, але в той же час зростуть втрати тиску і, відповідно, потужності через підвищення швидкості течії в трубах. Тобто зменшиться ККД гідропривода.

Інженерний підхід до цього розрахунку полягає в тому, що вибирають оптимальні, практично апробовані середні значення швидкості $v_{ср}$ течії робочої рідини в залежності від призначення трубопроводу, а потім визначають діаметр отвору труби за формулою

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{тр}}{\pi \cdot v_{ср}}}, \quad (3.54)$$

де $v_{ср}$ – середня швидкість потоку рідини в трубі;

$Q_{тр}$ – максимальна витрата рідини через трубопровод.
Рекомендовані значення $v_{сер}$ наведені у табл.13.

Таблиця 13
Рекомендовані значення середньої швидкості руху
робочої рідини

Призначення трубопро- воду	Всмокту- вальний	Зливний	Нагнітальний (при тиску, МПа)		
			до 5,0	до 10,0	більше 15,0
Середня швидкість погоку, м/с; (не більше)	0,8 – 1,2	2,0	3,4 – 4,0	5,0	8,0 – 10,0

Як правило, втрати тиску в трубопроводі, враховуючи втрати в місцевих опорах, не перевищують 5...10% тиску на виході насоса. Однак при більшій довжині трубопроводів (10...30)м після визначення $d_{тр}$ необхідно перевірити сумарну величину втрат тиску. Слід відзначити, що більш простим є визначення $d_{тр}$ як умовного проходу D_y за значенням $Q_{тр}$ [1], але такий метод менш точний.

Втрати тиску в круглій трубі $\Delta p_{тер}$ довжиною $l_{тр}$ у відповідності до (2.38) дорівнюють

$$\Delta p_{тер} = \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{l_{тр} \cdot v_{сер}^2}{d_{тр} \cdot 2 \cdot V}, \quad (3.55)$$

де λ - коефіцієнт опору, однаковий для металевих труб і прямолінійних ділянок рукавів високого тиску; ($\lambda = 75/Re$). В свою чергу Re – число Рейнольдса, яке відповідно до (2.23) дорівнює для круглої труби

$$Re = \frac{Q_{тр} \cdot 4}{\pi \cdot d_{тр} \cdot v}. \quad (3.56)$$

Слід зазначити, що коефіцієнт опору λ залежить від шорсткості труби (при турбулентній течії). Разом з тим в трубопроводах гідроприводів, як правило, швидкості течії такі, що турбулізація потоку незначна. При цьому трубу можна вважати практично гладкою, а втрати тиску оцінювати за номограмами.

Отримані значення $\Delta p_{\text{тер}}$, а також значення втрат тиску в місцевих опорах використовуються для корегування значень k_p . Якщо необхідно, розрахунки за формулами (3.47)...(3.56) повторюються.

Вибір приводного двигуна насоса здійснюється за загальноприйнятою методикою.

Алгоритмічна схема розрахунку ВК наведена на рис. 3.27.

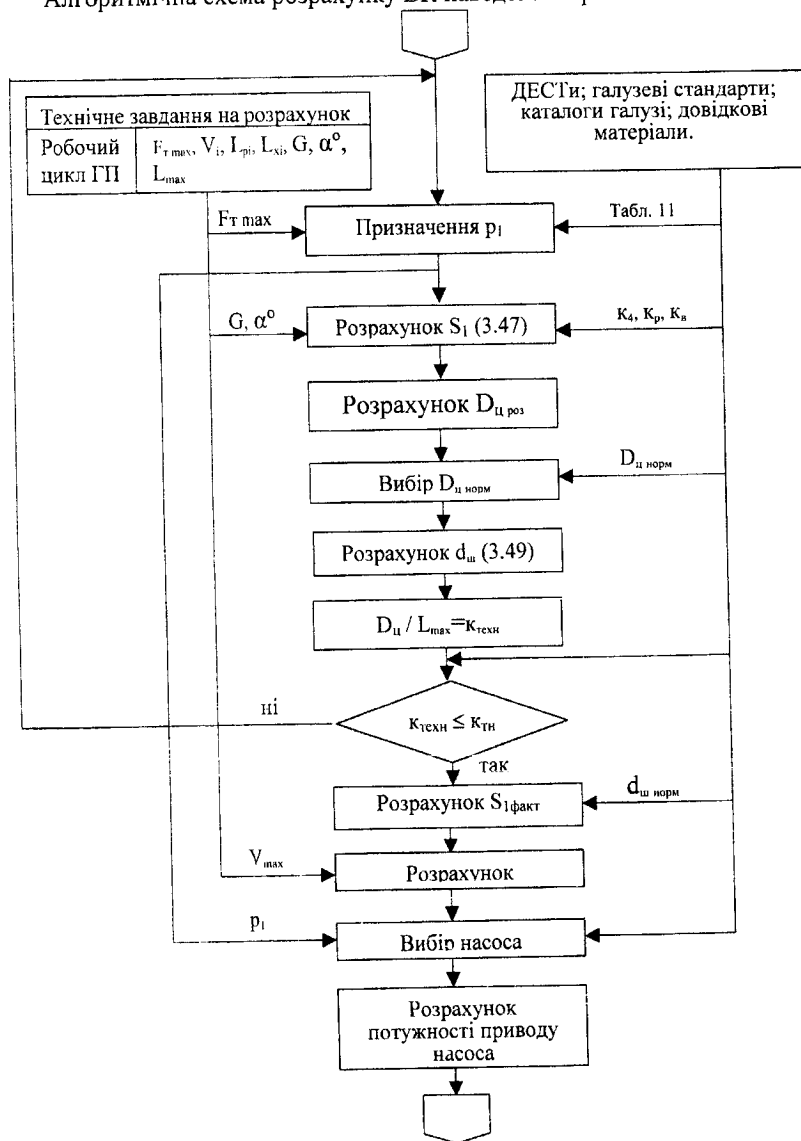


Рис. 3.27. Алгоритмічна схема розрахунку виконавчого контуру

Схема відповідає послідовності розрахунку, викладеній вище, і передбачає повторні цикли розрахунків, які забезпечують оптимальний вибір стандартних параметрів ВК (діаметра $D_{ц}$ циліндра, робочого об'єму V гідромотора, типорозміру насоса та ін.) за каталогами серійної продукції галузі.

4. ГІДРОАПАРАТУРА

Гідравлічна апаратура забезпечує управління режимами перетворення потоку енергії в об'ємних гідроприводах. При цьому регулюються параметри потоку механічної енергії на виході ГП, тобто v і R або Ω і $M_{кр}$.

Принцип регулювання полягає в тому, що в певних живих перерізах магістралей гідросистеми встановлюються спеціальні робочі вікна (активні гідравлічні опори), величина площі живого перерізу яких за допомогою механізмів гідравлічних апаратів регулюється дискретно або неперервно. В зв'язку з цим всі гідроапарати з дискретним регулюванням величини площі робочих вікон належать до групи **напрямних гідроапаратів** – (НГА), а з неперервним – до групи **регулювальних гідроапаратів** (ГРА). До останніх ми також віднесемо і ті гідроапарати, робочі вікна яких є постійними гідравлічними опорами. Такі пристрої розглянуті у розділі 2.2.4.

4.1. Напрямні гідроапарати

У НГА, як правило, площа $f_{га}$ робочих вікон дискретно змінюється від значення $f_{га} = 0$ до $f_{га} = f_{га\max}$, тобто відповідний прохід для робочої рідини або закритий, або відкритий. До таких НГА належать **гідророзподільники** різноманітних конструкцій, **зворотні клапани** та ін. Основне їх призначення – здійснювати комутацію трубопроводів згідно зі схемою.

Всі гідророзподільники за своїми конструктивними ознаками можуть відноситись до однієї з таких груп:

- золотникові розподільники, в яких закриття і відкриття робочих вікон здійснюється шляхом поступального переміщення запірного елемента – золотника; комбінація відкритих і закритих вікон у кожному фіксованому положенні (позиції) золотника забезпечує необхідну схему з'єднання (роз'єднання) трубопроводів, які підключені до каналів розподільника;

- кранові розподільники, в яких закриття і відкриття робочих вікон здійснюється шляхом кутового переміщення (повороту) запірного елемента крана відносно своєї осі, при цьому одні отвори з'єднуються один з одним, а інші роз'єднуються;

- клапанні розподільники, в яких відкриття і закриття робочих вікон здійснюється клапанами.

Принципова схема золотникового гідророзподільника наведена на рис. 4.1. У положенні золотника 1 відносно корпуса 2, зображеному на рис. 4.1,а, з'єднані канали "а" і "б", "в" і "г", а канал "д" – закритий. У положенні золотника, зображеному на рис. 4.1,б, канал "а" – закритий, а канал "б" – з'єднаний з каналом "в", а "г" з "д".

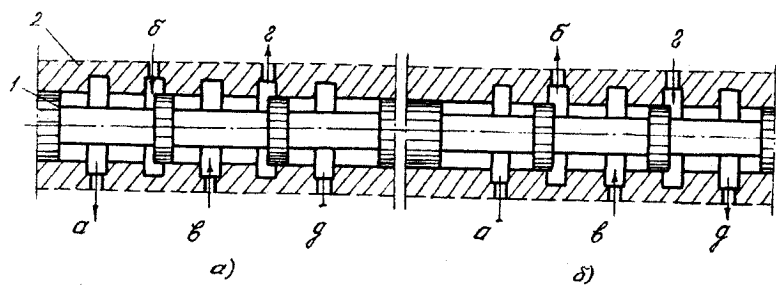


Рис. 4.1. Принципова схема золотникового гідророзподільника

Як видно на рис. 4.1, у корпусі розподільника виконано 5 каналів (ліній) для приєднання трубопроводів гідросистеми. Це п'ятилінійний гідророзподільник. Таким чином, за кількістю трубопроводів, комутованих між собою розподільником, вони можуть бути дво-, три-, чотири- ... багатолінійними. За кількістю схем комутації трубопроводів (позицій) гідророзподільники можуть бути дво-, три-, багатопозиційними. Переміщення золотника в осьовому напрямку, тобто управління розподільником, може здійснюватись мускульним зусиллям, механічним пристроєм, електромагнітними пристроями, гідравлічним або пневматичним способом, а також комбінованими системами.

Фрагмент гідророзподільника на рис. 4.1 зображений у двох позиціях без зазначення способу управління і умовно може бути показаний так, як це зроблено на рис. 4.2. Умовні позначення гідророзподільників наведені в додатку.

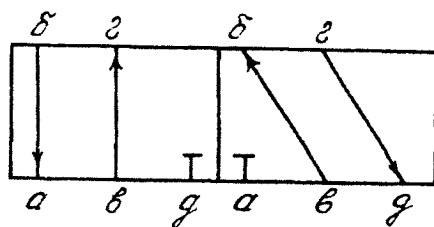


Рис. 4.2. Умовне позначення елемента розподільника

Одна з поширених конструкцій типу ПГ 74 з мускульним (ручним) управлінням наведена на рис. 4.3.

Це чотириходовий трипозиційний гідророзподільник з кульковим фіксатором положень (позицій) золотника.

У корпусі 7, який має 5 кільцевих виточок – камер, поміщений золотник 8, на хвостовику якого встановлена кулачкова муфта 11 і є пас для кулькового важеля 2. Кулька 5 і пружина 6 фіксують золотник у кожній з трьох позицій. Переміщення золотника здійснюється ручкою 4, з'єднаною з важелем 2. Фланець – камера 1 і фланець 9 мають систему отворів, які з'єднують їх порожнини зі зливом, що забезпечує відведення внутрішніх витоків і виключає вплив “насосного” ефекту на зусилля, необхідне для переміщення золотника. Канал 10 з'єднує крайні виточки – камери корпусу зі зливом. Приєднання корпусу 7 до гідросистеми впритул, тобто на нижню точно оброблену площину корпусу виведені канали з відповідних порожнин (напірної, зливної, споживача та ін.). Ці канали закінчуються розточками, в яких встановлені ущільнювальні елементи – кільця. Вони збігаються з аналогічними елементами плити – корпусу, на якій монтується гідроапарат, що входить до складу ГП.

Трипозиційний чотирилінійний гідророзподільник з гідравлічним управлінням 25 ГП 72 наведений на рис. 4.4. У корпусі 8 є отвір, в якому знаходиться золотник 9, виконані п'ять розточок – камер, причому крайні розточки за допомогою каналу 10 з'єднані зі зливом. Золотник з двох сторін підпружинений системами пружина 6- шайба 7, які фіксують його в середній позиції. Крайні позиції досягаються шляхом подачі рідини в порожнину під один з торців і підведення її на злив з протилежної аналогічної порожнини (схема підведення – відведення рідини наведена в схемі - умовному позначенні гідророзподільника у додатку 1). У кришках 1 і 2 розташовані зворотні клапани 3 з пружинами 4 і регульовані дроселі 5. Підведення рідини під торці золотника здійснюється через зворотні клапани, а відведення з камери протилежного торця – через дросель. Цим досягається необхідна швидкість переміщення золотника, при якій виключаються різкі перекидання – відкривання трубопроводів, що сприяють формуванню хвильових процесів, і, в той же час, переключення здійснюється досить швидко.

Конструкції кранових розподільників різноманітні, але всі вони, як правило, з мускульним (ручним) або механічним управлінням. Ці конструкції мають шгуцерне приєднання або приєднання до гідросистеми впритул. Одна з конструкцій наведена на рис. 4.5 і не потребує окремих пояснень.

Використання золотникових і кранових розподільників пов'язано з розв'язанням певних проблем. До таких можуть бути віднесені проблеми герметичності (відсутності внутрішніх витоків), проблема зменшення втрат тиску на робочих вікнах розподільника, проблема зменшення зусиль (моментів), необхідних для переключення розподільника з однієї позиції на іншу.

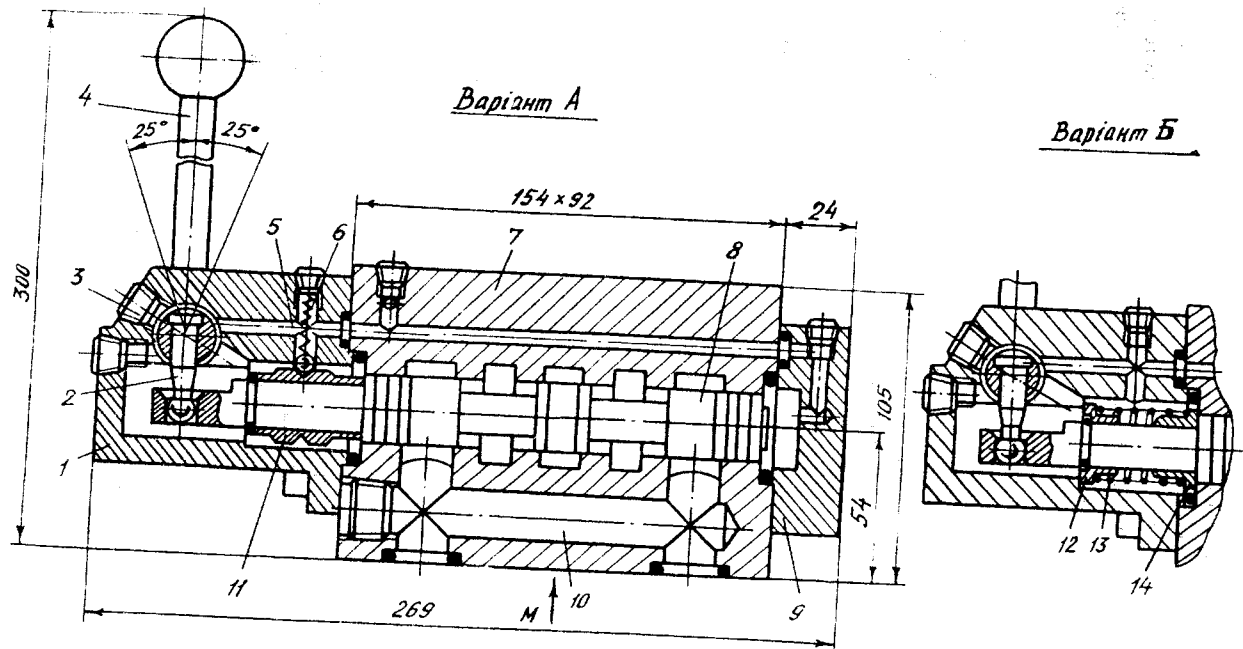


Рис. 4.3 Конструкція золотникового гідророзподільника типу III 74

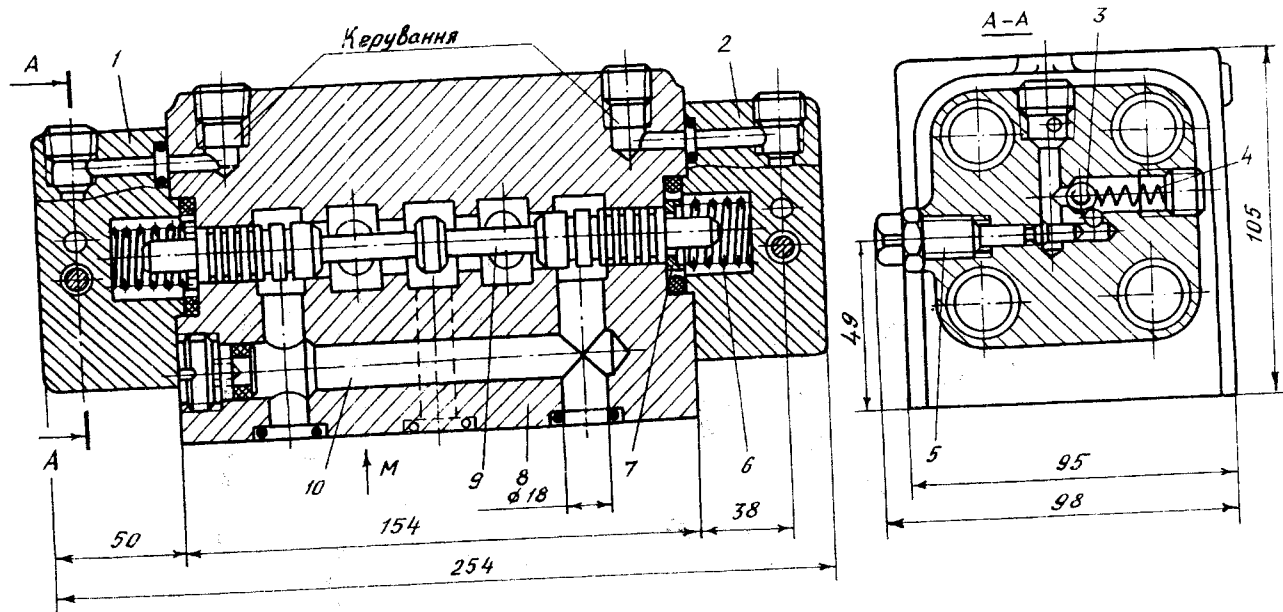


Рис. 4.4 Трипозиційний чотирипосівний гідророзподільник з гідравлічним керуванням типу 25НН 72

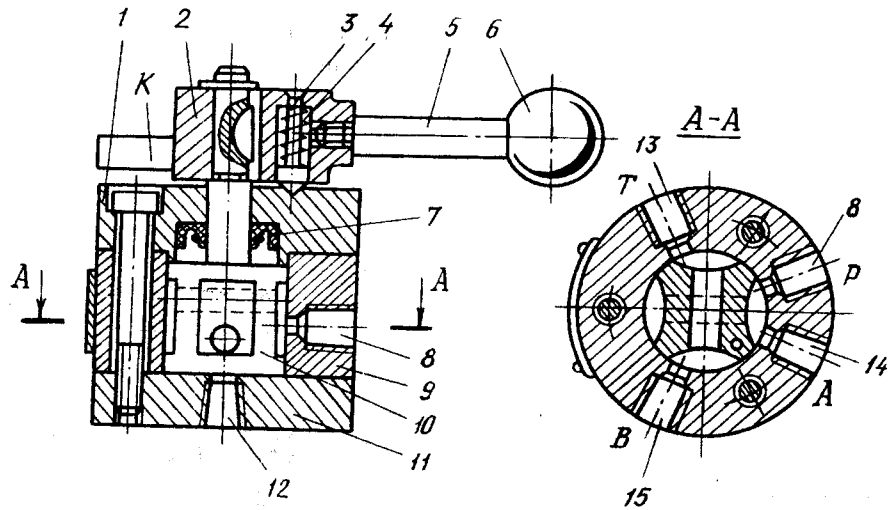


Рис. 4.5. Конструкція кранового розподільника типу F 71

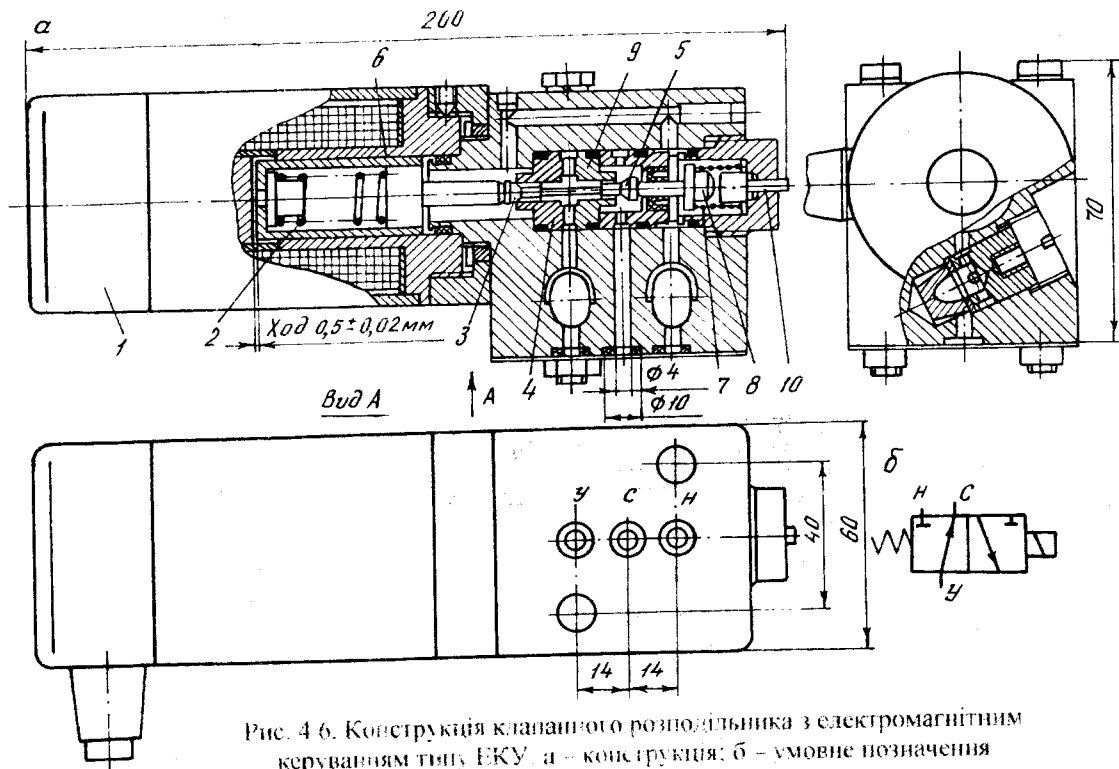


Рис. 4 б. Конструкція клапанного розподільника з електромагнітним керуванням типу ЕКУ: а – конструкція; б – умовне позначення

Частково ці проблеми вирішуються в гідророзподільниках клапанного типу. Клапан ЕКУ (рис. 4.6) є трілінійним двопозиційним розподільником з електромагнітним приводом. У вихідному положенні, коли електромагніт 1 виключений, пружина 2 підтискує клапан 3 до сідла 4 і відкриває клапан 5, тим самим відсікаючи напірну лінію "Н" і з'єднуючи лінію управління "У" зі зливом "З".

При включенні електромагніта якор 6 переміщується вліво, стискаючи пружину 2. При цьому пружина 7 діє через плунжер 8 на клапан 5, притискаючи його до сідла 9, і клапан 3 відкривається. При цьому відсікається лінія зливу "З", а лінія управління "У" з'єднується з лінією "Н".

Клапан має ручне управління через кнопку 10.

До НГА належать також зворотні клапани – гідравлічні діоди. Конструкція типового зворотного клапана в автономному виконанні наведена на рис. 4.7.

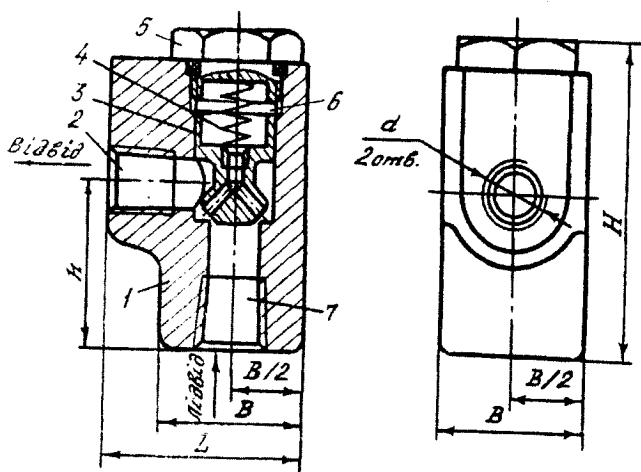


Рис. 4.7. Конструкція зворотного клапана Г 51

До сідла в корпусі 1 пружиною 6 притиснутий клапан 3 з конічною робочою поверхнею. В корпусі є також приєднувальні отвори 7 (підвід робочої рідини) і 2 (відвід). Пробка 5 закриває монтажний отвір. Похилі отвори в робочій частині клапана, які з'єднані з осевим отвором, існують для відведення рідини із заклапанної порожнини на злив при підйомі клапана (прямий потік рідини), а також для подачі тиску в заклапанну порожнину з метою щільного притискання клапана до сідла при зворотному потоці робочої рідини.

4.2 Регулювальні гідроапарати

До РГА належать різноманітні конструкції **регуляторів тиску** (запобіжні, запобіжно-переливні і редуційні клапани), **регуляторів витрати**, **пропорційних гідророзподільників**, **дросельних синхронізаторів потоків**.

4.2.1 Регулятори тиску

Регулювання тиску у верстатних гідроприводах, в основному, зводиться до таких режимів:

- захист гідросистеми від дії тиску, який перевищує допустиме значення P_{\max} , це здійснюють **запобіжні клапани**, які діють епізодично, в аварійних режимах; в номенклатурі гідроапаратури верстатних і гідроприводів такі клапани спеціального призначення, як правило, відсутні, а їх функції виконують регулятори тиску широкого призначення;
- стабілізація постійного значення тиску в напірній магістралі, тобто на виході насоса, за рахунок роботи регулятора тиску в режимі постійного зливання частини подачі насоса в бак; це здійснюють **переливні клапани**, а в зв'язку з тим, що вони одночасно виконують функції запобіжних клапанів, то їх краще називати **запобіжно-переливними клапанами**;
- редуція тиску у відгалуженнях від напірної магістралі, тобто стабілізація постійного значення тиску на деяких ділянках гідросистеми, меншого, ніж тиск на виході насоса; це здійснюють **редуційні клапани**;
- комбінація перелічених вище функцій з різноманітними модифікаціями алгоритмів управління тиском.

При розгляді регуляторів тиску як систем автоматичного управління їх можна розділити на 2 групи:

- регулятори тиску з одним каскадом підсилення, які називають **клапанами прямої дії** або **клапанами тиску**;
- регулятори тиску з двома каскадами, коли перший каскад невеликої потужності керує потужним другим каскадом, який регулює основний потік гідравлічної потужності; їх називають **клапанами непрямої дії**.

Конструкція запобіжно-переливного клапана прямої дії типу Г54-3 наведена на рис. 4.8. Золотник 2 поміщений у точний отвір корпусу 3 і підтиснутий зверху через шайбу пружиною 6, натяг якої регулюється гвинтом 8 через поршень 7; поршень переміщується в гільзі 5. Рідина з магістралі підводиться через боковий отвір у порожнину Р, звідки через канал 10 і дросельний отвір 11 подається в порожнину 1 під торець золотника. Якщо тиск в магістралі, який діє на торець золотника, перевищить зусилля попереднього натягу пружини, золотник починає переміщуватись угору, стискаючи пружину і відкриваючи вікно, що сполучає порожнину Р з отвором А, через який рідина починає зливатись в бак. Оскільки рідина під торець золотника подається через дросельний

отвір (демпфер) 11, то його опір сприяє розсіюванню енергії коливання золотника, стабілізує величину робочого вікна, а відповідно і величину регульованого тиску.

Заглушки X, C, Y і K закривають отвори, які можуть використовуватись для зміни схеми підключення клапана. Клапан 4 з'єднує порожнину 9 з отвором А, що дозволяє вільно витискати (або підсмоктувати) рідину з порожнини 9 під час руху золотника.

Тиск, за яким починає відкриватися робоче вікно, можна визначити з рівняння рівноваги сил, які діють на торці золотника в момент його рівноважного положення, яке передує відкриттю, тобто з

$$F_{\text{зат}} + c\delta = p_{\text{кл}} \frac{\pi}{4} d_3^2, \quad (4.1)$$

де $F_{\text{зат}}$ – зусилля натягу пружини при нижньому положенні золотника;

c – жорсткість пружини;

δ – перекидання робочого вікна золотника, тобто величина, на яку необхідно підняти золотник з нижнього положення до положення, яке передує початку відкриття робочого вікна;

$p_{\text{кл}}$ – тиск настроювання клапана, тобто тиск, який, впливаючи на нижній торець золотника, піднімає його з нижнього положення на величину δ ;

d_3 – діаметр золотника.

Очевидно, що для відкриття робочого вікна на будь-яку величину Δh , його необхідно підняти з нижнього положення на величину $\delta + \Delta h$.

У цьому випадку рівняння (4.1) набуває вигляду

$$F_{\text{зат}} + c(\delta + \Delta h) = (p_{\text{кл}} + \Delta p) \frac{\pi}{4} d_3^2, \quad (4.2)$$

де Δp – приріст величини регульованого тиску, викликаний підйомом золотника на Δh .

При проходженні через канал на злив максимальної витрати $Q_{\text{кл max}}$ робочої рідини величина Δh_{max} максимального осьового відкриття робочого вікна золотника може бути визначена з рівняння (4.3)

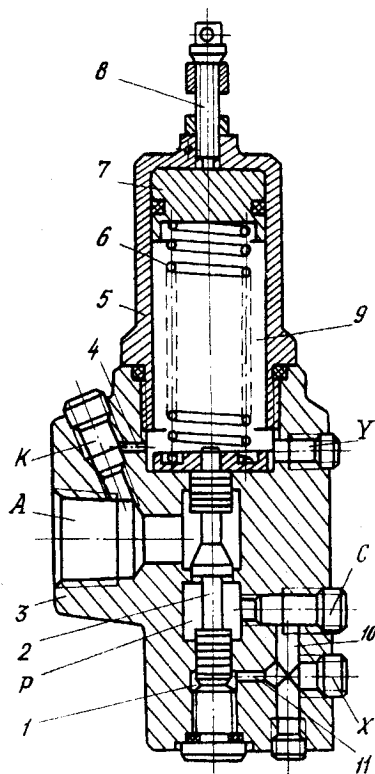


Рис. 4.8. Конструкція запобіжно-переливного клапана прямої дії типу Г 54-3

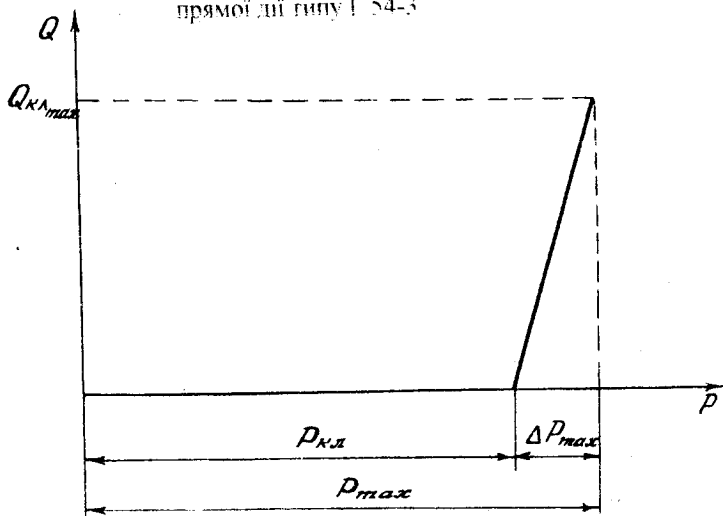


Рис. 4.9 Характеристика запобіжно-переливного клапана

$$\Delta h_{\max} = \frac{f_{3\max}}{\pi d_3} = \frac{Q_{\text{кл max}}}{\pi d_3 \sqrt{\frac{2}{\xi \rho} \sqrt{p_{\text{кл}} + \Delta p_{\max}}}}, \quad (4.3)$$

де $f_{3\max} = \Delta h \cdot \pi \cdot d_3$;

$\sqrt{\frac{1}{\xi}}$ коефіцієнт витрати;

$p_{\text{кл}} + \Delta p_{\max} = p_{\max}$ — максимальне значення регульованого тиску при проходженні через клапан витрати $Q_{\text{кл max}}$.

З (4.1) випливає, що

$$p_{\text{кл}} = \frac{p_{\text{зат}} + c\delta}{\frac{\pi}{4} d_3^2}; \quad p_{\max} = \frac{p_{\text{зат}} + c(\delta + \Delta h_{\max})}{\frac{\pi}{4} d_3^2};$$

$$p_{\max} = p_{\text{кл}} + \frac{c\Delta h_{\max}}{\frac{\pi}{4} d_3^2}; \quad \Delta p_{\max} = p_{\max} - p_{\text{кл}} = \frac{c\Delta h_{\max}}{\frac{\pi}{4} d_3^2}. \quad (4.4)$$

З рівнянь (4.3) і (4.4) випливає, що

$$\frac{p_{\text{кл}}}{B^2} \overline{\Delta p}^2 - \overline{\Delta p} - 1 = 0, \quad (4.5)$$

де

$$\overline{\Delta p} = \frac{\Delta p_{\max}}{p_{\text{кл}}}; \quad B = \frac{cQ_{\text{кл max}}}{\frac{\pi^2}{16} d_3^2 \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \quad (4.6)$$

Величина $\overline{\Delta p}$ є безрозмірним показником статизму характеристики клапана, тобто відносною зміною тиску при зміні витрати через клапан від нуля до $Q_{\text{кл max}}$.

На рис. 4.9 наведена характеристика клапана, з якої витікає, що при $p < p_{\text{кл}}$ витрата $Q_{\text{кл}} = 0$. При $p > p_{\text{кл}}$ витрата збільшується і при $p = p_{\max}$ має місце $Q_{\text{кл}} = Q_{\text{кл max}}$.

Чим менше $\overline{\Delta p} = \frac{\Delta p_{\max}}{p_{\text{кл}}}$, тим точніша величина тиску, яка стабілізується клапаном.

З рівняння (4.5) випливає

$$\overline{\Delta p} = 0.5 \left[\frac{B^2}{P_{кл}} + \sqrt{\frac{B^4}{P_{кл}} + 4 \frac{B^2}{P_{кл}}} \right], \quad (4.7)$$

де B – за рівнянням (4.6). Очевидно, що зменшенню $\overline{\Delta p}$ сприяють зменшення жорсткості C пружини і особливо збільшення діаметра d_3 золотника. Слід врахувати, що збільшення d_3 може привести до динамічної нестійкості клапана – у системі виникнуть автоколивання. Зменшення жорсткості пружини також негативно впливає на стійкість. Крім того, нежорстка пружина має значні габарити, оскільки для забезпечення зусилля $P_{зат}$ необхідні великі деформації.

Вирішення перелічених проблем є складним завданням. Тому в клапанах прямої дії величина Δp становить 0,2...2,0 МПа в залежності від номінального тиску $p_{кл}$ настроювання.

Конструкція запобіжно-переливного клапана непрямої дії наведена на рис. 4.10. Оригінальність цієї конструкції клапана типу 46.206.00 полягає у використанні гумового кільця не тільки для ущільнення золотника другого каскаду, але й як демпфівального елемента, який покращує динамічні характеристики клапана. Конструкція містить клапан першого каскаду – конічний затвор 16 у корпусі 2, притиснутий до сідла 15 пружиною 3, регульовальний гвинт 1 для настроювання на заданий тиск, а також клапан другого каскаду – трубчастий золотник 7, притиснутий пружиною 5 до сідла 10. Внутрішньою поверхнею трубчастий золотник 7 спряжений з циліндричним штоком 13, який забезпечує його орієнтацію при взаємодії із сідлом 10, а по зовнішній поверхні ущільнений у розточці корпусу 4 гумовим кільцем 6.

При перекритому каналі 17 затвором додаткового механізму управління, наприклад, золотником 18, який управляється електромагнітом 19 або 20, а також при відсутності додаткового механізму управління, коли канал 17 заглушений, при досягненні на вході (отвори 8 і 11) тиску настроювання конічний затвор 16, стискаючи пружину 3, зміщується від сідла 15 і робоча рідина надходить на злив через отвір 9. При цьому на дроселі 12 виникає перепад тиску, за рахунок якого трубчастий золотник 7, стискаючи пружину 5, зміщується від сідла 10 вліво і пропускає робочу рідину на злив через отвір 9. Підключення до каналу 17 додаткового механізму управління, наприклад, золотника 18, керованого електромагнітом 19 або тросом 20, дозволяє здійснювати дистанційне управління клапаном.

Дросель 14 демпфірує трубчастий золотник 7, підвищуючи динамічну стійкість клапана, а також формує надклапанну порожнину (між дроселем 14 і торцем трубчастого золотника 7), оптимальна величина піддатливості якої забезпечує необхідні перехідні характеристики клапана. При цьому дросель 14 не впливає на коефіцієнт підсилення за витратою

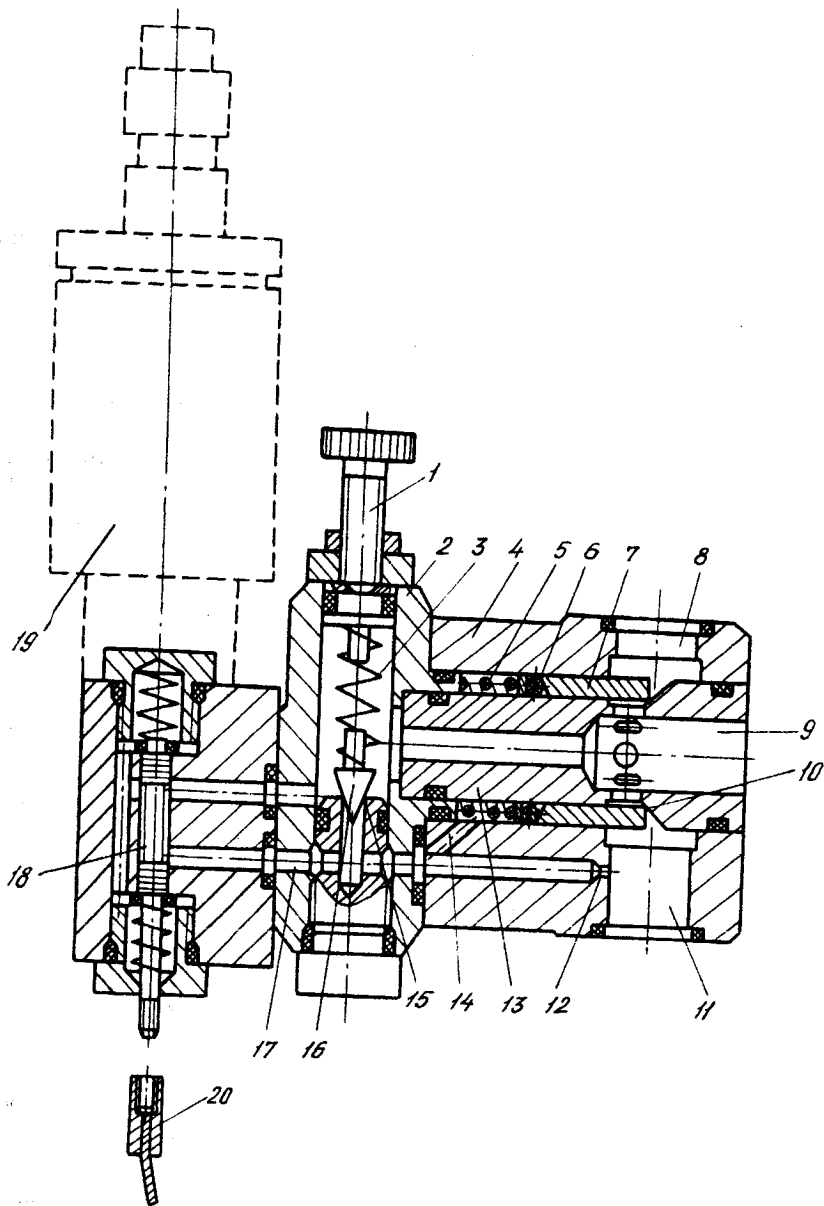


Рис. 4.10. Конструкція запобіжно-переливного клапана непрямої дії типу 46.206

клапана першого каскаду, тому що він встановлений на відгалуженні і, відповідно, не погіршує статичні характеристики запобіжно-переливного клапана.

4.2.2. Регулятори витрати

Регулювання витрати у верстатних гідроприводах використовується для забезпечення необхідної швидкості на вихідній ланці гідродвигуна.

Для цього використовуються також дросельні пристрої, але аналіз формули (2.43) показує, що витрата через дросельовальне робоче вікно залежить як від площі вікна, так і від перепадів тиску на ньому. Тому будь-які коливання перепаду тисків, у тому числі викликані зміною величини навантаження на гідродвигун, викликають коливання витрати і, відповідно, швидкості руху.

Призначення регулятора витрати – стабілізація встановленої витрати (швидкості руху гідродвигуна) незалежно від коливань перепаду тисків на дросельному вікні.

Одна з конструкцій регулятора витрати типу МПГ55 – 2 наведена на рис. 4.11, а його умовне позначення – в додатку.

Регулятор витрати містить 2 функціональних вузли: регульований дросель, величина робочого вікна якого може безступінчасто налаштуватися вручну, і пристрій, який автоматично підтримує на дросельному вікні постійний перепад тиску, незалежно від коливань тиску в магістралі, витрата в якій регулюється.

На рис. 4.11 дросельний пристрій змонтований в корпусі 1 і складається з втулки 2, в якій міститься рухома в осьовому напрямі втулка 3, лівий торець якої утворює з ребрами радіального отвору у втулці 2 робоче вікно. Осьове переміщення втулки 3 викликає зміну площі робочого вікна. Ці осьові переміщення здійснюються шляхом повороту гвинта 4, до лівого торця якого втулка 3 притиснута пружиною 10, яка спирається на пробку 11. Гвинт 4 можна обертати за допомогою вала 6, на правому кінці якого встановлені лімба 8, контргайка 7 і штифт 9, який дозволяє фіксувати число повних обертів лімба за шкалою 5. Вузол стабілізації перепаду тиску на дросельному вікні складається з золотника 20, поміщеного у втулку 18 і підтиснутого з правого боку пружиною 13, яка спирається на пробку 12. Робоча рідина через канал „Підведення” прямує в перше робоче вікно регулятора, утворене отвором 19 у втулці 18 і лівим робочим ребром золотника 20, а потім у отвір 16 і робоче вікно дроселя, проходячи через яке відводиться з гідроапарата через канал „Відведення”. Золотник 20 знаходиться під дією сил тисків рідини в камерах 15 і 21, з'єднаних з камерою 17 на вході в дросельне вікно, і в камері 14, з'єднаний з виходом дросельного вікна. Таким чином, на торцях золотника діють сили, різниця яких пропорційна перепаду тисків на дросельному вікні і зрівноважена зусиллям пружини 13. У випадку будь-яких змін величини перепаду тисків на робочому вікні дроселя, і,

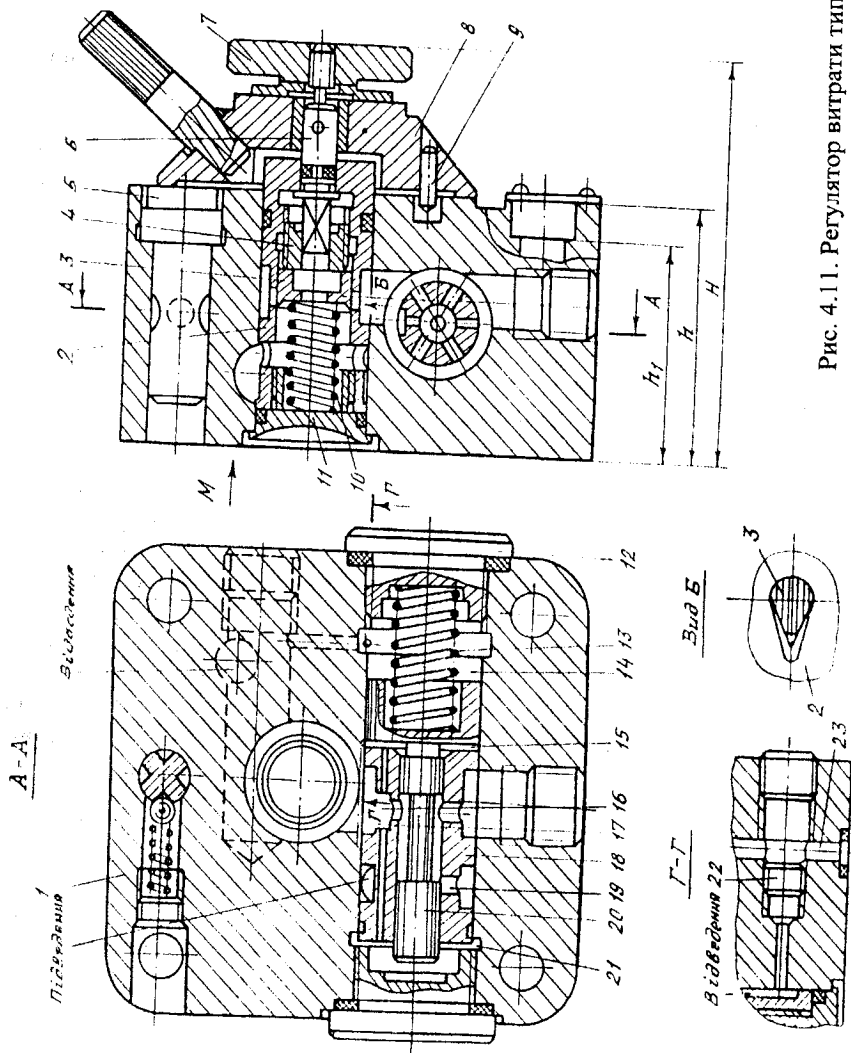


Рис. 4.11. Регулятор вібрації типу МПГ 55-2

відповідно, на торцях золотника рівновага сил порушується, золотник переміщується або додатково стискаючи пружину, або навпаки, під дією пружини. При цьому робоче вікно, утворене ребром золотника 20 і отвором втулки 18, збільшується (зменшується), відновлюючи перепад тисків на дроселі, тобто величину витрати, встановлену шляхом настроювання відповідного значення робочого вікна дроселя.

4.2.3. Дросельні подільники потоку

У гідроприводах верстатів і інших технологічних машин, як правило, використовується декілька гідродвигунів. У випадку, коли вони працюють роздільно, тобто у кожний момент часу включений тільки один з них, а інші не споживають потоку рідини, в гідросистемі можна мати тільки один гідронасос, подача якого за допомогою СГА спрямовується по чергово до різних споживачів – гідродвигунів. Якщо режим роботи ГП такий, що в будь-які інтервали часу активні (споживають потік рідини) декілька гідродвигунів, необхідно вирішувати питання про подачу декількох **незалежних за тиском і подачею потоків** гідравлічної енергії.

Існують два способи розв'язання цього завдання:

- використання кількості насосів, яка відповідає кількості незалежних потоків;
- використання подільників потоків, тобто пристроїв, які дозволяють подачу одного насоса розділити на 2 і більше незалежних потоки.

Найпростішим подільником потоку є дросельний. Крім нього існують об'ємні подільники.

Конструкція подільника типу КД наведена на рис. 4.12, а умовне зображення – на схемах у додатку 1.

Основним елементом подільника є золотник 2, який вільно переміщується у осьовому напрямі в отворі корпусу 4. Основний отвір золотника 2 за допомогою радіального каналу з'єднується з порожниною „Підведення”. Рідина проходить через дросельні отвори лівої і правої діафрагм 1 і з осьового отвору потрапляє під торці золотника. Далі рідина через тангенціальні отвори 9 проходить у розточки 5 і 6 і через робочі вікна, утворені ребрами зрівнювального золотника 3 і корпусу 4, надходить в правий і лівий відводи, з'єднані з двома споживачами. Через систему осьових і радіальних отворів тиски з відводів надходять у відповідні порожнини під торці золотника 3. Якщо тиски у відводах, тобто на входах споживачів-гідродвигунів, однакові, то золотник 3 знаходиться у врівноваженому положенні. При зростанні тисків у одному з відводів, наприклад, лівому, золотник 3 почне пересуватись праворуч, збільшуючи ліве робоче вікно (зменшуючи його опір) і зменшуючи праве. Це продовжується до тих пір, поки тиски під торцями подільного золотника 2, тобто на вході дросельних елементів – діафрагм 1, не зрівняються, що приводить до відновлення рівності потоків у відводах за умови, що отвори в обох діафрагмах однакові.

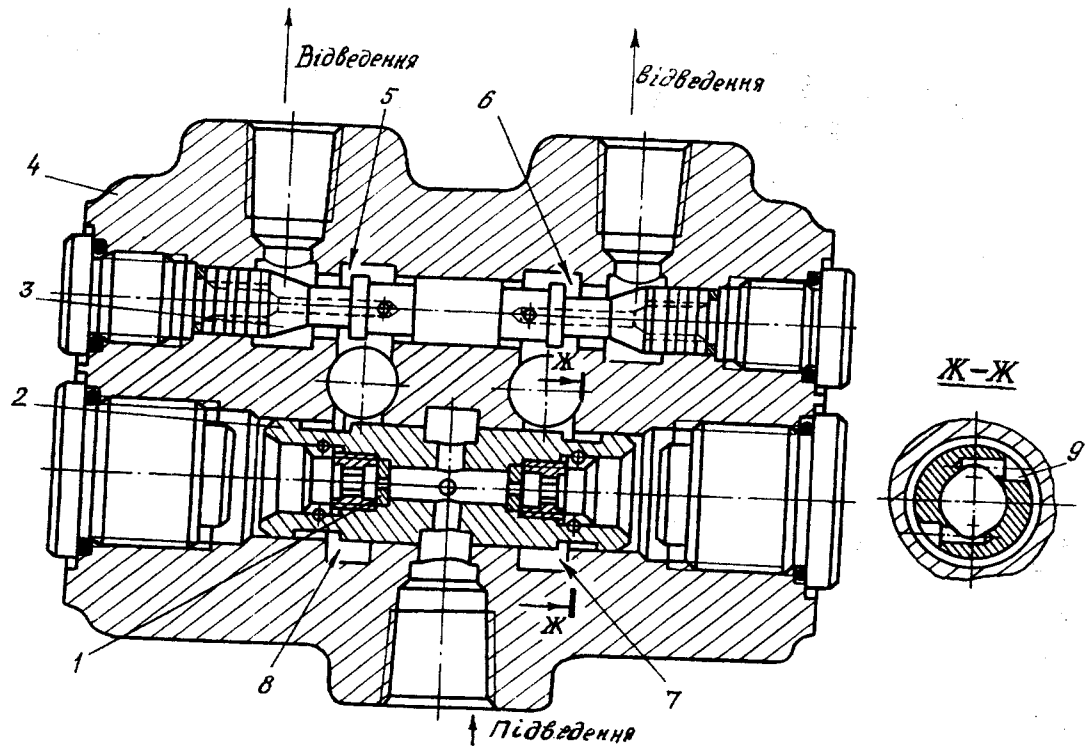


Рис. 4.12. Конструкція дросельного розподільника потоку типу КД

Якщо необхідно розділити потік, що підводиться, на дві неоднакові частини, встановлюються діафрагми 1 з відповідним співвідношенням площ робочих вікон. Подільний золотник 2 при нерівності тисків під його торцями також зміщується в бік меншого тиску, змінюючи площі робочих вікон 7 і 8. Цим досягається висока точність поділу, тому що рідина, проходячи тангенціальні отвори 9, обертає золотник 2, виключаючи тертя спокою, завдяки чому золотник реагує на незначну різницю тисків під торцями.

Об'ємні подільники потоку мають більш високий ККД. Вони утворюються шляхом жорсткого поєднання валів декількох гідромашин. Це забезпечує поділ потоку пропорційно робочим об'ємам цих гідромашин.

4.2.4. Пропорційна регульовальна гідроапаратура

Група РГА з **пропорційним управлінням** досить широка і містить гідроапарати різного призначення. Особливістю РГА з пропорційним управлінням є наявність електромагнітного пристрою, який перетворює електричний сигнал, що формується електронним блоком управління, в механічне переміщення керувального елемента першого каскаду РГА. Такий пристрій можна назвати **електромеханічним перетворювачем** (ЕМП). Гідравлічний сигнал на виході першого каскаду (звичайно це перепад тиску на вході другого каскаду) пропорційний струму (напрузі) на вході ЕМП.

Функціональна схема гідророзподільника з пропорційним управлінням наведена на рис. 4.13.

В електромеханічний блок надходить електричний сигнал $x(t)$ управління від електронної керувальної машини або системи числового програмного управління. У суматорі блока утворюється сигнал ε помилки, тобто різниці $\varepsilon = x(t) - h_2$ сигналу управління і координати h_2 золотника другого каскаду розподільника. Таким чином, у пропорційному гідророзподільнику є канал зворотного зв'язку, який забезпечує відповідність координати h_2 сигналу $x(t)$. ЕМП перетворює за допомогою пропорційного електромагніта помилку (неузгодження) ε в механічне переміщення h_1 золотникового елемента гідропідсилювача першого каскаду. Цим елементом може бути мініатюрний золотник або голка, який взаємодіє з отвором дросельної діафрагми та ін.

Гідропідсилювач першого каскаду формує перепад тиску Δp , який подається під торці золотника другого каскаду і зміщує його з середнього положення на величину Δh_2 , пропорційну сигналу $x(t)$. При цьому тиск P_H насосної станції перетворюється на тиски p_1 і p_2 , які подаються на входи гідродвигуна. Через дросель D_p тиск p_2 подається в гідропідсилювач першого каскаду.

Пропорційні гідророзподільники відрізняються високою енергонасиченістю, глибиною регулювання, компактністю.

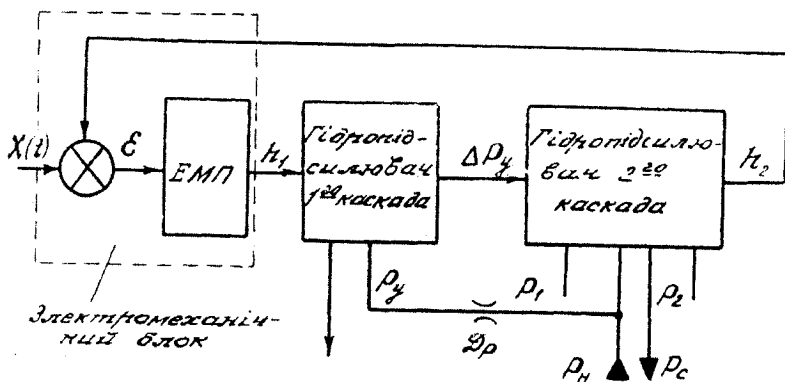


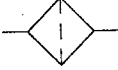








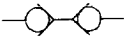

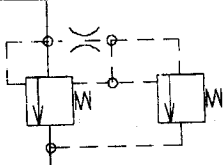




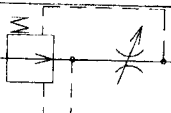


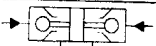
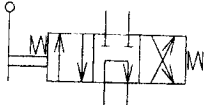







Рис. 4.13. Функціональна схема розподільника з пропорційним керуванням





Так, розподільники типу РП працюють при нормальному тиску на вході 32 МПа, номінальній витраті 12,5...300 л/хв. (в залежності від типорозміру), маючи при цьому масу (1,7...23,5)кг. Струм управління пропорційним магнітом – не більше 0,85 А при напрузі 24 В.

Пропорційне управління використовується у дроселях типу ДВП, регуляторах витрати ДД6 і ДД10, запобіжних клапанах типу М – ПК ПД і дозволяє формувати високоефективні автоматичні системи управління гідроприводами.

Умовні позначення на схемах гідроприводів за ГОСТ

Найменування агрегату 1	Позначення на схемах 2
1 Бак під атмосферним тиском	
2 Акумулятор (без указання принципу дії)	
3 Фільтр	
4 Приєднувальний пристрій	
5 З'єднання ліній зв'язку	
6 Трубопровід гнучкий	
7 Підведення рідини під тиском	
8 Зливання рідини з системи	
9 Отвір для відбирання робочого середовища, закритий заглушкою	
10 Дросель (витрата залежить від в'язкості рідини)	
11 Дросель (витрата не залежить від в'язкості рідини)	
12 Муфта швидкорознімна зі зворотними клапанами	
13 Клапан запобіжний прямої дії	
14 Клапан запобіжний непрямої дії	
15 Подільник потоку (два потоки)	

16 Дросель регульований	
17 Дросель з регулятором	
18 Клапан зворотний	
19 Клапан зворотний керований односторонній	
20 Клапан зворотний керований двосторонній	
21 Розподільник з перекритими лініями споживача і з'єднанням на зливання нагнітальної лінії при середньому положенні золотника з ручним керуванням і автоматичною фіксацією середнього положення	
22 Те ж, що і 21, з електрогідравлічним керуванням від двох допоміжних розподільників	
23 Насос постійної витрати нереверсивний	
24 Те ж, що і 23, але реверсивний	
25 Насос регульований реверсивний	
26 Гідромотор нерегульований нереверсивний	
27 Гідромотор нерегульований реверсивний	
28 Гідромотор регульований реверсивний	

1	2
29 Гідромотор неповноповоротний	
30 Циліндр односторонньої дії	
31 Циліндр двосторонньої дії	
32 Циліндр двосторонньої дії телескопічний	

Юрій Анатолійович Буренніков
Ігор Абрамович Немировський
Леонід Геннадійович Козлов

Гідравліка і гідропневмопривод
Ч.І. Гідравліка і гідропривод

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено Козловим Л.Г.

Редактор В.О. Дружиніна

Навчально-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку 30.12.03 р.
Формат 29,7 x 42¹/₄
Друк різнографічний
Тираж 100 прим.
Зам. №: 2003-2.

Гарнітура Times New Roman
Папір офсетний
Ум. друк. арк. 6,75

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ