

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Механічний факультет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова

Методичні вказівки до вивчення дисципліни

«Гідравліка, гідропневмопривод». Частина 2 – «Гідропневмопривод»
(Лекції 6 - 10)

рівень підготовки

бакалавр

галузь знань

13 – Механічна інженерія

спеціальність

133 – Галузеве машинобудування

Затверджено радою механічного факультету,
протокол № 1 від 09.09.2022 р.

Харків ХНАДУ 2022

Основою для складання методичних вказівок є навчальний план ХНАДУ, в який входить дисципліна «Гідравліка, гідропневмопривод (частина 2 – гідропневмопривод)» підготовки бакалаврів в галузі знань 13 - Механічна інженерія, спеціальності 133 - Галузеве машинобудування, за освітньою програмою - Галузеве машинобудування, яка розроблена на кафедрі БДМ ім. А.М. Холодова. Цим планом передбачається проведення 16 лекційних занять. Метою проведення теретичних занять є ознайомлення студентів с основними законами та рівняннями, конструкціями гідропрстроїв, методиками їх розрахунків на основі використання основних законів і рівнянь для визначення зусиль, витрат та втрат робочої рідини, визначення вихідних параметрів та ККД гідропрстроїв, зокрема насосів, гідроциліндрів, гідромоторів та гідророзподільників. Також розглянуті методики розрахування швидкості гідроциліндрів і гідромоторів при застосуванні дросельного та машинного способів регулювання витрати робочої рідини

В основі складання лекцій є сучасні інформаційні видання та учбово-методична література провідних вітчизняних та закординних фахівців, попередній досвід викладання дисциплін в ХНАДУ, пов'язаних з об'ємним гідроприводом та гідропневмоавтоматикою, методика навчання фірми «Festo Didactic» (Hydraulics course for vocational training Instructors manual – курс гідравліки для професійного навчання, інструкція викладача).

Видання складається з 4 частин. Частина 2 (лекції 6 – 10)

Укладач: Г. А. Аврунін

Рецензент: О.В. Щербак

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова. ХНАДУ – 47 с.

ВСТУП

Наведені лекції спрямовані на формування інженерних знань при вивченні об'ємних гідропневмоприводів (ОГП) та гідропневмоавтоматики (ГПА) будівельних та дорожніх машин (БДМ) для забезпечення сучасного технічного рівня і конкурентоспроможності проєктованих механізмів і машин. Мета справжніх вказівок – ознайомлення студентів з конструкціями гідроприсроїв, методиками їх розрахунку та аналізом їх результатів. Отримані навички можуть бути застосовані при виконанні спеціальних завдань в бакалаврських та магістерських дипломних роботах.

При проведенні лекційних занять студенти знайомляться з теоретичним основами об'ємних гідропневмоприводів, конструкціями окремих гідроприсроїв, робочими рідинами та засобами їх кондиціонування, розрахунками параметрів та ККД гідравлічних машин, позначеннями гідропневмоприсроїв, гідравлічними та пневматичними принциповими схемами гідропневмоприводів.

Особлива увага в лекційному курсі приділена сучасній термінології гідропневмоприсроїв, ознайомленню з вітчизняними та міжнародними стандартами, зокрема з ДСТУ ISO 4413:2002 (Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування).

Друга частина курсу містить 5 лекційних занять (лекції 6 – 10).

ЗМІСТ

Лекція 6. Класифікація гідромашин. Принцип дії насосів зворотно-поступального руху та з кривошипно-шатуновим механізмом.....	5
Лекції 7. Принцип дії аксіальнопоршневих , шестеренних та пластинчастих гідромашин.....	11
Лекції 8. Високомоментні радіальнопоршневі і героторні гідромотори. Розрахунок робочого об'єму гідромашин. Основні характеристики насосів і гідромоторів.....	19
Лекції 9. Розрахунок вихідних параметрів і ККД гідромашин Зовнішня характеристика високомоментного гідромотора (гідромотора-колеса).....	23
Лекція 10. Основні конструктивні схеми гідроциліндрів. Сучасні ущільнення. Поворотні двигуни.....	34
Перелік використаних джерел.....	46

1) геометричний робочий об'єм – робочий об'єм, обчислений без урахування допусків, зазорів і деформацій;

2) теоретичний робочий об'єм – об'єм РР, яка нагнітається (поглинається) за один оберт вхідного (вихідного) вала чи подвійний хід робочої ланки за встановленого мінімального робочого тиску, обчислений з двох вимірювань для різних швидкостей обертання вала;

3) номінальний робочий об'єм – робочий об'єм об'ємного насоса (гідромотора), округлений до найближчого значення з установленого ряду.

Значення номінальних робочих об'ємів при загальноприйнятій розмірності в [см³] приведені в ГОСТ 13824 і відповідають міжнародному стандарту ICO (ISO) 3662.



Рис. 2. Загальна класифікація об'ємних насосів і гідромоторів

У практиці створення сучасних об'ємних гідромашин відомі конструкції з робочими об'ємами від менше 1 см³ до більше 250000 см³.

Кривошипно-шатунні гідромашини

Кривошипним насосом називається радіальнопоршневий насос з кривошипно-шатунним механізмом передавання руху від вхідної ланки до поршнів. Принцип дії насоса (рис. 3) полягає в забезпеченні за допомогою кривошипа 1 приводного валу, що обертається навколо осі O_2 , і шатуна 2 передачі поршню 4 циліндра 3 зворотно-поступального руху. За кожен оберт кривошипа поршень здійснює два ходи, один з яких є ходом всмоктування, а інший – нагнітання (витіснення). Для забезпечення процесів всмоктування і нагнітання насос забезпечений двома автоматично діючими клапанами – всмоктуючим 5 (сполученим з гідробаком Б) і нагнітання 6 для подачі РР під тиском в гідросистему. При ході поршня 4 вліво об'єм робочої камери збільшується, внаслідок чого утворюється знижений в порівнянні з атмосферним тиск (розрідження або вакуум). Завдяки розрідженню всмоктуючий клапан 5 відкривається і РР надходить по трубопроводу 7 в циліндр з гідробака Б. При ході поршня 4 вправо об'єм робочої камери циліндра зменшується і РР витісняється через клапан нагнітання 6 по трубопроводу 8 в гідросистему, а всмоктуючий клапан 5 під дією тиску нагнітання при цьому закритий. Хід поршня 4 дорівнює подвійному радіусу кривошипа 1.

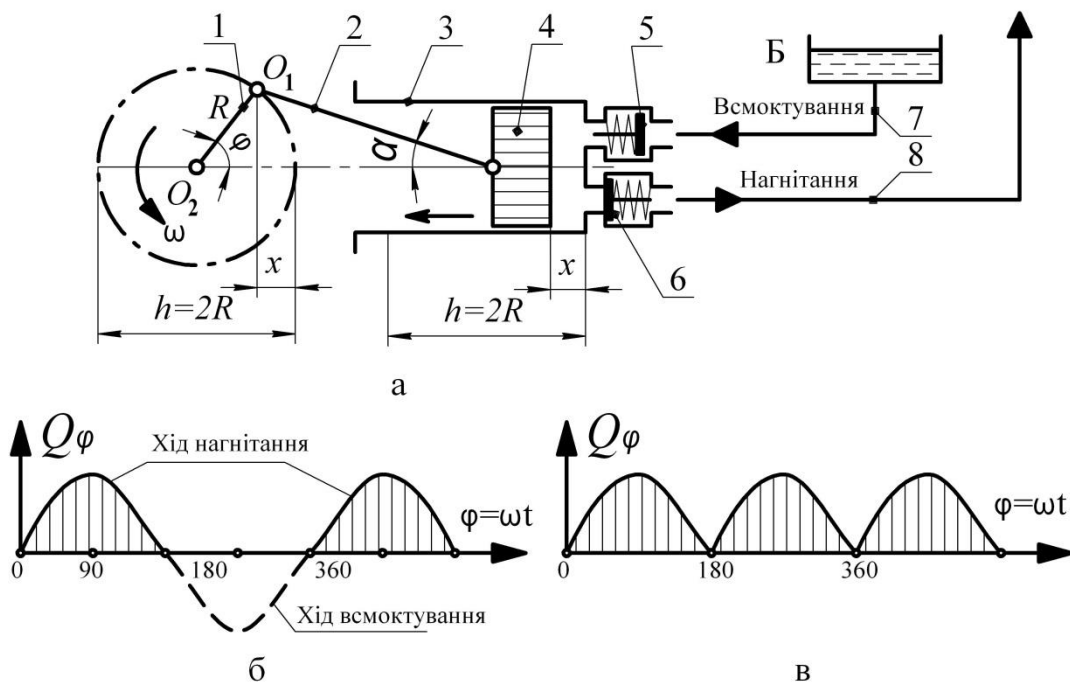


Рис. 3. Кінематична схема кривошипно-шатунного поршневого насоса односторонньої дії (а) і зміна подачі від кута повороту кривошипа для насосів односторонньої (б) і двосторонньої (в) дії

Кінематика кривошипно-шатунного механізму насоса описується таким виразом для ходу поршня x

$$x = R + L - R \cdot \cos \varphi - L \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

де R і L – довжини кривошипа 1 і шатуна 2, відповідно,
 α – кут між шатуном 2 і віссю циліндра насоса,
 φ – кутове положення кривошипа.

У зв'язку з малим кутом відхилення шатуна ($\alpha \approx 0$ і $\cos \alpha = 1$), виходячи з припущення про нескінченну його довжину, вираз (2.1) спрощується

$$x = R - R \cdot \cos \varphi = R(1 - \cos \varphi). \quad (2)$$

Швидкість поршня визначають як першу похідну шляху за часом

$$v_{\text{п}} = \frac{dx}{dt} = R \cdot \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = R \cdot \sin \varphi \cdot \omega, \quad (3)$$

де $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – кутова швидкість кривошипа, рад/с,

n – частота обертання, хв^{-1} (об/хв),

а прискорення як другу похідну шляху за часом

$$a_{\text{п}} = \frac{d^2x}{dt^2} = R \cdot \cos \varphi \cdot \omega \cdot \frac{d\varphi}{dt} = R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi. \quad (4)$$

Робочий об'єм насоса визначають за формулою

$$V_{\text{р}} = 10^{-3} \cdot S_{\text{п}} \cdot h, \text{ см}^3, \quad (5)$$

де $S_{\text{п}}$ – площа поршня, мм^2 ,

$h = 2R$ – робочий хід поршня (переміщення поршня з одного в протилежне крайнє положення), мм.

Середнє значення теоретичної подачі насоса визначають за формулою

$$Q = 10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot n, \text{ л/хв}, \quad (6)$$

а миттєве (поточне) значення з обліком (3) за формулою

$$Q_{\varphi} = v_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} = S_{\text{п}} \cdot R \cdot \omega \cdot \sin \varphi, \quad (7)$$

з якої виходить, що подача однопоршневого насоса носить нерівномірний (пульсуючий) характер, при цьому робочий хід (нагнітання) складає 180° , хід всмоктування також 180° , і це чергування циклів забезпечується кінематикою кривошипно-шатунного механізму. З метою зниження пульсацій тиску (вирівнювання подачі) застосовують насоси двосторонньої дії або секційні насоси, які працюють на загальну мережу, але із зсувом по фазі кожного з них. Залежності зміни подачі насосів односторонньої і двосторонньої дії представлені на рис. 3,б і в, відповідно.

Виробництво кривошипно-шатунних насосних установок веде «Людиновський агрегатний завод»:

- установки типу УН для подачі різних РР, в тому числі води, під максимальним тиском 16...63 МПа і з постійним значенням витрати в діапазоні 50...200 л/хв;

- насосні станції типу СНЕ за документацією фірми «Hauhinko» (ФРН) на електронасоси серії ЕНРЗК-10(12,15,20) на тиск до 80 МПа;

- установки з дизельним приводом УНД50/63 (Шквал-1) зі струменями води високої енергії для очистки поверхонь від старих гідроізоляційних покриттів, замінюючи піскоструйний спосіб. При додаванні в воду абразиву утворюється водоабразивна струмінь, що забезпечує різання металу, каменю і бетону. Діапазон робочого тиску від 32 до 200 МПа при витраті РР від 200 до 10 л/хв, відповідно.

Висока ціна радіальнопоршневих гідромоторів для роботи на водовмісних РР в умовах пожежонебезпечних виробництв стала основою для пошуку альтернативної конструкції приводу обертання шахтних скребкових конвеєрів (ПМК) замість повсюдно застосовуваних електромеханічних приводів. До переваг кривошипно-шатунного гідромотора (зустрічається термін «гідродомкрат») відносять більш високий об'ємний ККД і можливість експлуатації на негорючій водоемульсійній РР в єдиній гідросистемі шахтного механізованого комплексу. Основною технічною проблемою при створенні кривошипно-шатунних гідромоторів є складність забезпечення рівномірної роботи через кінематичну нерівномірність, обумовлену малим числом гідроциліндрів і несинхронну роботу силового та розподільного вузлів золотникового або клапанного типів.

Кривошипно-шатунний гідромотор (рис. 4) складається з двох гідроциліндрів Ц1 і Ц2, штоки яких пов'язані з ведучим колесом ВК (кривошипом) шарнірами Ш1 і Ш2, відповідно.

Гідророзподільники Р1 і Р2 клапанного типу, непрямої дії, з пілотним електромагнітним керуванням (двохпозиційні, трипровідні), приєднані за допомогою рукавів високого тиску РВД1 і РВД2 тільки до безштокової порожнини гідроциліндрів Ц1 і Ц2, відповідно. Гідророзподільники подають РР до гідроциліндрів згідно сигналам від кінцевих електричних датчиків положення ЕДП1 і ЕДП2, забезпечуючи безперервний цикл обертання ведучого колеса ВК. Під впливом електроживлення на магніт гідророзподільника Р2 РР надходить в безштокову порожнину гідроциліндра Ц2. При знеструмленому електромагніті пружина зміщує гідророзподільник Р1 вліво, забезпечуючи слив РР в бак Б з безштокової порожнини

гідроциліндра P1 і переміщаючи його поршень вліво. Штокові порожнини гідроциліндрів постійно повідомлені з лінією нагнітання насоса Н.

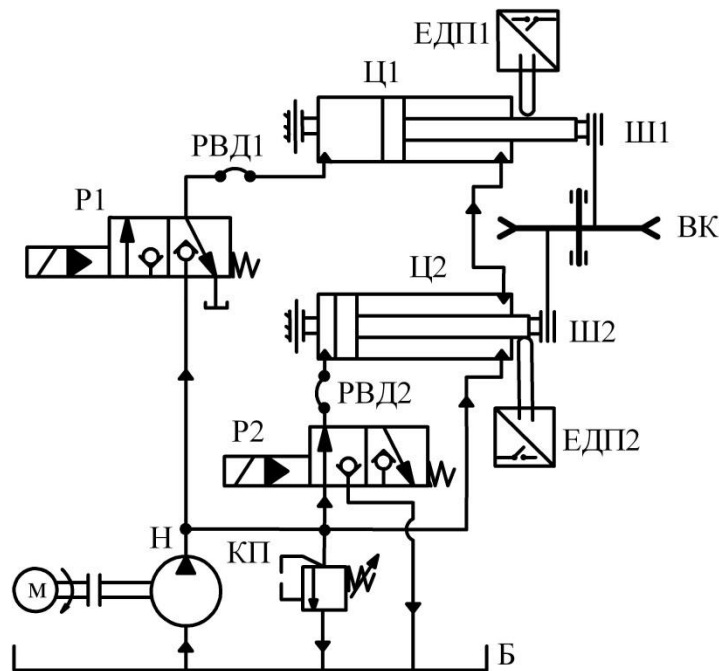


Рис. 4. Гідрравлічна принципова схема кривошипно-шатунного гідромотора

Робочий об'єм гідромотора визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot h \cdot z, \text{ см}^3, \quad (8)$$

де z - кількість поршнів (гідроциліндрів).

Лекція 6. Запитання

1. Яка існує класифікація об'ємних гідропневмомашин ?
2. Які основні технічні параметри гідромашин ?
3. Які гідромашини відносяться до кривошипно-шатунних ?
4. Який принцип дії кривошипно-шатунного насоса ?
5. Яким чином розрахувати робочий об'єм кривошипно-шатунного насоса ?
6. Яким чином розрахувати подачу кривошипно-шатунного насоса ?
7. Яким чином розрахувати прискорення поршня кривошипно-шатунного насоса ?
8. Які типи клапанів використовуються в кривошипно-шатунному насосі ?
9. Яким чином оцінюють пульсацію подачі кривошипно-шатунного насоса ?
10. Пояснити принцип роботи кривошипно-шатунного гідромотора конструкції підприємства «Світло Шахтаря».

Лекції 7. Принцип дії аксіальнопоршневих , шестеренних та пластинчастих гідромашин.

План лекції

1. Аксіальнопоршневі гідромашини з похилим диском і похилим блоком циліндрів. Принцип дії насосів та гідромоторів, розрахунок робочого об'єму.
2. Шестеренні гідромашини з зовнішнім та внутрішнім зачепленням,
3. Гвинтові гідромашини. Розрахунок робочого об'єму.
4. Пластинчасті гідромашини одноциклової і двоциклової дії. Розрахунок робочого об'єму.
5. Основні технічні параметри гідромашин та області їх застосування в ОГП мобільних та стаціонарних машин.
6. Відеофільми за темою лекції.

1. Аксіальнопоршневі гідромашини.

На рис. 1 показаний принцип роботи аксіальнопоршневої гідромашини, де поршень 1, розміщений в осьовому розточуванні блоку циліндрів 2, спирається на похилу площину 3.

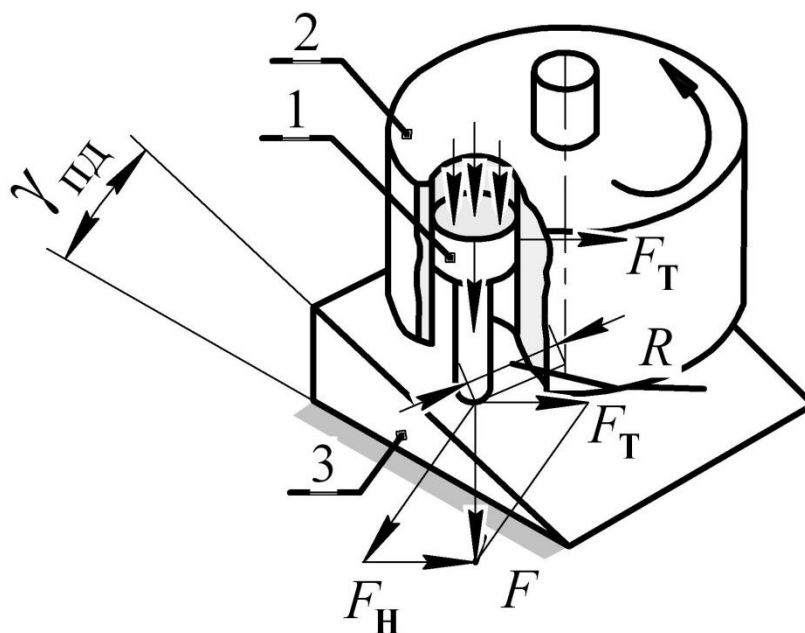


Рис. 1. Принцип роботи аксіальнопоршневої гідромашини

Розкладання сили F , яка діє на поршень 1 від тиску РР, на нормальну F_H (перпендикулярну до похилої площини) і тангенціальну F_T (перпендикулярну до осі поршня) полягає в принципі роботи аксіально-поршневих гідромашин

$$F = p \cdot S_{\text{п}} = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad F_{\text{Н}} = \frac{F}{\cos \gamma_{\text{пд}}}; \quad F_{\text{Т}} = F \cdot \text{tg} \gamma_{\text{пд}}, \quad (1)$$

де p – тиск РР,

$S_{\text{п}}$ – площа поршня діаметром d ,

$\gamma_{\text{пд}}$ – кут нахилу площини (похилого диска).

У насосі обертання блоку циліндрів приводить до зворотно-поступального руху поршня і створення циклів всмоктування і нагнітання РР, в гідромоторі сила $F_{\text{Т}}$ приводить блок циліндрів в обертання з крутним моментом

$$M = F_{\text{Т}} \cdot R = p \frac{\pi d^2}{4} \text{tg} \gamma_{\text{пд}} \cdot R, \quad (2)$$

де R – відстань (радіус) між осями поршня і блоку циліндрів.

На рис. 2 наведені конструктивні схеми аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском: а – з точковим контактом поршнів на похилий диск і плоским торцевим розподільником РР; б – з гідростатичним розвантаженням поршнів за допомогою підп'ятників і сферичним торцевим розподільником РР (1 – похилий диск; 2 – приводна частина валу; 3 – положення похилого диска, відповідне нульовому робочому об'єму; 4 – поршень; 5 – розподільний диск; 6 – дугоподібні пази низького (всмоктування) і високого (нагнітання) тиску; 7 – частина валу, що входить в корпус для установки другої підшипникової опори; 8 – блок циліндрів; 9 – підп'ятник для гідростатичного розвантаження поршня 4.

На рис. 3 наведені конструктивні схеми аксіальнопоршневих гідромашин з похилим блоком циліндрів, основними деталями яких є приводний вал 1, блок циліндрів 2, розподільний диск 3 з дугоподібними пазами 4 низького (всмоктування) і високого (нагнітання) тиску. В конструкціях старого покоління (а) шатун 5 з'єднується з поршнем 6, в сучасних (б) шатун-поршень є єдиним вузлом з ущільнювальним кільцем.

В аксіальнопоршневих гідромашинах робочий об'єм залежить від кута нахилу, площі і кількості поршнів, діаметру їх розташування в блоці циліндрів

$$V_{\text{пд}} = 10^{-3} \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \text{tg} \gamma_{\text{пд}}, \text{ см}^3,$$

$$V_{\text{пб}} = 10^{-3} \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \sin \gamma_{\text{пб}}, \text{ см}^3, \quad (3)$$

де $V_{\text{ПД}}$ і $V_{\text{ПБ}}$ – робочий об’єм гідромашин з похилим диском ПД і похилим блоком циліндрів ПБ, відповідно,

z – кількість поршнів,

d – діаметр поршня, мм,

D – діаметр розташування поршнів в блоці циліндрів ($D = 2 \cdot R$ згідно з рис. 2.2), мм,

$\gamma_{\text{ПД}}$ і $\gamma_{\text{ПБ}}$ – кути нахилу диска до блоку циліндрів і блоку циліндрів до осі вихідного валу, відповідно,

$h_{\text{ПБ}} = D \cdot \text{tg} \gamma_{\text{ПД}}$ – хід поршня для гідромашини з ПД,

$h_{\text{ПБ}} = D \cdot \sin \gamma_{\text{ПБ}}$ – хід поршня гідромашини з ПБ.

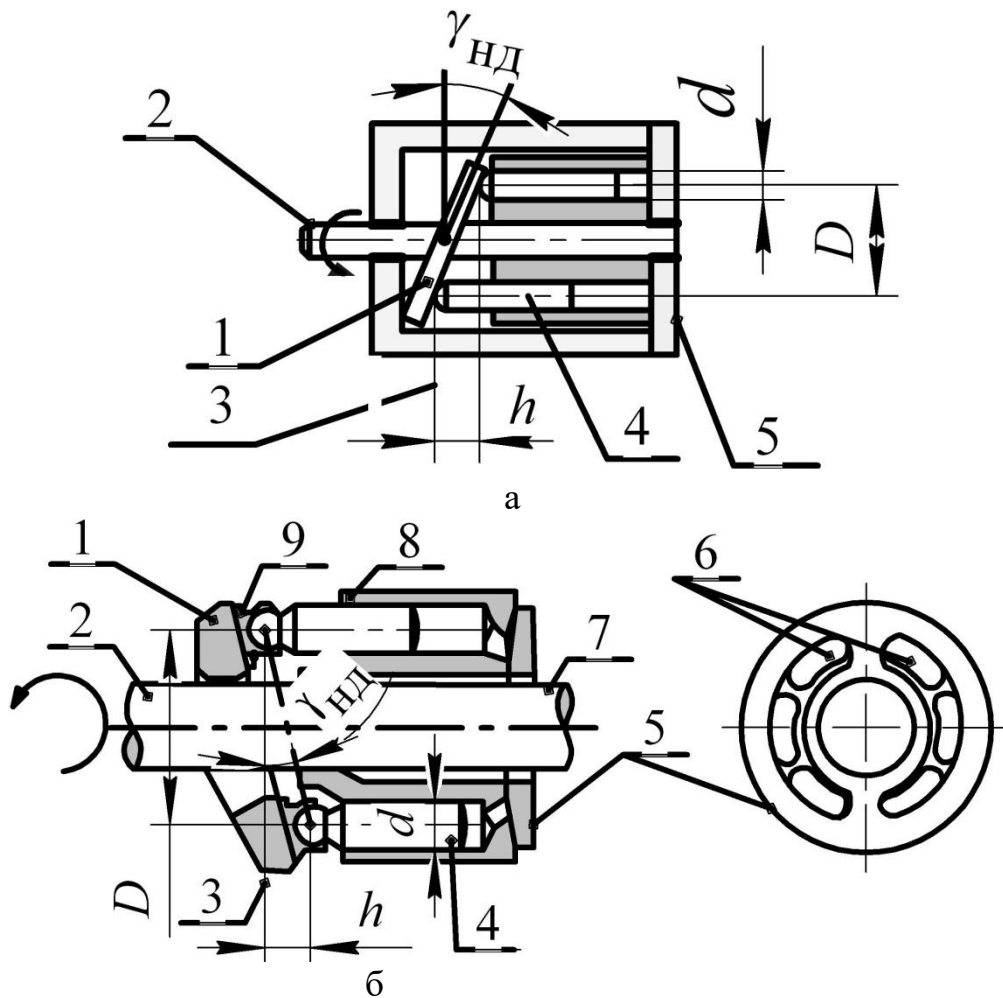


Рис. 2. Аксиальнопоршневі гідромашини з похилим диском

Гідромашини з точковим контактом поршнів (рис. 2, а) випускаються на тиск до 10 МПа через високі контактні навантаження і знайшли переважне застосування у верстатобудуванні. Гідромашини з похилим диском і гідростатичним розвантаженням поршнів (рис. 2, б) та похилим блоком (рис. 3) випускаються на тиск

до 35...52 МПа і знайшли широке застосування в об'ємних гідроприводах мобільних машин.

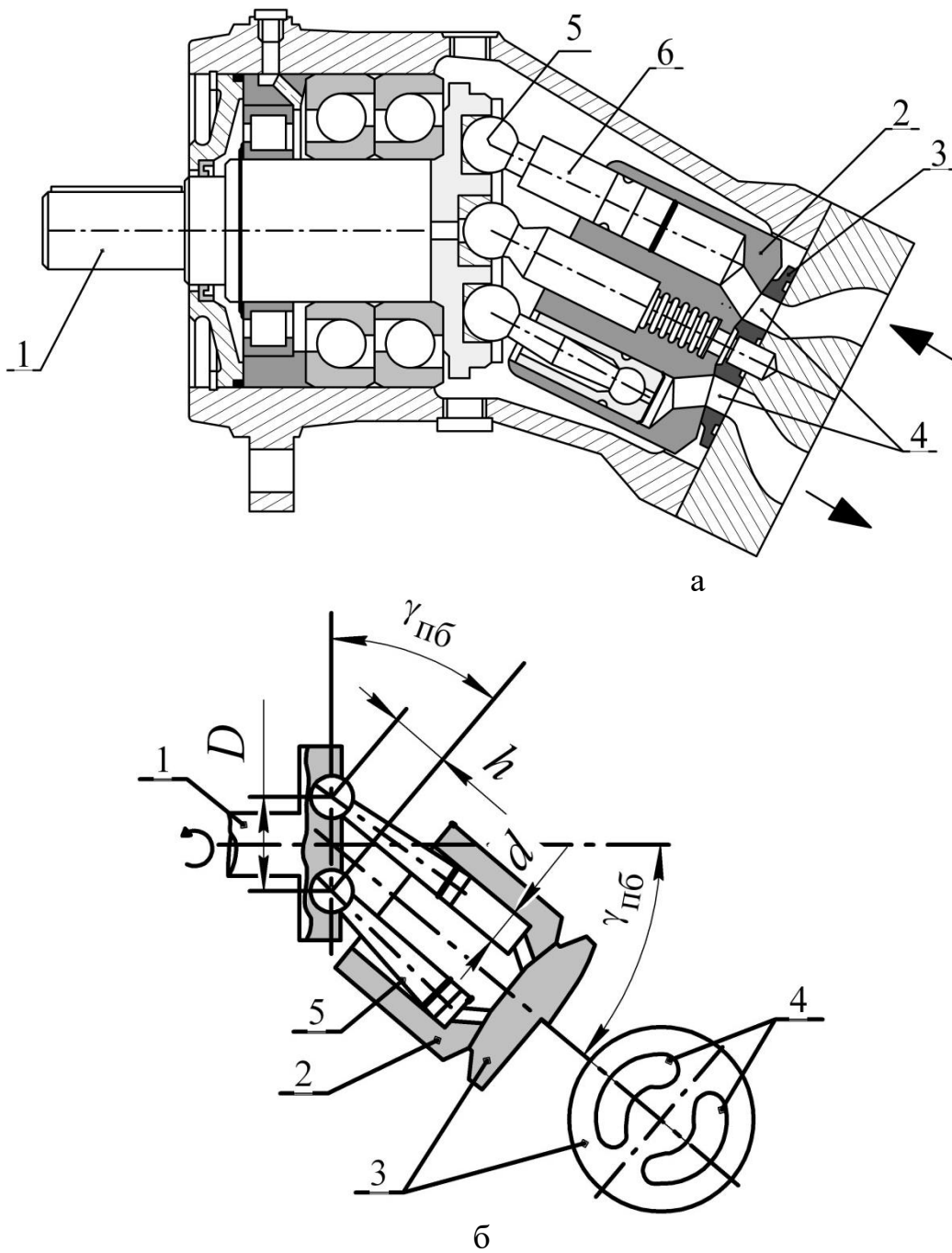


Рис. 3. Аксиальнопоршневі гідромашини з похилим блоком циліндрів

2. Шестеренні і гвинтові гідромашини.

На рис. 4 наведена шестеренна гідромашина з зовнішнім зачепленням, до складу якої входять корпус 1, передня кришка 2, приводний вал 3, радіальні опори ковзання 4 і 5 ведучої 7 і веденої 8 шестерень, задня кришка 6, ущільнення торців 9, ущільнення вихідного валу 10. На рис. 5 наведені шестеренні з внутрішнім зчепленням і гвинтові гідромашини .

Робочий об'єм шестеренної гідромашини із зовнішнім зачепленням (рис. 4) визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \pi \cdot D_{\Pi} \cdot h \cdot b = 10^{-3} \pi \cdot m \cdot z \cdot h \cdot b = 10^{-3} 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b, \text{ см}^3, \quad (4)$$

де $D_{\Pi} = m \cdot z$ – початковий діаметр шестерні, мм,
 m – модуль, мм,
 z – кількість зубів шестерні,
 $h = 2m$ – висота зуба, мм,
 b – ширина шестерні, мм.

Робочий об'єм шестеренної гідромашини з внутрішнім зачепленням (рис. 5, а) утворюється між кромками шестерень, стінками корпусу і роздільником (перегородкою або сегментом)

$$V_p = 10^{-3} \cdot \pi \cdot m \cdot z \cdot h \cdot b, \text{ см}^3, \quad (5)$$

де z – кількість зубів внутрішньої шестерні,
 h – висота зуба шестерні, мм.

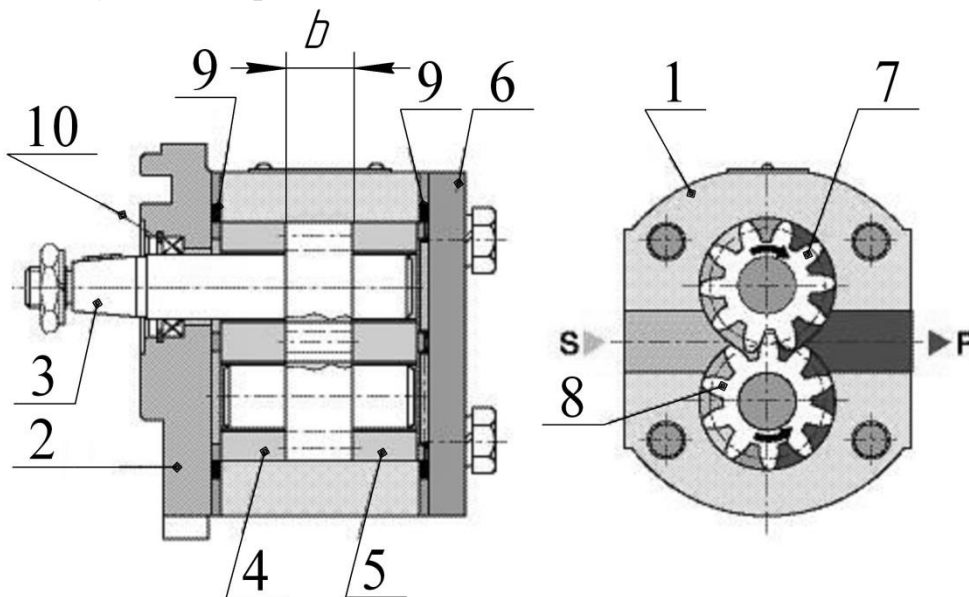


Рис. 4. Шестеренний насос із зовнішнім зачепленням: s – всмоктування; p – нагнітання робочої рідини

Робочий об'єм шестеренної гідромашини героторного типу (рис. 5, б), де ротор (внутрішня шестерня) має на один зуб менше, ніж статор (зовнішня шестерня з внутрішніми зубами) і здійснює планетарний рух, визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot z \cdot (A_{\text{макс}} - A_{\text{мін}}) \cdot b, \text{ см}^3, \quad (6)$$

де $A_{\text{макс}}$ і $A_{\text{мін}}$ – максимальне і мінімальне значення площі міжзубової камери, відповідно, мм^2 ,

z – кількість зубів ротора (внутрішньої шестерні),

b – ширина зубів шестерень, мм .

Робочий об'єм гвинтової гідромашини (рис. 5, в), що утворюється між гвинтами і корпусом, визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - D^2 \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \right] \cdot s, \text{ см}^3, \quad (7)$$

де D і d – зовнішній діаметр гвинта і діаметр опор валу, відповідно, мм ,

s – крок гвинта, мм ,

α – кут, визначуваний із співвідношення $\cos \alpha = \frac{D+d}{2D}$, град.

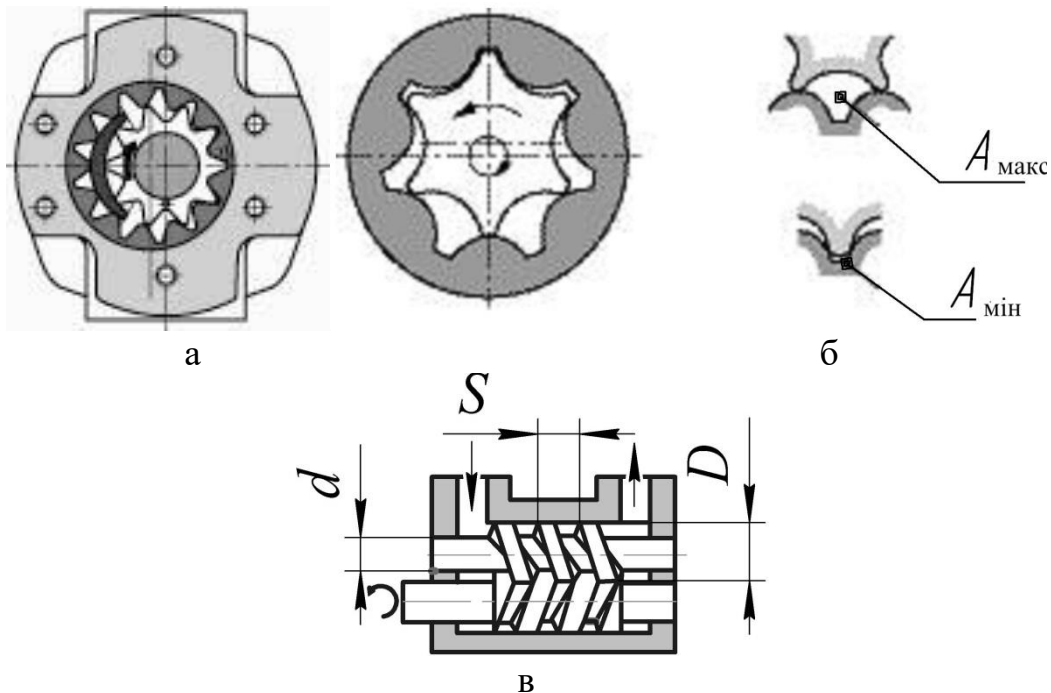


Рис. 5. Шестеренні гідромашини з внутрішнім зачепленням:
а – з роздільником між зубами; б – героторний; в – двогвинтовий насос

4. Пластинчасті гідромашини.

Робочий об'єм пластинчастих гідромашин визначають:

– для гідромашини одноциклової дії (рис. 6, а)

$$V_p = 10^{-3} \cdot 2e(2\pi \cdot r - z \cdot \delta)b \approx 10^{-3} \cdot 4\pi \cdot r \cdot e \cdot b, \text{ см}^3, \quad (8)$$

де e – ексцентриситет між ротором і статором, мм,
 r – радіус ротора ($r = d/2$), мм,
 z – кількість пластин,
 b – ширина пластин (пазів в роторі), мм,
 δ – товщина пластин, мм,
 $z \cdot \delta \approx 0$ – припущення, що спрощує формулу (8);

– для гідромашини двоциклової дії (рис. 6, б)

$$V_p = 10^{-3} \cdot 2b[\pi(R^2 - r^2) - (R - r)\delta \cdot z] \approx \\ \approx 10^{-3} \cdot 2\pi b(R^2 - r^2) \approx 10^{-3} \cdot 0,5\pi b(D^2 - d^2), \text{ см}^3, \quad (8)$$

де R – велика піввісь статора ($R = D/2$), мм,
 r – радіус ротора або мала піввісь статора ($r = d/2$), мм,
 b – ширина пластини (або ротора), мм,
 δ – товщина пластини, мм,
 z – кількість пластин,
 $z \cdot \delta \approx 0$ – припущення, що спрощує формулу (2.16).

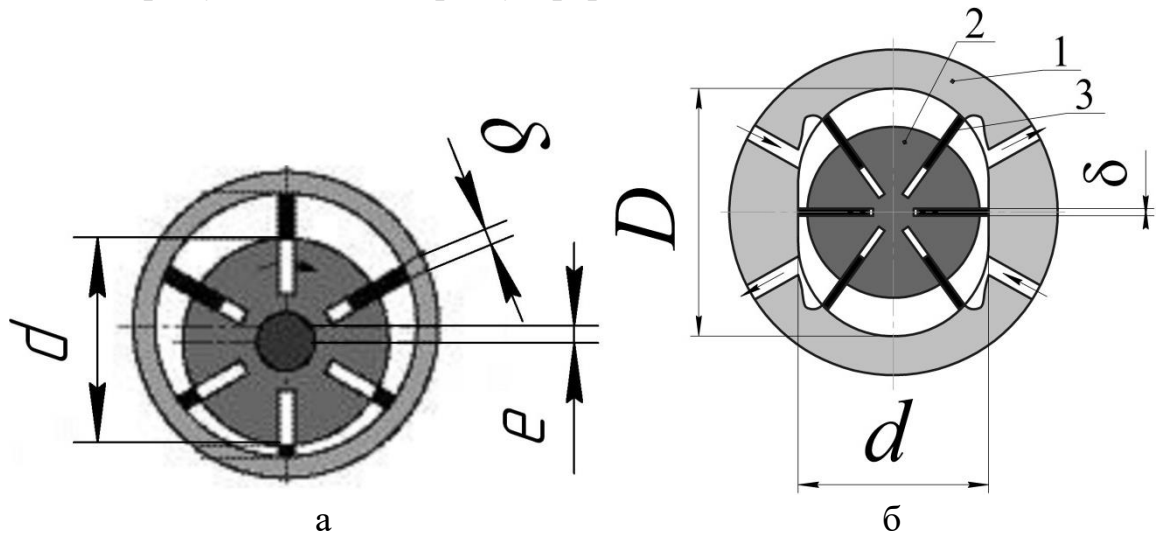


Рис. 6. Пластинчасті гідромашини одноциклової (а) і двоциклової (б) дії : 1 – статор; 2 – ротор; 3 – пластина

Лекція 7. Запитання

1. Як розрахувати робочий об'єм аксіальнопоршневої гідромашини з похилим диском ?
2. Як розрахувати робочий об'єм аксіальнопоршневої гідромашини з похилим блоком циліндрів ?
3. Чим відрізняються конструкції аксіальнопоршневих гідромашини з
4. Як розрахувати робочий об'єм шестеренної гідромашини з зовнішнім зачепленням ?
5. Як розрахувати робочий об'єм шестеренної гідромашини з внутрішнім зачепленням ?
6. Як розрахувати робочий об'єм гвинтової гідромашини ?
7. Яка відмінність пластинчастих гідромашини одноциклової і двоциклової дії ?
8. Як розрахувати робочий об'єм пластинчастої гідромашини ?
9. В чому полягає принцип регулювання робочого об'єму пластинчастої гідромашини ?
10. Які основні технічні параметри гідромашин та області їх застосування в ОГП мобільних та стаціонарних машин ?

Лекції 8. Високомоментні радіальнопоршневі і героторні гідромотори. Розрахунок робочого об'єму гідромашин. Основні характеристики насосів і гідромоторів.

План лекції

1. Радіальнопоршневі гідромашини. одноциклової дії роторного і безроторного типів. Принцип дії та розрахунок робочого об'єму.
2. Радіальнопоршневі гідромотори багатоциклової дії.
3. Об'ємні гідропередачі з шариками-поршнями.
4. Героторні гідромотори.
5. Технічні характеристики гідромашин та області їх застосування.
6. Відеофільми за темою лекції.

5. Радіальнопоршневі гідромашини.

Радіальнопоршневі гідромашини одноциклової дії роторного і безроторного типів наведені на рис. 7. В гідромашині з блоком циліндрів 1, який обертається (рис. 7, а), поршні 2 за допомогою роликів 3 спираються на статор 4, встановлений з ексцентриситетом e . При обертанні блоку циліндрів (ротора) поршні здійснюють зворотно-поступальне переміщення. У гідромашині з нерухомим блоком циліндрів (рис. 7, б) поршні контактують з ексцентриковим валом. Така конструктивна схема знайшла широке застосування у високомоментних радіальнопоршневих гідромоторах одноциклової дії.

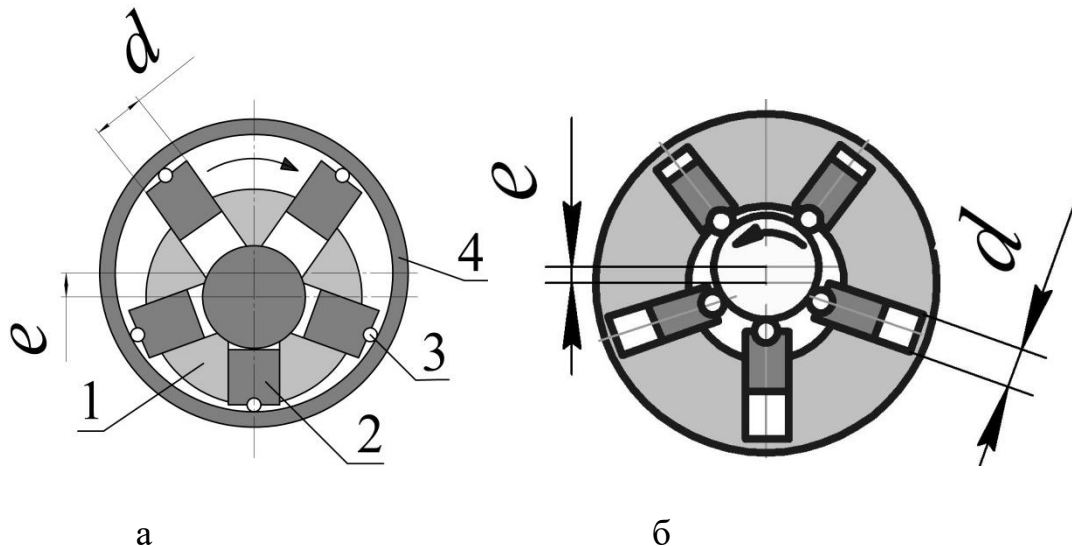


Рис. 7. Радіальнопоршневі гідромашини одноциклової дії (ексцентрикові) з блоком циліндрів, який обертається (а) і нерухомим (б)

Робочий об'єм радіальнопоршневої гідромашини одноциклової дії визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot h \cdot z \cdot y = 10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot 2e \cdot z \cdot y, \text{ см}^3, \quad (9)$$

де $S_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ – площа одного поршня [мм²] діаметром d [мм],

$h = 2e$ – хід поршня, рівний подвоєному ексцентриситету e валу або блоку циліндрів гідромашини залежно від її конструктивної схеми, мм,

z – кількість поршнів,

y – кількість рядів поршнів.

На рис. 8 представлений радіальнопоршневий гідромотор багатоциклової дії, в якому кожен поршень 3 з роликовою опорою 8 здійснює шість робочих ходів за один оберт валу 7 (пов'язаного з блоком циліндром шліцьовим з'єднанням 6) завдяки профільованій поверхні статора 4.

Гідромотор має торцевий розподільник 5 і дискове гальмо 9 з камерою тиску керування 10, тарілчастою пружиною 11, пакетом гальмівних дисків 12 і поршнем 13 віджимання тарілчастої пружини 11. В передній кришці 1 встановлені підшипники опору валу.

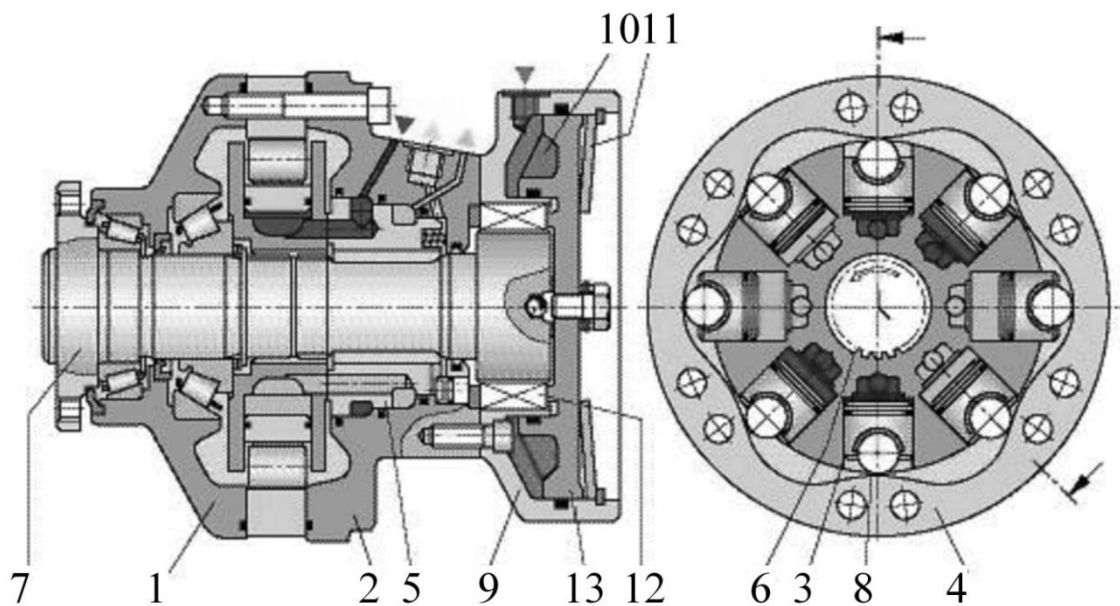


Рис. 8. Радіальнопоршневий гідромотор багатоциклової дії

Робочий об'єм радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot h \cdot z \cdot x \cdot y, \text{ см}^3, \quad (10)$$

де $S_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ – площа одного поршня [мм²] діаметром d [мм],

h – хід поршня, мм,

z – кількість поршнів гідромотора, шт.,

x – кількість робочих ходів кожного поршня за один оберт вихідної ланки (валу або корпусу, що обертається, залежно від конструкції гідромотора). Для гідромотора багатоциклової дії кількість робочих ходів має бути більше двох (на практиці зустрічаються гідромотори із значеннями $x = 2 \dots 10$),

y – кількість рядів поршнів (зустрічаються однорядні, дворядні і трирядні конструкції поршневих груп).

На рис. 9, а наведена об'ємна гідропередача конструкції НДГідропривода, що складається з двох радіальнопоршневих гідромашин одноциклової дії.

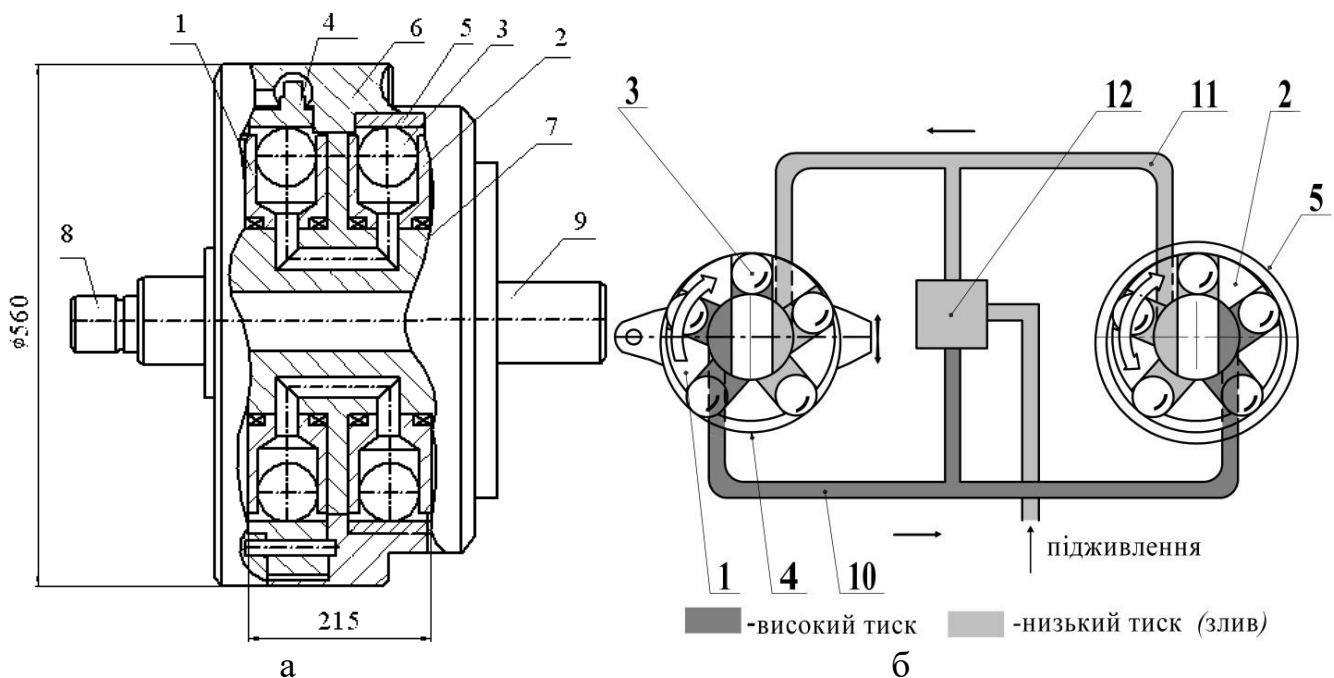


Рис. 9. Об'ємна гідропередача на базі гідромашин радіальнопоршневого типу з шариками – поршнями: (а) типу ГОП-900 конструкції НДГідропривода; (б) – принцип дії гідропередачі

Відмітною особливістю гідропередачі є застосування шариків-поршнів 3, встановлених в блоках циліндрів насоса 1 і гідромотора 2, і що спираються постійно на реактивні кільця (обойми) 4 насоса і 5 гідромотора. Обойма 4 насоса має регульований ексцентриситет для зміни його робочого об'єму і частоти обертання гідромотора, відповідно. У корпусі 6 встановлений блок розподільних цапф 7. Блоки циліндрів насоса і гідромотора зв'язані з валами 8 і 9. До складу гідропередачі входять трубопроводи 10 і 11, якщо гідропередача не суцільна (суцільна складається з гідромашин, конструктивно оформлених як єдине ціле) та блок гідроапаратури 12. Максимальний робочий об'єм кожної гідромашини 680 см³. Основні технічні

характеристики гідропередачі: частота обертання гідромотора до 3100 хв^{-1} ; тиск нагнітання насоса до 32 МПа; вихідна потужність до 700 кВт; температура РР до 130 °С. Принцип дії об'ємної гідропередачі наведено на рис. 9, б.

Лекція 8. Запитання

1. Яка відмінність гідромашин одноциклової та багатоциклової дії ?
2. Як розрахувати робочий об'єм гідромашини одноциклової дії ?
3. Як розрахувати робочий об'єм гідромотора багатоциклової дії ?
4. Яка основна характеристика насоса ?
5. Яка основна характеристика гідромотора ?
6. Як розрахувати робочий об'єм героторного гідромотора ?
7. Яка відмінність гідромашин роторного та безроторного типів ?
8. Дати характеристику гідропередачі.
9. Які робочі об'єми мають радіальнопоршневі гідромотори ?
10. Які робочі об'єми мають героторні гідромотори ?

Лекції 9. Розрахунок вихідних параметрів і ККД гідромашин Зовнішня характеристика високомоментного гідромотора (гідромотора-колеса)

Розрахунок вихідних параметрів і ККД насосів

План лекції

1. Розрахунок вихідних параметрів і ККД насосів.
2. Розрахунок вихідних параметрів і ККД гідромоторів.
3. Зовнішня (універсальна) характеристика високомоментного гідромотора (гідромотора-колеса).
4. Відеофільми за темою лекції.

1. Розрахунок вихідних параметрів і ККД насосів.

Вихідними параметрами об'ємного насоса є подача (витрата) Q , тиск і потужність, а втрати потужності в насосі оцінюють ККД (загальним, коефіцієнтом подачі або об'ємним ККД, і гідромеханічним ККД).

На рис. 10 представлена принципова гідравлічна схема стану для визначення ККД насоса. Випробовуваний насос H з регульованим робочим об'ємом приводиться в обертання двигуном «м» і нагнітає Q через дросель $ДР$ і витратомір $ВИ$ (РА) в гідробак $Б$. Тиск нагнітання створюється дроселем $ДР$ шляхом зменшення площі його прохідного перерізу, для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан $КЗ$ (КП). При роботі стану контролюють частоту обертання вхідного валу насоса перетворювачем (датчиком) $ДЧО$, крутний момент приводного двигуна «м» на обертання насоса вимірником $ВМ$, подачу Q на виході з насоса витратоміром $ВИ$ (РА) і температуру Q в гідробаку термометром $Т$. Гідровентиль $ВН$ служить для подачі Q в гідробак обминаючи витратомір $РА$ при обкатці і прогріванні насоса перед випробуваннями.

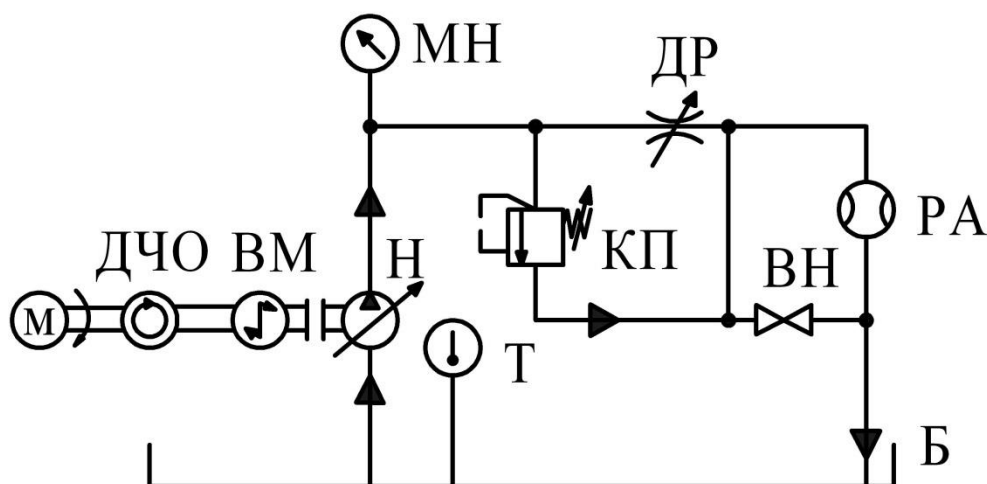


Рис. 10. Гідравлічна принципова схема стану для визначення ККД насоса H

Запобіжний клапан КП заздалегідь настроюють на максимальний тиск (вище на 2...3 МПа, ніж тиск при випробуваннях) при повністю закритому дроселі ДР. Для роботи при мінімальному тиску нагнітання насоса дросель ДР повністю відкривають, для створення необхідного тиску дросель ДР прикривають, контролюючи тиск за манометром МН.

ККД насоса слід розраховувати за формулою

$$\eta = \frac{P_e}{P_{\text{спож}}} = \frac{p \cdot Q \cdot 9550}{60 \cdot M \cdot n} = 0,159 \cdot 10^3 \frac{p \cdot Q}{M \cdot n}, \quad (11)$$

де $P_{\text{спож}}$ – споживана насосом потужність (кВт), визначувана в результаті вимірювань значень крутного моменту і частоти обертання

$$P_{\text{спож}} = \frac{P_e}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (12)$$

де P_e – ефективна потужність насоса

$$P_e = \frac{p \cdot Q}{60}, \text{ кВт}, \quad (13)$$

де M – заміряний крутний момент на валу насоса, Н.м,

n – заміряна частота обертання насоса, хв^{-1} ,

p – тиск нагнітання на виході з насоса або перепад тисків між виходом і входом в насос Δp , МПа,

Q – заміряна подача насоса [л/хв] або ефективна, яка зв'язана з теоретичною через коефіцієнт подачі k_Q або об'ємний ККД (η_o)

$$Q = Q_T \cdot k_Q; \quad k_Q = \frac{Q}{Q_T} = \frac{10^3 \cdot Q}{V_p \cdot n}, \quad (14)$$

де Q_T – теоретична подача насоса, визначувана як добуток частоти обертання на робочий об'єм насоса

$$Q_T = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n, \text{ л/хв}, \quad (15)$$

де V_p – робочий об'єм насоса, см^3 .

В каталогах приводять значення номінальної подачі насоса $Q = Q_{\text{НОМ}}$, тобто заміряне значення подачі при роботі в номінальному режимі по тиску $p = p_{\text{НОМ}}$ і частоті обертання $n = n_{\text{НОМ}}$, коефіцієнта подачі та ефективної потужності

$$k_{Q,\text{НОМ}} = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_{\text{T}}} \quad \text{і} \quad P_{\text{е,НОМ}} = \frac{p_{\text{НОМ}} \cdot Q_{\text{НОМ}}}{60}, \text{ кВт}, \quad (16)$$

або при відомому значенні коефіцієнта подачі визначають її номінальне значення

$$Q_{\text{НОМ}} = Q_{\text{T}} \cdot k_{Q,\text{НОМ}}, \text{ л/хв.} \quad (17)$$

Деякі виробники насосів приводять ширші за інформативністю характеристики, що включають параметри, відмінні від номінальних.

Для проведення заводських приймально-здавальних випробувань насосів зазвичай використовують стенди, в яких з метою зниження вартості виготовлення і експлуатаційних витрат приводного двигуна насоса, використовують електродвигуни з постійною синхронною частотою обертання: 750; 1000; 1500 або 3000 хв^{-1} . Проте, у зв'язку з деякими відхиленнями частоти обертання залежно від навантаження, необхідний облік цих відхилень. Тому коефіцієнт подачі насоса k_Q при приймально-здавальних випробуваннях допускається розраховувати з урахуванням приведення подач насоса до однакової частоти обертання за наступною формулою

$$k_Q = \frac{Q_p}{Q_{p=0}} \cdot \frac{n_{p=0}}{n_p}, \quad (18)$$

де Q_p – зміряна подача насоса при роботі під тиском, л/хв,

$Q_{p=0}$ – зміряна подача насоса при роботі на мінімальному тиску в лінії нагнітання, л/хв,

n_p – частота обертання валу насоса (приводного двигуна) при роботі під навантаженням (тиском), хв^{-1} ,

$n_{p=0}$ – частота обертання валу насоса (приводного двигуна) при роботі на мінімальному тиску, хв^{-1} .

Гідромеханічний ККД насоса визначають за формулою

$$\eta_{\text{ГМ}} = \eta / k_Q. \quad (19)$$

Крутний момент приводного двигуна на обертання насоса визначають за

формулою

$$M = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot p}{\eta_{ГМ}}, \text{ Н.м,} \quad (20)$$

який без урахування гідромеханічного ККД ($\eta_{ГМ} = 1$) є теоретичним

$$M_T = 0,159 \cdot V_p \cdot p, \text{ Н.м.} \quad (21)$$

Сьогодні в об'ємних гідроприводах широкого поширення набули насоси на тиск:

- пластинчасті – 16...21 МПа;
- шестеренні із зовнішнім зачепленням – 16...30 МПа, з внутрішнім зачепленням до 35 МПа;
- аксіальнопоршневі – 35...52 МПа;
- радіальнопоршневі – 50...100 МПа.

За коефіцієнтом корисної дії провідні позиції займають аксіально-і радіальнопоршневі насоси: загальний ККД – 90...93%, об'ємний – 95...98%. У шестеренних і пластинчастих насосах загальний ККД – 80...86%, об'ємний – 90...95%.

Робочий об'єм шестеренних і пластинчастих насосів не перевищує 250 см³, аксіальнопоршневих і радіальнопоршневих досягає 1000 см³ і більше.

Для випробувального устаткування випускаються насосні установки високого тиску УНГР-3000Р (завод «Еталон», м. Умань Черкаської обл.), що створюють тиск до 300 МПа при подачі РР від 0 до 0,6 л/хв. Установки використовуються в лабораторних і виробничих умовах різних галузей промисловості – хімічної, металургійної, гірничодобувної, в машинобудуванні, авіабудуванні, геології, при виробництві будматеріалів та ін.

2. Розрахунок вихідних параметрів і ККД гідромоторів.

Вихідними параметрами гідромотора є крутний момент, частота обертання і потужність, а втрати потужності оцінюють ККД (загальним, об'ємним і гідромеханічним).

На рис. 11, а представлена принципова гідравлічна схема стенду для визначення ККД гідромотора при використанні пристрою гальмівного навантаження. За допомогою приводного двигуна «м» регульований насос Н нагнітає РР до випробовуваного нереверсивного гідромотора М з пристроєм навантаження ПН. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КЗ1 (КП1). За допомогою клапана тиску КТ2 (КП2) створюється протитиск на виході з гідромотора (залежно від особливостей конструкції і частоти обертання від 0,1 до 2 МПа). Контроль параметрів забезпечується за допомогою витратомірів ВІ1 (РА1) і

ВИ2 (РА2) на вході і виході з гідромотора М, датчика (перетворювача) частоти обертання ДЧО валу гідромотора, вимірника крутного моменту ВМ, створюваного пристроєм навантаження ПН, манометрів МН1...МН3 і термометра Т в гідробаку Б. Частоту обертання гідромотора М змінюють за допомогою регулятора робочого об'єму насоса Н.

Аналіз роботи гідрофікованої машини і визначення ефективності її застосування виробляється за зовнішніми характеристиками, що найбільш повно відображають технічний рівень і якість гідромотора. Зовнішньою характеристикою гідромотора називається залежність крутного моменту від частоти обертання при постійних значеннях подачі, перепаду тисків і коефіцієнта кінематичної в'язкості РР. При визначенні зовнішніх характеристик при стендових випробуваннях знаходять залежність ККД гідромотора від частоти обертання і крутного моменту (перепаду тисків). При оцінці технічного рівня об'ємного гідропривода найбільш інформативною є зовнішня характеристика, що об'єднує вихідні характеристики гідромотора (крутний момент залежно від частоти обертання) і значення загального ККД гідропривода.

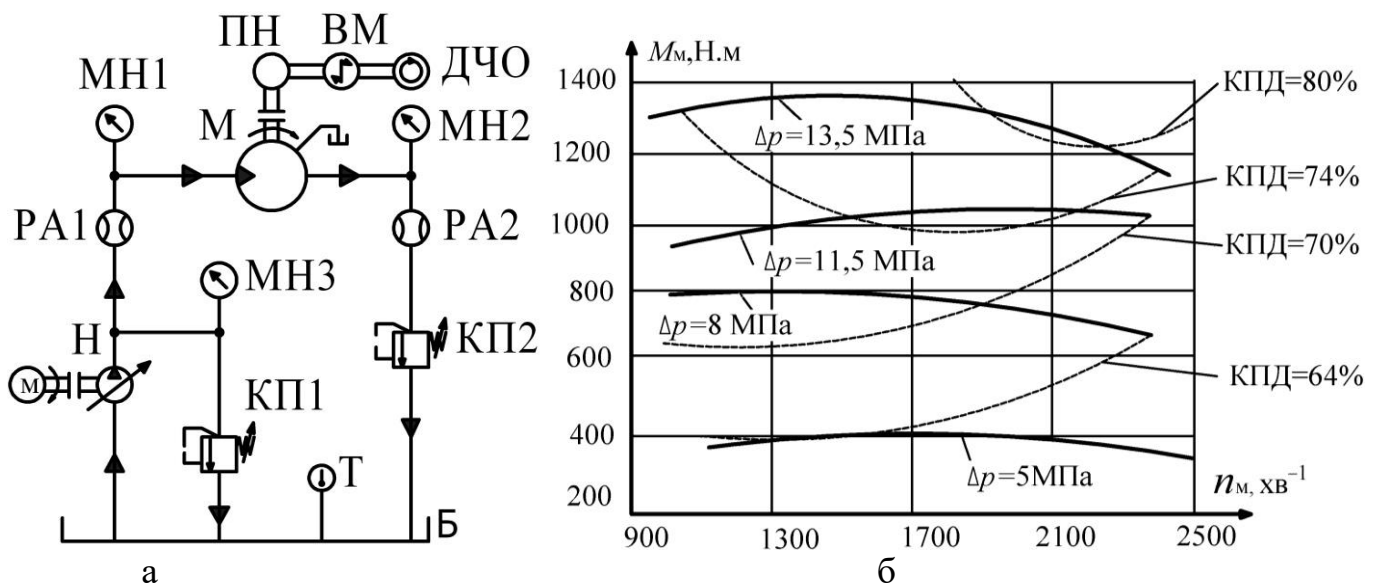


Рис. 11. Гідравлічна принципова схема стенду з пристроєм навантаження для визначення ККД гідромотора М (а) та його зовнішня характеристика (б)

На рис. 11, б наведена зовнішня (зустрічаються також терміни – універсальна або топографічна) характеристика гідромотора радіальнопоршневого типу з шариками-поршнями, що входить до складу об'ємної гідропередачі ГОП-900, на якій наведені значення крутного моменту гідромотора від частоти обертання при постійних значеннях перепаду тисків і загального ККД гідропередачі в діапазоні експлуатаційних температур 90...110 °С. Зміна (зниження) крутного моменту гідромотора залежно від частоти обертання обумовлена ростом механічних втрат у зоні низьких частот обертання (мінімальне значення крутного моменту має місце в режимі зрушування) і ростом гідравлічних втрат на подолання місцевих опорів при

течії РР у поршневих каналах і розподільному вузлі. Максимальне значення повного ККД гідропередачі досягає 80% при перепаді тисків 13,5 МПа і частоті обертання 1900...2200 хв⁻¹, при малих завантаженнях (перепадів тисків 5 і 8 МПа) ККД знижується до значення менше 70%. Зниження ККД при малих навантаженнях обумовлене тим, що втрати потужності не істотно залежать від тиску і тому відношення «втрат потужності до вихідної потужності» зростає.

ККД гідромотора (загальний) розраховують за формулою

$$\eta = \frac{P_M}{P_{M, \text{спож}}} = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{10^3 \cdot \Delta p (Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}})}, \quad (22)$$

де $P_M = \frac{M \cdot n}{9550}$ – вихідна (ефективна) потужність гідромотора, кВт,

$$P_{M, \text{спож}} = \frac{Q_{\Sigma} \cdot \Delta p}{60} \text{ – потужність, споживана гідромотором, кВт,}$$

M – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,

n – заміряна частота обертання, хв⁻¹,

Δp – перепад тисків, заміряний за допомогою манометрів на вході МН1 і виході МН2 з гідромотора, МПа,

$Q_{\Sigma} = Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}}$ – витрата, що надходить до гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вих}}$ – витрата РР, зміряна витратоміром на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит}}$ – витрати РР з дренажного отвору гідромотора, заміряні за допомогою мірної ємкості і секундоміра або витратоміра, л/хв.

Гідромеханічний ($\eta_{\text{ГМ}}$) і об'ємний (η_o) ККД гідромотора розраховують за формулами

$$\eta_{\text{ГМ}} = \frac{M}{M_T}; \quad \eta_o = \frac{Q_T}{Q_{\Sigma}} = \frac{Q_T}{Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}}}, \quad (23)$$

де M – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,

M_T – теоретичний крутний момент

$$M_T = \frac{1}{2 \cdot \pi} V_p \cdot \Delta p = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н.м,} \quad (24)$$

де V_p і Q_T – робочий об'єм [см³] і теоретична подача гідромотора [л/хв], відповідно.

Теоретичну (геометричну) подачу РР через гідромотор визначають за формулою

$$Q_T = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n, \text{ л/хв.} \quad (25)$$

Об'ємний ККД гідромотора розраховують також за формулою

$$\eta_o = \eta / \eta_{ГМ}. \quad (26)$$

На рис. 12 представлена гідравлічна принципова схема стану для випробувань двох гідромоторів М1 і М2 з рівними робочими об'ємами за рекуперативною схемою із взаємним навантаженням і жорстким з'єднанням валів.

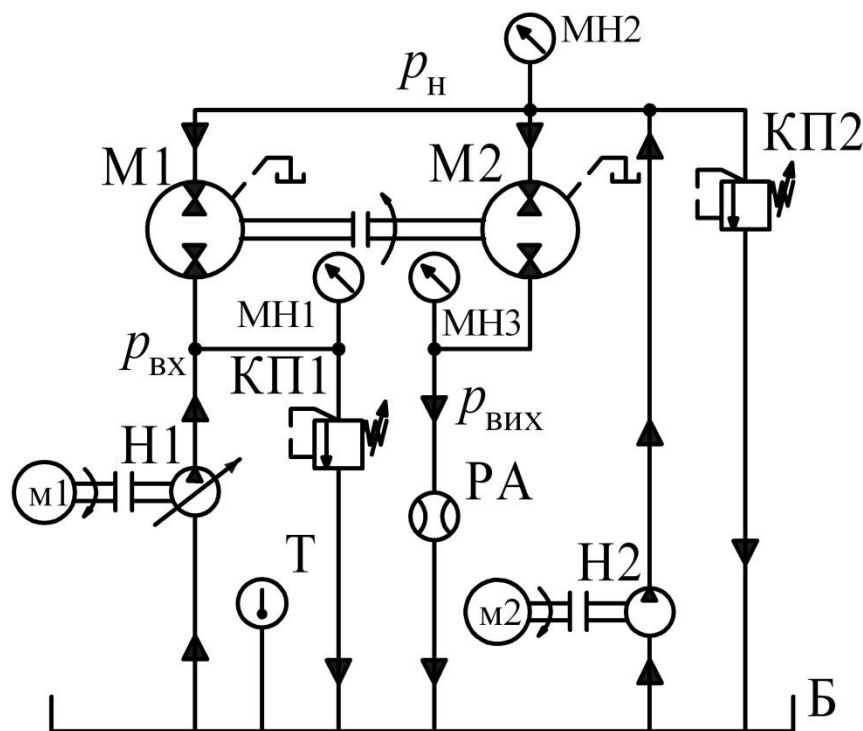


Рис. 12. Гідравлічна принципова схема стану для визначення ККД гідромоторів за рекуперативною схемою

Два насоси Н1 і Н2 приводяться в обертання двигунами «м1» і «м2», відповідно, і нагнітають РР в гідросистему: насос Н1 низького тиску (зазвичай до 5 МПа) з регульованим робочим об'ємом забезпечує необхідну частоту обертання гідромоторів М1 і М2, а насос Н2 високого тиску створює навантаження на робочі елементи гідромоторів. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжними клапанами КП1 і КП2. Для контролю параметрів стану служать витратомір ВИ (РА), манометри МН1...МН3 і термометр Т в гідробаку Б. При необхідності на виході з гідромотора М2 встановлюють клапан тиску для створення

підпору в лінії зливу РР в гідробак Б. Рекуперативна схема стенду дозволяє проводити випробування гідромоторів без пристрою навантаження і з істотно меншими витратами потужності в порівнянні з схемою з пристроєм навантаження.

За наслідками вимірювань тиску розраховують середнє значення гідромеханічного ККД

$$\eta_{\text{Г.м.середн}} = \sqrt{\frac{p_{\text{Н}} - p_{\text{ВХ}}}{p_{\text{Н}} - p_{\text{ВИХ}}}}, \quad (27)$$

де $p_{\text{Н}}$ – тиск нагнітання на вході в гідромотори (манометр МН2), МПа,

$p_{\text{ВХ}}$ – тиск на вході в гідромотор М1 (манометр МН1), МПа,

$p_{\text{ВИХ}}$ – тиск на виході випробовуваного гідромотора М2 (манометр МН3), МПа.

Оскільки в наведеній формулі значення тиску нагнітання $p_{\text{Н}}$ і на виході $p_{\text{ВИХ}}$ є постійними для кожного режиму вимірювань, то зв'язок між тиском на вході $p_{\text{ВХ}}$ і гідромеханічним ККД $\eta_{\text{Г.м.середн}}$ має такий вигляд:

$$p_{\text{ВХ}} = p_{\text{Н}} - \eta_{\text{Г.м.середн}}^2 (p_{\text{Н}} - p_{\text{ВИХ}}), \text{ МПа.} \quad (28)$$

Таким чином, кожному значенню гідромеханічного ККД відповідає певний тиск на вході $p_{\text{ВХ}}$, що дозволяє побудувати відповідну графічну залежність, достатньо зручну при проведенні випробувань.

Середнє значення загального ККД розраховують за формулою

$$\eta_{\text{середн}} = \eta_{\text{Г.м.середн}} \cdot \eta_{\text{о.середн}}, \quad (29)$$

де $\eta_{\text{о.середн}}$ – середнє значення об'ємного ККД гідромотора, що є відношенням корисної (теоретичної) витрати до загальної витрати РР, що пройшла через гідромотор

$$\eta_{\text{о.середн}} = \frac{Q_{\text{Г}}}{Q_{\text{ВИХ}} + Q_{\text{ВИТ.середн}}}, \quad (30)$$

де $Q_{\text{Г}}$ – геометрична (теоретична) витрата РР через гідромотор [л/хв], яку визначають за формулою (25),

$V_{\text{р}}$ – робочий об'єм гідромотора, см³,

n – змiряна частота обертання гідромотора, хв⁻¹,

$Q_{\text{вих}}$ – витрата, зміряна витратоміром РА на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит.середн}}$ – витрати РР з дренажного отвору гідромотора, (вимірюють витрати з обох гідромоторів і набувають середнього значення), л/хв.

Середнє значення крутного моменту випробовуваних гідромоторів слід встановлювати шляхом обчислення

$$\begin{aligned} M_{\text{середн}} &= \frac{V_p}{2\pi} (p_H - p_{\text{вих}}) \cdot \eta_{\text{Г.м.середн}} = \\ &= 0,159 \cdot V_p (p_H - p_{\text{вих}}) \sqrt{\frac{p_H - p_{\text{вих}}}{p_H - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м.} \end{aligned} \quad (31)$$

Крутний момент зрушення гідромотора (найменший крутний момент навантаженого гідромотора в момент урухомлення його частин чи за заданого перепаду тисків розраховують за формулою

$$M_{\text{зруш.середн}} = \frac{V_p}{2\pi} (p_H - p_{\text{вих}}) \sqrt{\frac{p_H - p_{\text{вих}}}{p_H - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м.}, \quad (32)$$

де $p_{\text{вих}}$ – тиск на вході в гідромотор М1, при якому нерухома система з двох гідромоторів починає обертатися, МПа.

Механічну потужність на валу гідромотора (зустрічаються також терміни вихідна і ефективна потужність) визначають за формулою

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (33)$$

де M – заміряний крутний момент, Н.м,

n – заміряна частота обертання, хв⁻¹.

Потужність гідромотора при номінальних параметрах (тобто при встановлених розробником гідромоторів номінальних значеннях тиску і частоти обертання) визначають за формулою

$$P_{\text{ном}} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550}, \text{ кВт}. \quad (34)$$

Потужність, споживану гідромотором, визначають за формулою

$$P_{\text{спож}} = \frac{P}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta} \quad \text{або} \quad P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\eta} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (35)$$

де η – загальний ККД гідромотора, максимальне значення якого для сучасних конструкцій досягає 0,9...0,95.

Крутний момент гідромотора при відомому значенні гідромеханічного ККД розраховують за формулою

$$M = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{ГМ}}, \text{ Н.м}, \quad (36)$$

де значення гідромеханічного ККД ($\eta_{\text{ГМ}}$) визначають розрахунковим шляхом на підставі аналізу втрат потужності в окремих вузлах гідромотора або за даних експериментальних вимірювань виробників гідромоторів у відповідних каталогах. В сучасних гідромоторах максимальні значення гідромеханічного ККД досягають $\eta_{\text{ГМ}} = 0,95...0,97$.

Витрату, споживану гідромотором при заданій частоті обертання, визначають за формулою

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит}} = \frac{Q_{\text{Г}}}{\eta_o}, \quad \text{л/хв}, \quad (37)$$

де $Q_{\text{Г}}$ – геометрична (теоретична) витрата через гідромотор, яку визначають за формулою (25),

$Q_{\text{вих}}$ – витрата зміряна витратоміром на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит}}$ – заміряні витоки РР з дренажного отвору гідромотора, л/хв,

η_o – об'ємний ККД гідромотора, максимальне значення якого для сучасних конструкцій знаходиться в межах 0,95...0,99 (визначають розрахунковим шляхом при аналізі конструктивних вузлів гідромотора – поршневого і розподільного або за даними виробників гідромоторів).

У технічних характеристиках гідромоторів зазвичай приводять номінальні значення параметрів (параметрів в номінальному режимі експлуатації) – частоти обертання, тиску, витрати, крутного моменту і потужності

$$n = n_{\text{ном}}; \quad \Delta p = \Delta p_{\text{ном}}; \quad Q_{\Sigma} = Q_{\text{ном}}; \quad M = M_{\text{ном}}; \quad P_{\text{м}} = P_{\text{ном}}, \quad (38)$$

за допомогою яких можуть бути визначені за наведеними вище формулах значення об'ємного, гідромеханічного і загального ККД. В конкретних умовах експлуатації об'ємного гідропривода гідромотор має робочі параметри, що забезпечують

функціонування машини або механізму із заданою частотою обертання і крутним моментом, пропорційним тиску. Термін «робочий тиск» стандартизований [47] як значення тиску в конкретному випадку експлуатації гідропривода.

В об'ємних гідроприводах підвищеної надійності робочий тиск не повинен перевищувати 75% від номінального, тому важливе значення має етап конструкторсько-добробочних випробувань (КДВ) гідрофікованої машини, в процесі яких визначають робочі параметри і, при необхідності, уточнюють робочий об'єм гідромоторів.

Лекція 9. Запитання

1. Як розрахувати загальний ККД насоса ?
2. Як розрахувати гідромеханічний ККД насоса ?
3. Як розрахувати споживану потужність насоса ?
4. Як розрахувати гідромеханічний ККД гідромотора ?
5. Як розрахувати загальний ККД гідромотора ?
6. Як розрахувати об'ємний ККД (коефіцієнт подачі) насоса ?
7. Як розрахувати об'ємний ККД гідромотора ?
8. Як розрахувати вихідну потужність гідромотора ?
9. Які параметри містить зовнішня (універсальна) характеристика високомоментного гідромотора ?
10. Які типові складові частини гідромотора-колеса ?

Лекція 10. Основні конструктивні схеми гідроциліндрів. Сучасні ущільнення.
Поворотні двигуни

План лекції

- 1.Класифікація гідроциліндрів. Конструктивні особливості гідроциліндрів.
- 2.Вихідні параметри гідроциліндрів та їх розрахунок.
- 3.Розрахунок стійкості гідроциліндрів.
- 4.Номенклатура гідроциліндрів виробництва України.
- 5.Ущільнювачі гідроциліндрів.
- 6.Поворотні гідродвигуни. Принцип дії.
- 7.Відеофільми, присвячені гідроциліндрам, зокрема питанням конструктивних особливостей та виготовлення.

В ОГП застосовують гідроциліндри різних конструкцій, класифікація яких наведена на рис. 1.

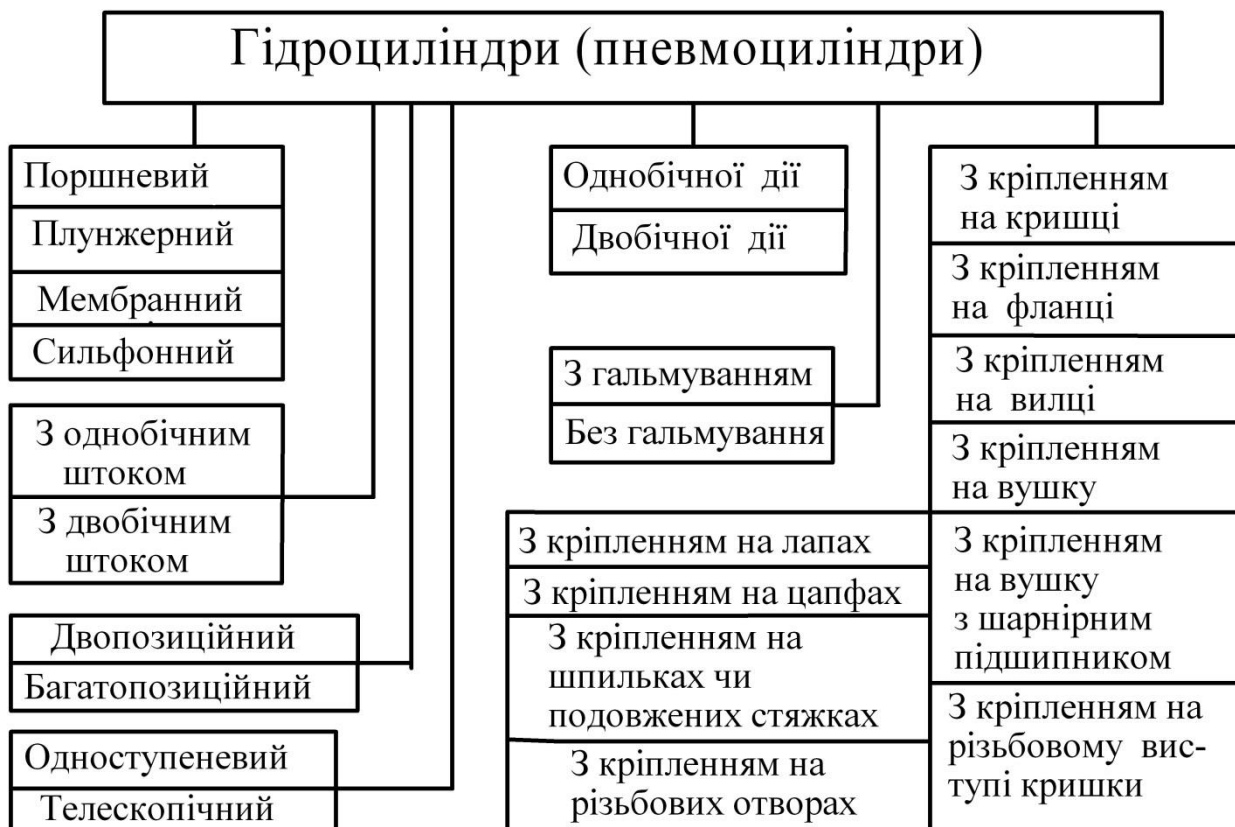


Рис. 1. Класифікація гідропневмоциліндрів

Сучасні гідроциліндри випускаються з діаметрами поршня від 25 до 320 мм, ходом до 6000 мм, швидкістю переміщення до 1 м/с і на тиск до 35 МПа. У спеціальних гідроциліндрах виробництва фірми «Hydradyne» діаметри поршня

досягають 1500 мм при ході поршня до 24000 мм.

У табл. 1 наведені відомості про гідроциліндри, що випускаються в Україні – поршневі, плунжерні та телескопічні.

На рис. 2 і табл. 2 наведені конструктивні схеми і технічні характеристики ущільнювачів для гідроциліндрів розробки НДПГідропривод, які лягли в основу вітчизняних стандартів.

Конструктивні особливості ущільнювачів:

- манжета МК на тиск до 16 МПа складається з власне манжети і захисного кільця;
- манжета М не має захисного кільця і використовується на тиск до 10 МПа;
- манжета РФ складається з ущільнювального ковзального пластмасового кільця і підтискного гумового кільця круглого перетину, застосовується на тиск до 16 МПа. Пластмасове кільце дозволяє підвищити швидкість гідроциліндра до 1,5 м/с;
- ущільнювальний комплект КУ забезпечує герметичність поршневих ущільнень на тисках до 32 МПа і включає ущільнювач, захисне і опорне кільця;
- брудозйомники ГР призначені для очищення штока або плунжера і захисту від проникнення механічних забруднювачів у внутрішню порожнину гідроциліндра;
- опорні кільця КО виконують функцію напрямних елементів поршнів і штоків гідроциліндрів.

Таблиця 1

Номенклатура гідроциліндрів виробництва в Україні

Виробник, шифр	$D_{п}$, мм	L , мм	p , МПа	Конструкт. особливості
ДЗАК КС, КТА	40–250	500–7000	25 макс.	Поршневі
ВЗТА ГА-80(93); Ц40	40	63–400	16	Поршневі
ВЗТА Ц50 і Ц63	50; 63	120–830	16	Поршневі
ВЗТА Ц80 і Ц100	80; 100	100–800	16	Поршневі
ВЗТА Г81	32	171–340	6,3	Плунжерні
ВЗТА ЦП25-Ц63	25;50;63	108–500	6,3	Плунжерні
ВЗТА ЦС54	80	41	6,3	Плунжерні
ВЗТА Н065	36	25	6,3	Плунжерні
МеЗТГ Ц75; Ц100	75; 100	110–400	14–16	Поршневі
Будгідропривод ГЦ; ГЦО	40–250	160–2400	6,3–40	Поршневі
Промгідропривод	32–320	100–3000	16–63	Поршневі
Спецкран	50-200	2000 макс.	80 макс.	Поршневі
Спецкран	58-200	5300 макс.	18 макс.	Телескопічні

Примітка: ДЗАК – Дрогобицький завод автомобільних кранів; ВЗТА – Вінницький завод тракторних агрегатів; МеЗТГ – Мелітопольський завод тракторних гідроагрегатів; Будгідропривод, Промгідропривод і Спецкран

(м. Харків).

Ущільнювачі призначені для роботи в середовищі мінеральних оливо, водногліколевих і емульсійних типу «вода в оливі» важко-займистих РР з кінематичною в'язкістю від 12 до 1500 мм²/с, ступенем очищення не грубіше 14 класу за ГОСТ 17216, температурі РР від «мінус» 45 до 80°С. При максимальних значеннях тиску 10; 16 і 32 МПа, швидкості поршня або плунжера в 0,5 або 1,5 м/с і температурі РР до 50°С витіки не повинні перевищувати 0,02 см³/м². Це значення відповідає нормі питомого обсягу винесеної назовні РР по штоку або плунжеру гідроциліндра (клас С) при номінальному тиску 16 МПа. При нерухомому поршні (плунжері) витіки повинні бути відсутніми. У стандартах указані матеріали для виготовлення ущільнень.

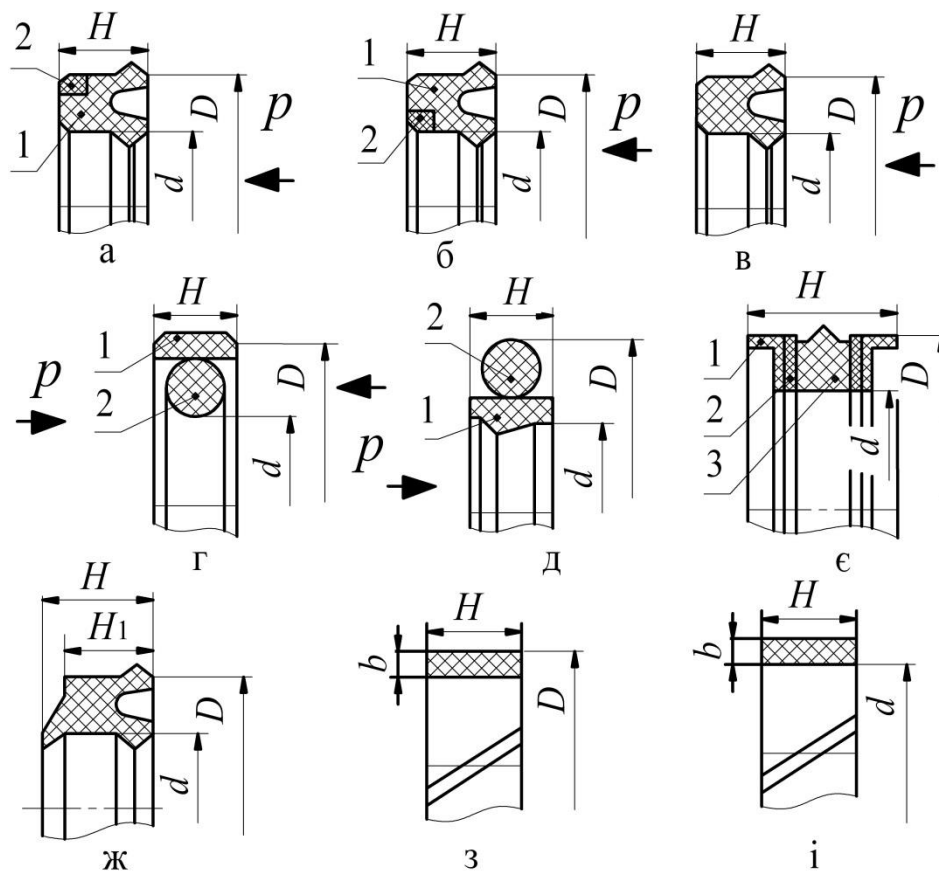


Рис. 2. Ущільнювачі гідроциліндрів конструкції Уплотех-НДГ ідропривод: а і б - манжети МК поршнева і штокова (1 – манжета; 2 – захисне кільце); в – манжета М; г і д – манжети РФ поршнева і штокова (1 – ковзне кільце; 2 – гумове кільце круглого перетину); е – ущільнювальний комплект типу КУ (1 – опорне кільце; 2 – захисне кільце, 3 – ущільнювач); ж – брудознімач ГР; опорне кільце КО для поршня (з) і штока (і)

З метою підвищення герметичності і довговічності ущільнень штоків рекомендується додатково до манжет типу МК і М з боку ущільнення встановлювати

один або два ущільнювача типу РФ (зазначені поєднання отримали назву «тандем»). Крім того, в ущільнення штока повинні входити брудознімач і опорні кільця. За необхідності забезпечення низького рівня тертя для плавного ходу штока при «повзучих» швидкостях, наприклад, в стежних ОГП, слід застосовувати гумово-пластмасові ущільнювачі.

Можливість реалізації нормативного значення витоків обумовлена формою поперечного перерізу ущільнювача. Оскільки товщина плівки РР, що налипає на шток або плунжер за рахунок сил в'язкого тертя і виноситься назовні, залежить від розподілу контактного тиску на ущільнювальну поверхню, то чим більше градієнт підвищення тиску, тим менше плівка. В ущільненнях МК, М і РФ максимум контактний тиск зміщений до ущільнювальної кромки, в результаті чого товщина плівки, яка виноситься штоком (плунжером), мінімальна.

Таблиця 2

Технічні характеристики ущільнювачів для гідроциліндрів

Найменування ущільнювача	D , мм	d , мм	p , МПа	v , м/с	ГОСТ / ДСТУ
Комбінована манжета МК	32–320	20–160	16	0,5	ГОСТ 30072.2-93 ДСТУ 2348-94
Манжета М	32–320	20–290	10	0,5	ГОСТ 30072.1-93 ДСТУ 2349-94
Гумово-пластмасовий ущільнювач РФ	32–320	20–160	16	1,5	ГОСТ 30073-93 ДСТУ 2352-94
Ущільнювальний комплект КУ	32–500	–	32	0,5	ГОСТ 30500-97 ДСТУ 3556-97
Брудознімач ГР	–	20–160	-	1,5	ГОСТ 30075-93 ДСТУ 2350-94
Опорне кільце КО	32–320	20–160	-	1,5	ГОСТ 30074-93 ДСТУ 2351-94

Критерії граничного стану ущільнювачів при установленому значенні 90-процентного ресурсу в 1000 км «пробігу»:

- для ущільнювачів МК, М, РФ і КУ – збільшення витоків РР до $0,05 \text{ см}^3/\text{м}^2$;
- для брудознімачів ГР – збільшення діаметра брудознімальної кромки, якому відповідає зменшення натягу на 50%;
- для опорних кілець КО – зменшення товщини b (рис. 2, 3, і) на 5 % від початкового значення.

Ресурс ущільнювачів істотно залежить від якості обробки поверхонь, що ущільнюються, тому в стандартах наведені такі вимоги:

- твердість поверхні штока (плунжера) не нижче 46,5 HRCe;
- обов'язкове нанесення антикорозійно-зносостійкого покриття;

– шорсткість поверхні $R_a \leq 0,2$ мкм.

Ресурсні випробування гідроциліндрів підтвердили високий рівень герметичності нових ущільнень. Наприклад, при 500 км «пробігу» гідроциліндра з тиском 16 МПа і швидкістю 0,5 м/с на штоці діаметром 50 мм не утворилося жодної краплі. Успішний досвід застосування ущільнень реалізований у ВАТ «Будгідропривод», м. Харків.

Вихідними параметрами гідроциліндра є сила, швидкість і потужність, а втрати потужності оцінюють ККД (загальним, об'ємним і гідромеханічним).

На рис. 3 представлена принципова гідравлічна схема об'ємного гідропривода з гідроциліндром Ц двобічної дії і однобічним штоком, де РР нагнітається насосом Н до двопозиційного чотирипровідного золотникового гідророзподільника Р (шифр схеми – 574), забезпеченого рукояткою для переміщення золотника і фіксатором положення. Під час вступу РР в безштокову порожнину (як показано на рисунку) шток гідроциліндра переміщується управо (прямий хід), при перемиканні гідророзподільника Р в крайнє ліве положення шток рухається вліво (зворотний хід). Для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КП, при відкритті якого РР зливається в гідробак Б (вимірювання тиску за манометром МН).

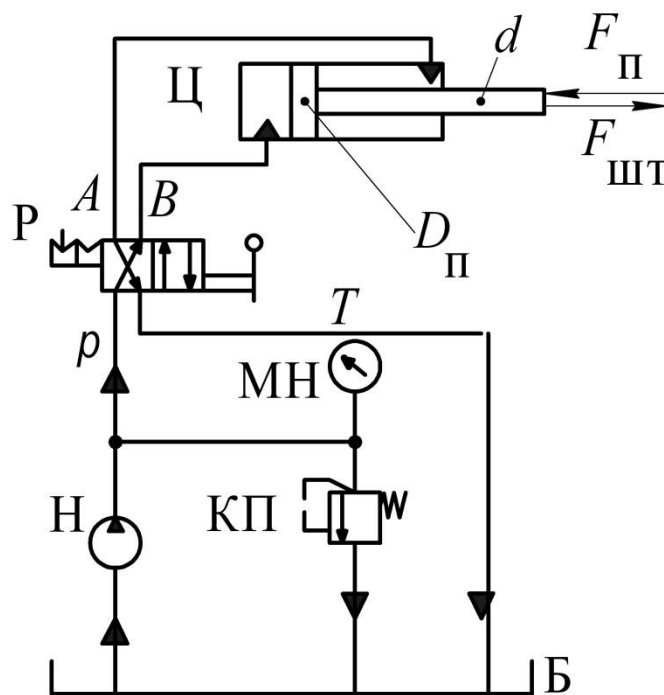


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода з гідроциліндром Ц

Запишемо теоретичні значення (без урахування втрат потужності) вихідних параметрів гідроциліндрів.

1. Зусилля, що розвивається гідроциліндром при підводі РР до поршневої порожнини (або зусилля, що розвивається плунжером)

$$F_{\Pi} = p_{\Pi} \cdot S_{\Pi}, \text{ Н}, \quad (1)$$

де $S_{\Pi} = \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4}$ – площа поршня [мм²] діаметром D_{Π} [мм],

p_{Π} – тиск РР, МПа.

2. Зусилля, що розвивається гідроциліндром при підводі РР до штокової порожнини

$$F_{\text{шт}} = p_{\text{шт}} \cdot (S_{\Pi} - S_{\text{шт}}), \text{ Н}, \quad (2)$$

де $S_{\text{шт}}$ – площа штока, мм²,

$p_{\text{шт}}$ – тиск РР в штоковій порожнині, МПа.

3. Тиск в поршневій порожнині, що розвивається гідроциліндром для подолання зовнішнього навантаження

$$p_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{S_{\Pi}}, \text{ МПа}. \quad (3)$$

4. Тиск в штоковій порожнині, що розвивається гідроциліндром для подолання зовнішнього навантаження

$$p_{\text{шт}} = \frac{F_{\text{шт}}}{S_{\Pi} - S_{\text{шт}}}, \text{ МПа}. \quad (4)$$

5. Час переміщення поршня гідроциліндра

$$t = 10^{-3} \frac{l_{\Pi}}{v_{\Pi}}, \text{ с}, \quad (5)$$

де v_{Π} – швидкість поршня, м/с,

l_{Π} – хід поршня, мм.

6. Швидкість поршня при підводі РР в безштокову (поршневу) порожнину або швидкість плунжера в плунжерному гідроциліндрі

$$v_{\Pi} = 16,7 \frac{Q_{\Pi}}{S_{\Pi}}, \text{ м/с}, \quad (6)$$

де Q_{Π} – витрата РР, л/хв.

7. Швидкість поршня при підводі витрати $Q_{\text{ШТ}}$ в штокову порожнину

$$v_{\Pi} = 16,7 \frac{Q_{\text{ШТ}}}{S_{\Pi} - S_{\text{ШТ}}}, \text{ м/с.} \quad (7)$$

8. Витрата, яку необхідно підвести до безштокової порожнини гідроциліндра для забезпечення необхідної швидкості поршня

$$Q_{\Pi} = 0,06 \cdot v_{\Pi} \cdot S_{\Pi}, \text{ л/хв.} \quad (8)$$

9. Витрата, яку необхідно підвести до штокової порожнини гідроциліндра для забезпечення необхідної швидкості

$$Q_{\text{ШТ}} = 0,06 \cdot v_{\Pi} \cdot (S_{\Pi} - S_{\text{ШТ}}), \text{ л/хв.} \quad (9)$$

10. Потужність, що розвивається гідроциліндром

$$P = 10^{-3} F_{\Pi(\text{ШТ})} \cdot v_{\Pi}, \text{ кВт.} \quad (10)$$

Для розрахунку значень діаметра поршня і штока гідроциліндра розглядають рівняння рівноваги поршня при дії зовнішнього навантаження, сил тертя і сил гідростатичного тиску на вході і виході з гідроциліндра. У одноштоковому гідроциліндрі при підводі тиску в безштокову порожнину L (рис. 4, а) відбувається висунання штока і має місце рівність

$$[p_{\text{ВХ}} \cdot S_{\Pi} - p_{\text{ВИХ}} (S_{\Pi} - S_{\text{ШТ}})] \eta_{\text{ГМ}} = F_{\Pi}, \quad (11)$$

де $p_{\text{ВХ}}$ і $p_{\text{ВИХ}}$ – тиск на вході і виході з гідроциліндра, МПа,

F_{Π} – зусилля, що розвивається гідроциліндром (навантаження, що діє на поршень гідроциліндра F_2), Н,

$\eta_{\text{ГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра, що враховує втрати на тертя в ущільненнях і гідравлічні втрати при течії РР у вхідному отворі і гільзі циліндра, з якого визначають площу поршня

$$S_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{\eta_{\text{ГМ}} \cdot \Delta p} - \frac{p_{\text{ВИХ}}}{\Delta p} S_{\text{ШТ}}, \text{ мм}^2, \quad (12)$$

і діаметр поршня

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_{\Pi}}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{ГМ}} - \frac{p_{\text{ВИХ}}}{\Delta p} d^2}, \text{ мм}, \quad (13)$$

де $\Delta p = p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВИХ}}$ – перепад тисків між входом і виходом з гідроциліндра, МПа,
 d – діаметр штока, мм.

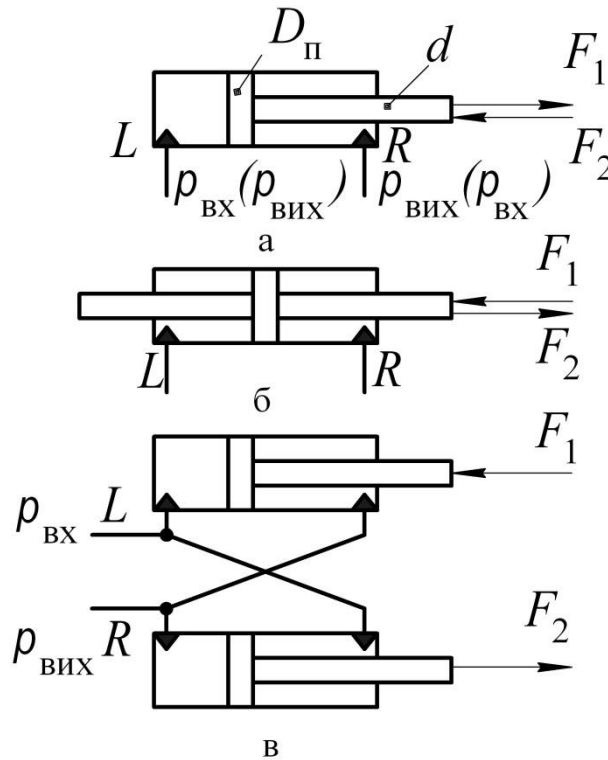


Рис. 4. Гідравлічні схеми гідроциліндрів: а – з одnobічним штоком; б – з двобічним штоком; в – «тандем-циліндри» з перехресним сполученням порожнин; L і R – позначення порожнин (лівої і правої) для гідроциліндрів рульового керування

За відсутності протитиску на виході ($p_{\text{ВИХ}} = 0$) формула для визначення діаметра поршня набирає спрощеного вигляду

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_{\Pi}}{\pi \cdot p_{\text{ВХ}} \cdot \eta_{ГМ}}}, \text{ мм}. \quad (14)$$

При навантаженні F_1 і підводі тиску в порожнину R (рис. 4, а) рівняння рівноваги сил має такий вигляд:

$$[p_{\text{ВХ}}(S_{\text{П}} - S_{\text{ШТ}}) - p_{\text{ВІХ}} \cdot S_{\text{П}}] \eta_{\text{ГМ}} = F_{\text{П}}, \quad (15)$$

з якого знаходять значення площі і діаметра поршня

$$S_{\text{П}} = \frac{F_{\text{П}}}{\eta_{\text{ГМ}} \cdot \Delta p} + \frac{p_{\text{ВХ}}}{\Delta p} S_{\text{ШТ}} \text{ мм}^2; \quad D_{\text{П}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{П}}}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + \frac{p_{\text{ВХ}}}{\Delta p} d^2} \text{ мм}, \quad (16)$$

а за відсутності протитиску на виході ($p_{\text{ВІХ}} = 0$ і $\Delta p = p_{\text{ВХ}}$) формула для визначення діаметру поршня спрощується

$$D_{\text{П}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{П}}}{\pi \cdot p_{\text{ВХ}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + d^2} \text{ мм}. \quad (17)$$

Для гідроциліндра з двобічним штоком (рис. 4, б) незалежно від підведення РР в порожнину L або R отримаємо рівняння

$$[p_{\text{ВХ}}(S_{\text{П}} - S_{\text{ШТ}}) - p_{\text{ВІХ}}(S_{\text{П}} - S_{\text{ШТ}})] \eta_{\text{ГМ}} = F_{\text{П}}, \quad (18)$$

з якого визначають діаметр поршня гідроциліндра

$$D_{\text{П,ДШТ}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{П}}}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + d^2}, \text{ мм}. \quad (19)$$

Для тандем-циліндрів з перехресним з'єднанням порожнин (рис. 4, в) і відсутності протитиску ($p_{\text{ВІХ}} = 0$)

$$D_{\text{П,ТЦ}} = \sqrt{\frac{2F_{\Sigma}}{\pi \cdot p_{\text{ВХ}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + \frac{d^2}{2}}, \text{ мм}, \quad (20)$$

де $F_{\Sigma} = F_1 + F_2$ – сумарне зусилля, що розвивається гідроциліндрами.

Діаметром штока d [мм] заздалегідь задаються і уточнюють відповідно до номенклатури гідроциліндрів, що випускаються. Остаточні діаметри поршня і штока округляють в більшу сторону, виходячи із стандартних значень: 18; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250 і 320 мм і забезпечення запасу по робочому тиску.

Якщо задано зусилля, що тягне за шток гідроциліндра $F_{\text{ШТ}}$ і яке відповідає високому тиску в штоковій порожнині, то проводять перевірку на задоволення такої

умові

$$P_{\text{шт}} (S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}) \geq F_{\text{шт}}. \quad (21)$$

Якщо умова (21) не виконується, то необхідне збільшення площі штокової порожнини, що зазвичай досягається шляхом збільшення діаметра поршня.

Навантаження, відповідне втраті подовжньої стійкості гідро-циліндра, визначають за формулою Ейлера

$$F_{\text{розр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{s_{\text{к}}^2}, \text{ Н}, \quad (22)$$

де E – модуль пружності матеріалу (для сталі $2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²),

J – момент інерції гідроциліндра

$$J = \frac{\pi \cdot D_{\text{н}}^4}{64}, \text{ мм}^4, \quad (23)$$

або за рекомендаціями ВНДГідропривода

$$J = \frac{\pi \cdot (D_{\text{н}}^4 - D_{\text{п}}^4)}{64}, \text{ мм}^4, \quad (24)$$

де $D_{\text{н}}$ і $D_{\text{п}}$ – зовнішній і внутрішній діаметри гідроциліндра, відповідно, мм,

$s_{\text{к}}$ – наведена довжина ходу гідроциліндра

$$s_{\text{к}} = k \cdot l, \text{ мм}, \quad (25)$$

де l – довжина гідроциліндра з висунутим штоком, мм,

k – коефіцієнт, залежний від схеми кріплення кінців гідроциліндра:

$k = 2,0$ – якщо один кінець гідроциліндра жорстко закріплений, а другий вільно спирається на подолане навантаження;

$k = 1,0$ – якщо обидва кінці гідроциліндра закріплено шарнірно;

$k = 0,7$ – якщо один кінець закріплений шарнірно, а другий жорстко закріплений;

$k = 0,5$ – якщо обидва кінці жорстко закріплені.

Максимальне допустиме навантаження на шток гідроциліндра визначають за формулою

$$F_{\text{макс}} = \frac{F_{\text{розр}}}{n}, \text{ Н}, \quad (26)$$

де $n = 3,5$ – коефіцієнт запасу.

ККД гідроциліндра залежить від сил тертя при зворотно-поступальному переміщенні поршнів і штоків та витоків РР (зовнішніх по штоках, внутрішніх по поршнях).

Втрати потужності, викликані тертям в ущільненнях поршнів і штоків, оцінюють гідромеханічним ККД

$$\eta_{\text{ГМ}} = F_{\text{ф}} / F_{\text{Т}}, \quad (27)$$

де $F_{\text{ф}}$ – фактичне заміряне, наприклад, при стендових випробуваннях значення зусилля, яке розвивається гідроциліндром, Н,

$F_{\text{Т}}$ – теоретичне значення зусилля, визначуване за формулами (1) і (2).

Гідромеханічний ККД гідроциліндра істотно залежить від значення тиску РР, досягаючи при номінальному (максимальному робочому) тиску 96...99% та істотно знижується при низькому тиску, наближаючись до $\eta_{\text{М}} \approx 0$.

Втрати потужності, викликані витокami РР, призводять до зниження швидкості гідроциліндра й оцінюють об'ємним ККД

$$\eta_{\text{о}} = \frac{v_{\text{ф}}}{v_{\text{Т}}} = \frac{v_{\text{ф}}}{v_{\text{ф}} + \Delta v}, \quad (28)$$

де $v_{\text{ф}}$ – фактична (зміряна) швидкість гідроциліндра, м/с,

$v_{\text{Т}}$ – теоретичне значення швидкості, яке визначають за формулами (6) і (7), м/с,

Δv – втрати швидкості, обумовлені витокami РР, м/с.

Оскільки сучасні ущільнення забезпечують практично повну герметичність і об'ємний ККД $\eta_{\text{о}} \approx 1,0$, то загальний ККД гідроциліндра залежить тільки від гідромеханічного ККД

$$\eta = \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{о}} \approx \eta_{\text{М}}, \quad (29)$$

де η – загальний ККД гідроциліндра.

На практиці експлуатація гідропривода з великою кількістю забруднень в РР веде до інтенсивного зношування ущільнень і об'ємний ККД гідроциліндра знижується.

Поворотним гідродвигуном називається об'ємний гідродвигун з обмеженим

поворотним рухом вихідної ланки. Розрізняють поворотні гідродвигуни шиберного, поршневого і мембранного типів.

Поворотний гідродвигун шиберного (лопатевого) типу (рис. 5) містить в осьовому розточенні корпусу 1 вал 2 із закріпленим на ньому шибером-лопаттю 3 (місце кріплення позначено «×»). Нерухомий шибер-лопатець 4 закріплений всередині корпусу 1. При підведенні РР до порожнини A під дією її тиску створюється зусилля F_1 , а під дією тиску зливної через отвір B РР створюється протидійне зусилля F_2 .

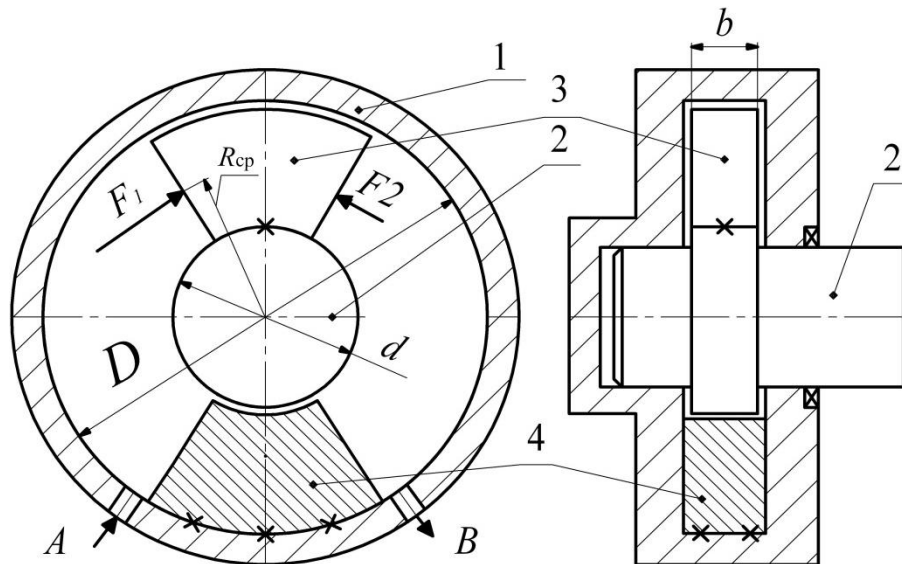


Рис. 5. Конструктивна схема поворотного гідродвигуна

Поворотні гідродвигуни типу ДПГ розробки ВНДГідропривод на номінальний тиск 16 МПа випускаються з робочим об'ємом ДПГ 16; 63; 125 і 400 см³ розвивають крутний момент в 160; 630; 1250 і 2000 Н.м, відповідно. Поворотні гідродвигуни застосовуються в промислових маніпуляторах різного призначення.

Компанія «MOVECO» (Італія) постачає поворотні гвинтові гідродвигуни, що застосовуються в гірничо-шахтному буровому обладнанні та сільгоспмашинах. Гідродвигуни моделей ARC (R, RR, RP і MD) розвивають крутний момент від 100 до 18,8 кН.м при тиску 21 МПа.

Лекція 10. Запитання

1. Яким чином класифікуються гідроциліндри ?
2. Які конструктивні особливості гідроциліндрів ?
3. Яким чином розрахувати вихідні параметри гідроциліндрів ?
4. Як розрахувати потужність гідроциліндра ?
5. Як розрахувати силу, що розвиває гідроциліндр ?
6. Як розрахувати швидкість гідроциліндра ?
7. Як розрахувати стійкість гідроциліндра ?
8. Як розрахувати об'ємний ККД гідроциліндра ?
9. Які матеріали застосовують в ущільненнях гідроциліндрів ?
10. Показати принци дії поворотного гідродвигуна.

Перелік джерел інформації

1. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель: Бош Рекрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.
2. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків. : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
4. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT). – [Чинний с 2002-09-01]. ДСТУ ISO 4413:2002. – Київ : – 2005. – 34 с. – (Держспоживстандарт України).
5. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).
6. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 61 с. – (Держспоживстандарт України).
7. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Держспоживстандарт України).
8. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 4. Кондиціонери робочого середовища, гідропосудини та пневмопосудини, гідропроводи та пневмопроводи. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 30 с. – (Держспоживстандарт України).
9. Гидропривод объемный. Методы измерения параметров (ГОСТ 17108-79). – [Введен с 1988-01-01]. – 15 с – (Межгосударственный стандарт).
10. Гидроприводы объемные. Общие технические требования (ГОСТ 17411-91). – [Введен с 1992-01-01]. – М. : Стандартинформ, 2006. – 3 с. – (Межгосударственный стандарт).
11. Лурье З.Я. Сравнительный анализ схем гидроприводов с дроссельным управлением по эксплуатационным показателям // Промислова гідравліка і пневматика / З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова – 2007. – №4(18). – С. 62–65.
12. Каталоги фірм «Parker Hydraulics» (США), «Rexroth Bosch Group» і «Sauer-Danfoss» (ФРН), «Festo» (Австрія), «Bondioli i Pavesi» (Італія) і «Poclain Hydraulics» (Франція).
13. Відеофільми за тематикою лекцій.

