

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра машинобудування та технічного сервісу машин

**РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНИХ ВИКОНАВЧИХ СИСТЕМ
АВТОМАТИКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахункових, контрольних і курсових робіт

з дисциплін

***«ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ
МАШИНИ»,***

«МАШИНИ ДЛЯ ВИДОБУТКУ КОРИСНИХ КОПАЛИН»,

«МАШИНИ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА ШЛЯХІВ»

Харків – 2024

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри машинобудування та технічного сервісу машин 17 травня 2024 р., протокол № 9.

У методичних вказівках наведено методику розрахунку параметрів складових гідравлічних систем гідрофікованих машин. Окремі складові наведеної методики розрахунку використовуються для проведення практичних занять з дисциплін «Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини», «Машини для видобутку корисних копалин» та «Машини для будівництва шляхів» відповідно до робочих програм дисциплін.

Методичні вказівки рекомендуються для здобувачів вищої освіти спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування» усіх форм навчання.

Укладачі:

проф. С. В. Воронін,
старш. викл. О. О. Суранов,
зав. навч. лаб. О. В. Кебко

Рецензент

доц. В. О. Стефанов

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Елементи гідравлічних виконавчих приводів.....	5
Практична робота 1. Насоси.....	5
Практична робота 2. Гідромотори.....	14
Практична робота 3. Поворотні гідродвигуни.....	20
Практична робота 4. Гідроциліндри.....	24
Об'ємний виконавчий гідропривод.....	29
Практична робота 5. Об'ємний гідропривод з гідроциліндром.....	29
Практична робота 6. Об'ємний гідропривод з гідромотором.....	34
Практична робота 7. Багатодвигунний об'ємний гідропривод.....	36
Список літератури.....	41
Додаток.....	43

ВСТУП

До складу багатьох сучасних систем автоматичного керування (САК) будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин і обладнання (БКМ) входять десятки, а іноді і сотні виконавчих пристроїв, що виконують команди систем керування. Це різноманітні силові пристрої, які використовують електричну, пневматичну та гідравлічну енергії.

Серед них виділяються гідравлічні виконавчі елементи та системи. Перевагами гідравлічних виконавчих систем є: мала вага та об'єм, який приходить на одиницю потужності, що передається; простота здійснення безступеневого регулювання швидкостей; високий рівень редукації; високе значення коефіцієнта корисної дії (ККД); надійність роботи; простота обслуговування та керування, а також універсальність використання.

Використання гідравлічних виконавчих систем спрощує рішення багатьох технічних завдань, значно спрощує проблему автоматизації виробничих процесів, підвищує якість БКМ, значно зменшує їхню вагу та габарити. Так, габарити сучасного гідромотора порівняно з електромотором аналогічної потужності менші в 10–5 разів, а вага – в 5–10 разів [1].

Перелічені переваги гідравлічних виконавчих систем автоматичного керування БКМ забезпечили широке їх використання.

У цій роботі наведені основні схеми та відомі залежності для вибору та розрахунків гідравлічних виконавчих приводів систем автоматичного керування БКМ при рішенні практичних завдань і при дипломному проектуванні. Наведені приклади розрахунків і рішення деяких задач.

ЕЛЕМЕНТИ ГІДРАВЛІЧНИХ ВИКОНАВЧИХ ПРИВОДІВ

У загальному випадку гідравлічним виконавчим приводом БКМ називається сукупність взаємопов'язаних пристроїв, в яких енергія потоку рідини використовується для надання руху машинам та їхнім робочим механізмам. Об'ємний гідравлічний привод може надавати виконавчим механізмам машин зворотно-поступовий, зворотно-поворотний і неперервний обертальний рух. До гідравлічного привода входять: САК; джерело гідравлічної потужності (це зазвичай насос); гідравлічний двигун (це зазвичай гідроциліндр для надання зворотно-поступового руху або гідромотор для надання поворотного руху) та допоміжні пристрої і магістралі (трубопроводи).

Практична робота 1

НАСОСИ

Насос – це гідравлічна машина, в якій механічна енергія, що прикладена до вхідного вала, перетворюється в гідравлічну енергію потоку робочої рідини [1, 2].

Гідравлічна машина, яка може робити в режимі насоса або гідромотора, називається оборотною.

Робочою рідиною гідравлічних машин є мінеральні або синтетичні мастила, їхні суміші, вода.

В об'ємному гідравлічному виконавчому приводі БКМ найчастіше використовують об'ємні роторні насоси. При робочому тиску рідини до 10 МПа рекомендується використовувати шестеренні та пластинчасті насоси, при більшому тиску – аксіально- та радіально-поршневі насоси .

Магістраль (гідролінія) – це трубопровід, по якому транспортується робоча рідина. Розрізняють магістралі всмоктуючі, напірні (нагнітаючі) та зливні. По всмоктуючій магістралі рідина рухається до насоса з бака; по напірній – від насоса до розподільника або гідродвигуна; по зливній – рідина відводиться після використання її енергії до баку.

Основні параметри насосів

Q_n – подача або продуктивність насоса (термін «продуктивність насоса», який найчастіше використовується у вітчизняних довідниках, ГОСТ 17398-72 не рекомендує до використання), м³/с,

$$Q_n = V_o n_n \eta_{об} = q_n n_n, \quad (1)$$

де V_o – робочий об'єм насоса, це сума змін об'ємів всіх робочих камер насоса за один оберт приводного вала, м³/об;

n_n – частота обертання приводного вала насоса, об/с;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД насоса;

q_n – об'єм рідини, який фактично нагнічується насосом за один оберт приводного вала, м³/об,

$$q_n = V_o \eta_{об} = \frac{Q_n}{n_n}. \quad (2)$$

З підвищенням тиску на насосі підвищується виток рідини з робочих камер насоса, тому зменшується величина об'ємного ККД $\eta_{об}$ та подача насоса Q_n [4]. У практичних інженерних розрахунках об'ємного гідропривода зміну об'ємного ККД від тиску рідко враховують, тому усі розрахунки виконують за паспортним значенням подачі насоса. Подача насоса Q_n відповідна максимальному робочому тиску рідини.

N – корисна потужність насоса, визначається як потужність потоку рідини на виході з насоса, кВт,

$$N = p_n Q_n, \quad (3)$$

де p_n – тиск рідини на виході з насоса, МПа.

N_n – потужність, яку потребує насос, кВт,

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n}, \quad (4)$$

де η_n – загальний ККД насоса.

Загальний ККД насоса η_n визначається як

$$\eta_n = \eta_{об} \eta_z \eta_m, \quad (5)$$

де η_z – гідравлічний ККД, враховує витрати на внутрішнє тертя в рідині (береться з паспортних даних до насоса);

η_m – механічний ККД, враховує витрати на механічне тертя деталей насоса (береться з паспортних даних до насоса).

Нижче наведені основні конструктивні схеми та розрахункові залежності насосів різних типів (рисунки 1–3).

Шестеренні насоси (рисунок 1) складаються з пари зчеплених між собою циліндричних шестерень, одна з яких приводиться в обертання приводним валом. Максимальний тиск таких насосів до 10 МПа. Вони допускають досить велику частоту обертання (до 2200 об/хв), а також короткотермінові перевантаження по тиску (до 20 МПа). Час роботи не менш 5000 год.

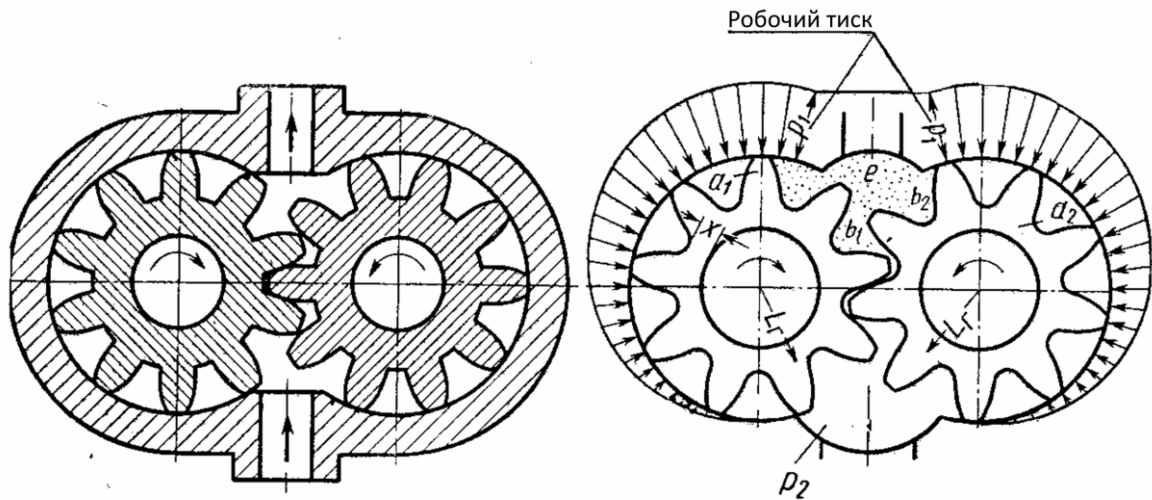


Рисунок 1 – Конструктивна та розрахункова схема шестеренного насоса

Середня подача шестеренного насоса дорівнює, м³/с,

$$Q = 2\pi n b m^2 (z + 1), \quad (6)$$

де n – частота обертання приводного вала насоса, [об/с];

b – ширина шестерень, [м];

m – модуль зачеплення шестерень, [м];

z – кількість зубів шестерень.

Радіально-поршневий насос (рисунок 2) складається з цапфи 5 з циліндровим блоком 1, в якому розташовані циліндри та поршні 2, та який зміщений на величину ексцентриситету e відносно блока статорного кільця 3, що розміщено в голчатому підшипнику 4 у корпусі 6. Під час роботи насоса центробіжна сила притискає поршні 2 до кільця 3, забезпечуючи самовсмоктування рідини. При ході поршнем від центра рідина при обертанні блока (статора) 1 у напрямі стрілки (рисунок 2) буде всмоктуватися поршнем через вікно a , а при ході до центру – витискатися

(нагнічуватися) через вікно *b*. При переході поршнів через нейтральне положення канали циліндрів перекриваються перевальною перемичкою розподільчої цапфи 5. Величина ходу поршнем дорівнює подвійній величині ексцентриситету *e*.

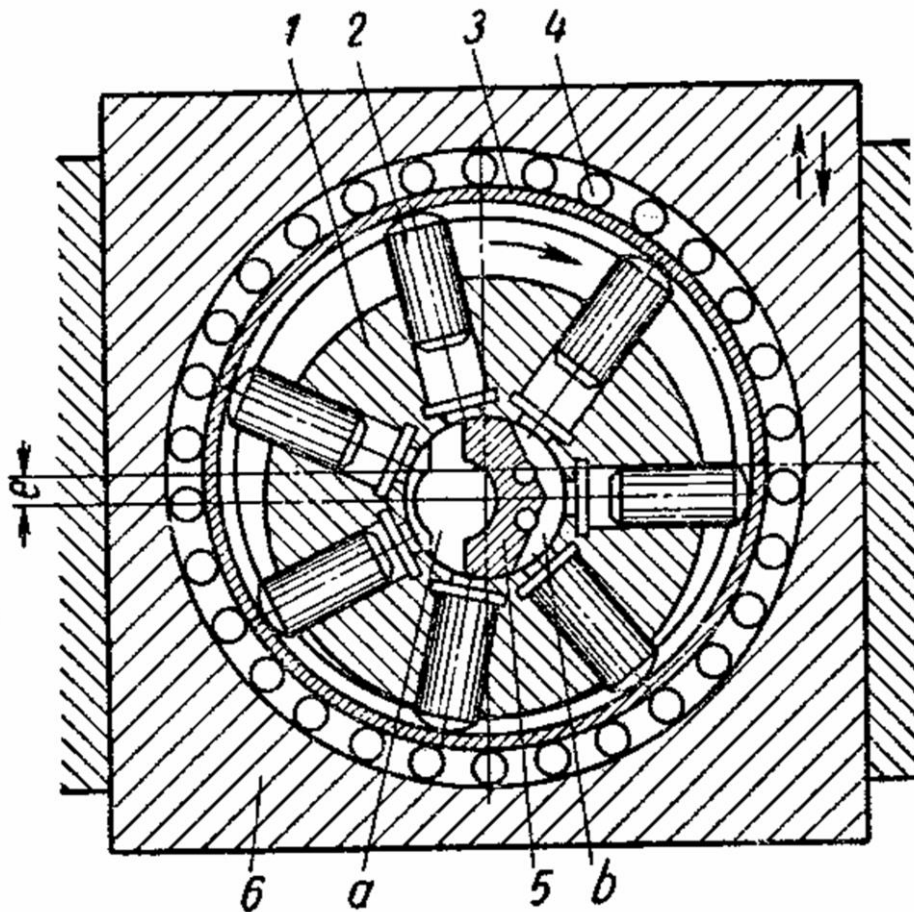


Рисунок 2 – Схема радіально-поршневого насоса

Теоретична подача Q радіально-поршневого насоса визначається так:

$$Q = \frac{\pi d^2 e z n}{2}, \quad (7)$$

де d – діаметр поршня, м;

e – ексцентриситет, м;

z – кількість поршнів;

n – частота обертання вала насоса, об/с.

Пластинчасті насоси, які в практиці ще називають лопатними або шибєрними, є найпростішими серед інших типів насосів. За кількістю циклів роботи за один оберт вала розрізняють насоси однократної та багатократної дії. На рисунку 3 показана схема пластинчастого насоса двократної дії. Він містить у собі ротор, у прорізи якого вставлені пластини. Щільність контакту пластин зі статором забезпечується за допомогою тиску рідини, яка подається в прорізи під пластини або за допомогою пружин. За один оберт вала кожна пластина нагнічує рідину двічі. Для повного врівноваження ротора від сил тиску рідини необхідно, щоб кількість камер (кількість пластин) була парна.

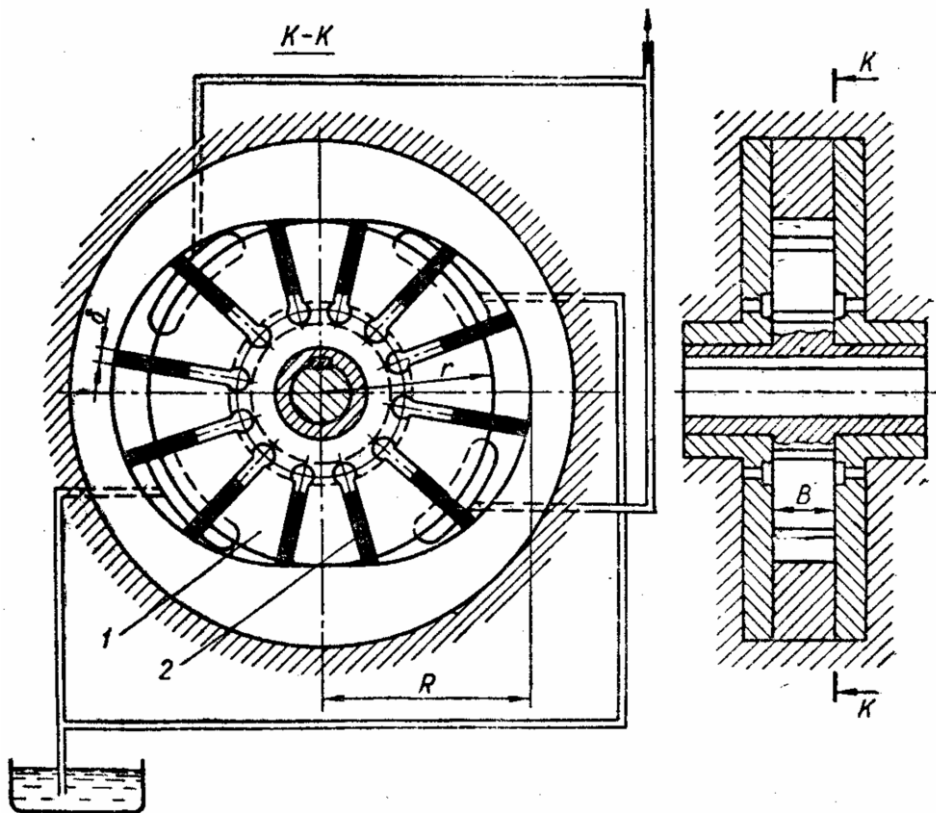


Рисунок 3 – Схема пластинчастого насоса

Подача Q пластинчастого насоса визначається так:

$$Q = 2bn[\pi(R^2 - r^2) - (R - r)\delta z], \quad (8)$$

де n – частота обертання приводного вала насоса, об/с;

b – ширина пластин, м;

R – радіус статора, м;

r – радіус ротора, м;

δ – товщина пластини, м;

z – кількість пластин.

Приклад рішення задачі 1

Гідроциліндр 1 (рисунок 4), керований розподільником 2, отримує гідравлічну енергію від насоса 3. Запобіжний клапан 4 призначений для обмеження тиску в системі від перевантаження. Рідинний фільтр 6 призначений для очищення робочої рідини від абразивних та інших домішок у мастилі. Ротор пластинчастого насоса 3 приводиться до обертання асинхронним електродвигуном 8 через кліноременну передачу 7 з розрахунковими діаметрами шківів $d_0 = 100$ мм та $d = 160$ мм. Частота обертання вала електродвигуна $n = 1440$ об/хв. Робочий об'єм насоса $V_o = 16$ см³/об. Тиск мастила на виході з насоса складає $p_n = 10$ МПа, об'ємний ККД насоса $\eta_{об} = 0,95$. Коефіцієнт прослизання кліноременної передачі $\psi = 0,98$. Загальний ККД насоса $\eta_n = 0,8$. Механічний ККД кліноременної передачі $\eta_{кл} = 0,95$. ККД електродвигуна $\eta_{ел} = 0,87$. Визначити потужність електродвигуна $N_{ел}$. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 1.

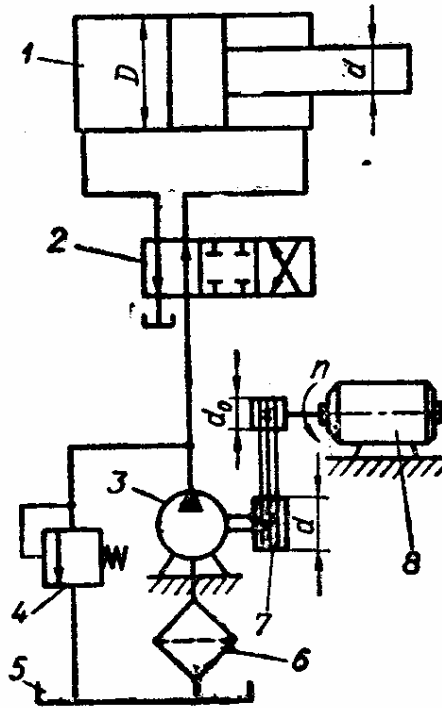


Рисунок 4 – Схема гідропривода з електромотором

Рішення

Визначаємо частоту обертання вала насоса

$$n_n = n_{el} \frac{d_o}{d} \psi = 1440 \frac{100}{160} 0,98 = 882 \text{ об/хв.}$$

З урахуванням формули (1) визначаємо потужність, яку потребує насос,

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{p_n V_o n_n \eta_{об}}{\eta_n} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-6} \cdot 882 \cdot 0,95}{0,8 \cdot 60} = 2793 \text{ Вт} = 2,793 \text{ кВт.}$$

Визначаємо потужність, яку потребує електродвигун,

$$N_{el} = \frac{N_n}{\eta_{кл} \eta_{el}} = \frac{2,793}{0,95 \cdot 0,87} = 3,38 \text{ кВт.}$$

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	d_0 , мм	d , мм	η , об/хв	V_o , см ³ /об	p_H , МПа	ψ
1	80	125	3000	4	10	0,98
2	100	160	1500	5	12	0,96
3	125	200	1000	6	14	0,94
4	160	250	750	8	16	0,92
5	200	320	600	10	18	0,9
6	250	400	1500	12	16	0,88
7	320	500	1000	16	14	0,86
8	63	100	750	20	12	0,84
9	50	80	600	25	10	0,82
10	80	125	3000	32	8	0,8
11	100	160	1500	40	6	0,82
12	125	200	1000	50	8	0,84
13	160	250	750	63	10	0,86
14	200	320	600	80	12	0,88
15	250	400	1500	100	14	0,9
16	320	500	1000	125	16	0,92

Значення інших параметрів брати з прикладу рішення задачі.

Практична робота 2

ГІДРОМОТОРИ

Гідромотор – це гідравлічна машина, в якій гідравлічна енергія потоку робочої рідини перетворюється в механічну енергію обертання вихідної ланки (вала) [1, 2]. В об'ємному виконавчому гідроприводі БКМ найчастіше використовують об'ємні роторні гідродвигуни. Широке використання мають аксіально-поршневі, радіально-поршневі, пластинчасті та шестеренні гідромотори.

Основні параметри гідромоторів

V_o – робочий об'єм гідромотора, за ГОСТ 13824-80, це сума змін об'ємів усіх робочих камер мотора за один оберт вихідного вала, м³/об.

q_m – об'єм рідини, який фактично потребує гідромотор за один оберт вихідного вала, м³/об,

$$q_m = V_o / \eta_{об}, \quad (9)$$

де $\eta_{об}$ – об'ємний ККД гідромотора.

$\omega_{кут}$ – кутова швидкість обертання вихідного вала гідромотора, рад/с,

$$\omega_{кут} = \frac{2\pi Q \eta_{об}}{V_o} = \frac{2\pi Q}{q_m}, \quad (10)$$

де Q – витрати робочої рідини гідромотором, м³/с;

n_m – частота обертання вихідного вала гідромотора, об/с,

$$n_m = \frac{Q \eta_{об}}{V_o} = \frac{Q}{q}. \quad (11)$$

M – крутний момент на вихідному валу гідромотора, Н·м,

$$M = \frac{Q \cdot \Delta p}{2\pi n} = \frac{\Delta p \cdot V_0 \eta_{zm}}{2\pi}, \quad (12)$$

де Δp – перепад тиску робочої рідини на вході та на виході з гідромотора;

η_{zm} – гідромеханічний ККД, який враховує гідравлічні та механічні витрати енергії;

Q – витрати робочої рідини гідромотором, м³/с,

$$Q = \frac{n \cdot V_0}{\eta_{ob}} = q \cdot n. \quad (13)$$

N – потужність, яку потребує гідромотор, кВт,

$$N = \frac{N_{zag}}{\eta} = Q \cdot \Delta p = \Delta p q n, \quad (14)$$

де μ – загальний ККД гідромотора, який визначається як $\eta = \eta_{zm} \eta_{ob}$;

N_{zag} – загальна потужність гідромотора.

Приклад рішення задачі 2

Радіально-поршневий гідромотор (рисунок 5) має робочий об'єм $V_0 = 200 \text{ см}^3$, корисний крутний момент $M = 970 \text{ Н·м}$, частоту обертання вала $n_m = 5 \text{ об/с}$, протитиск зливної магістралі $p_{np} = 0,23 \text{ МПа}$, гідромеханічний ККД $\eta_{zm} = 0,96$, об'ємний ККД $\eta_{ob} = 0,98$. Визначити робочий тиск p та витрати робочої рідини Q .

Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 2.

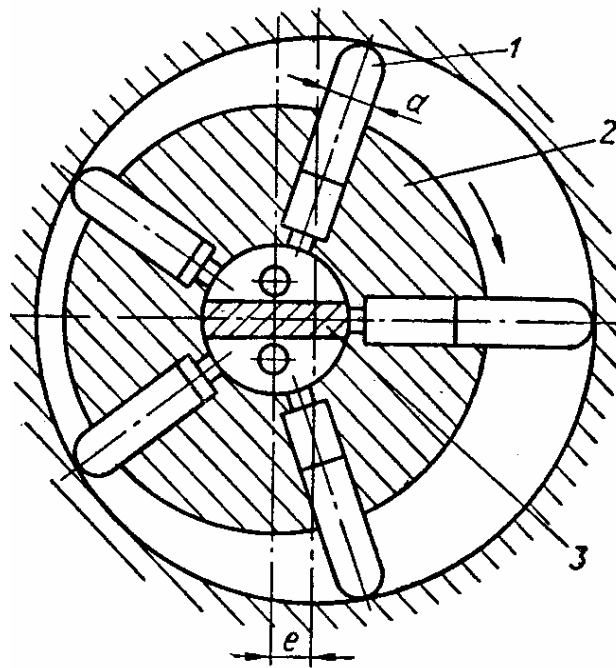


Рисунок 5 – Схема радіально-поршневого гідромотора

Таблиця 2 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$V_o, \text{см}^3$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$n, \text{об/с}$	$p_{\text{нр}}, \text{МПа}$	$\eta_{\text{зм}}$	$\eta_{\text{об}}$
1	160	970	5	0,23	0,96	0,98
2	125	700	10	0,22	0,95	0,94
3	100	670	20	0,21	0,94	0,94
4	80	500	25	0,2	0,93	0,92
5	200	970	5	0,23	0,96	0,98
6	63	500	6	0,25	0,9	0,92
7	50	520	7	0,26	0,82	0,93
8	40	530	8	0,27	0,85	0,94
9	32	570	10	0,28	0,9	0,95
10	25	600	20	0,29	0,82	0,92
11	20	610	16	0,3	0,82	0,93
12	16	500	10	0,29	0,85	0,9
13	12,5	450	25	0,28	0,8	0,89
14	10	300	32	0,27	0,82	0,92
15	12,5	250	40	0,26	0,8	0,9
16	16	500	32	0,25	0,8	0,94

Значення інших параметрів брати з прикладу рішення задачі 2.

Рішення

З формули (11) виводимо розрахункову залежність для визначення перепаду тиску рідини Δp на гідромоторі

$$\Delta p = \frac{2\pi M}{V_0 \eta_{zm}} = \frac{2\pi \cdot 970}{200 \cdot 10^{-6} \cdot 0,96} = 31,74 \cdot 10^6 \text{ Па} = 31,74 \text{ МПа.}$$

Визначаємо робочий тиск

$$p = \Delta p + p_{np} = 31,74 + 0,23 = 31,97 \text{ МПа.}$$

За формулою (9) визначаємо витрати робочої рідини гідромотором

$$Q = \frac{n \cdot V_0}{\eta_{об}} = \frac{5 \cdot 200 \cdot 10^{-6}}{0,98} = 1020,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Приклад рішення задачі 3

На рисунку 6 показана схема аксіально-поршневого двигуна. Діаметр поршня 1 $d = 25$ мм, кількість поршнів $z = 7$, діаметр кола, на якому розташовані центри отворів під поршні ротора 2, $D = 60$ мм. Кут нахилу осі вихідного вала 3 до осі вихідного вала $\alpha = 20^\circ$. Визначити робочий об'єм двигуна V_o .

Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 3.

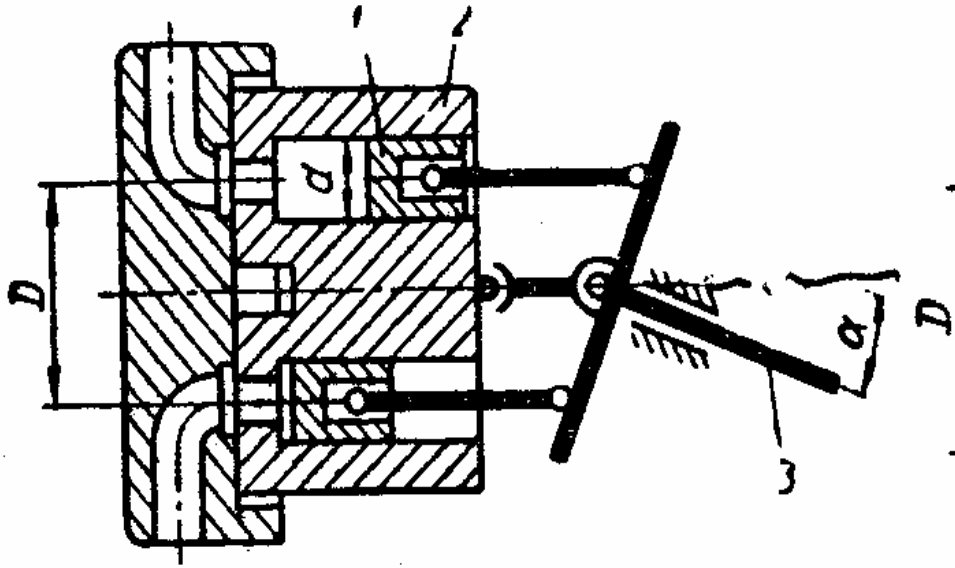


Рисунок 6 – Схема аксіально-поршневого гідродвигуна

Рішення

Для аксіально-поршневих насосів, а також аксіально-поршневих гідромоторів робочий об'єм визначається за формулою

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} 7 \cdot 6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 48,02 \text{ см}^3.$$

Приймаємо значення робочого об'єму (див. додаток) рівним 50 см^3 .

Для шестеренних насосів (рисунок 1), а також гідромоторів робочий об'єм визначається за формулою

$$V_0 = 2\pi m^2 b z, \quad (15)$$

де m – модуль зубчастого зачеплення, м;

b – ширина шестерен, м;

z – кількість зубів кожної з шестерень.

Крутний момент, Н·м, на вихідному валу шестеренного гідромотора дорівнює

$$M = \Delta p b m^2 (z + 1). \quad (16)$$

Таблиця 3 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$d_0, \text{мм}$	$z, \text{шт}$	$D, \text{мм}$	$\alpha, ^\circ$
1	10	9	50	12
2	12	7	63	14
3	16	5	60	16
4	20	5	80	18
5	25	7	60	20
6	32	5	90	22
7	40	9	100	24
8	50	7	125	26
9	40	7	100	28
10	32	5	90	30
11	25	5	60	28
12	20	7	80	26
13	16	9	100	24
14	12	5	80	22
15	10	7	63	20
16	8	9	50	18

Практична робота 3

ПОВОРОТНІ ГІДРОДВИГУНИ

Поворотні гідродвигуни забезпечують вихідному валу обмежений кут зворотно-поворотного руху. В сучасній техніці виконавчих гідравлічних приводів БКМ найбільш розповсюджені пластинчасті та поршневі поворотні гідродвигуни. На рисунку 7 показана схема поршневого поворотного двигуна. Гідромотор містить поршні 1 та 5, з'єднані загальним штоком 2, вихідний вал 4, який через важіль 3 отримує зворотно-поворотний рух. При поданні робочої рідини до однієї з поршневих камер А або В шток 2 пересувається та повертає важіль 3 разом з вихідним валом 4.

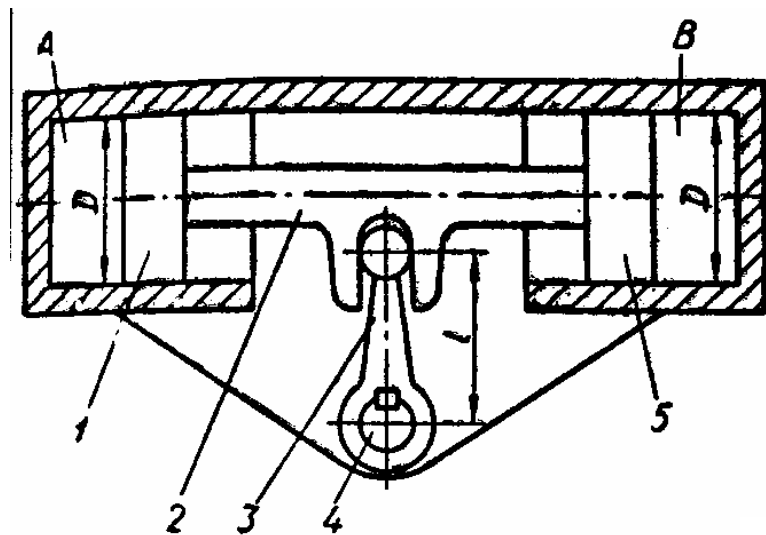


Рисунок 7 – Схема поворотного гідромотора

Приклад рішення задачі 4

У поворотному гідродвигуні (рисунок 7) важіль 3 має довжину $l = 50$ мм, діаметр поршнів 1 та 5 $D = 80$ мм, тиск робочої рідини $p = 10$ МПа, витрати рідини складають $Q = 0,2$ л/с, механічний ККД для гідроциліндрів складає $\eta_{\text{мех}} = 0,96$, ККД важільного механізму складає $\eta = 0,99$. Визначити корисний крутний момент M та кутову швидкість $\omega_{\text{кут}}$ вихідного вала гідромотора для положення, яке показано на рисунку 7.

Протитиском робочої рідини в зливній порожнечі гідродвигуна знехтувати. Прийняти об'ємний ККД $\eta_{об} = 1$. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 4.

Рішення

Корисний крутний момент вихідного вала дорівнює:

$$M = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_{мех} \eta l = 10 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,05 = 2387 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Кутова швидкість вихідного вала дорівнює:

$$\omega_{квт} = \frac{v}{l} = \frac{4Q\eta_{об}}{\pi D^2 l} = \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 0,5} = 0,796 \text{ рад/с.}$$

Таблиця 4 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$l, \text{ мм}$	$D, \text{ мм}$	$p, \text{ МПа}$	$Q, \text{ л/с}$	$\eta_{мех}$	η
1	10	32	18	0,2	0,92	0,95
2	20	40	16	0,1	0,93	0,96
3	30	50	14	0,05	0,94	0,97
4	40	63	12	0,1	0,95	0,98
5	50	80	10	0,2	0,96	0,99
6	60	100	8	0,3	0,97	0,98
7	70	125	6	0,4	0,98	0,97
8	80	160	4	0,6	0,97	0,96
9	90	200	2	0,8	0,96	0,95
10	100	250	4	1,0	0,95	0,94
11	90	200	6	0,8	0,94	0,93
12	80	160	8	0,6	0,93	0,92
13	70	125	10	0,4	0,92	0,91
14	60	100	12	0,3	0,90	0,90
15	50	80	14	0,2	0,89	0,89
16	40	63	16	0,1	0,88	0,88

Приклад рішення задачі 5

У поворотному гідромоторі (рисунок 8) при переміщенні поршнів 1 та 5 зубчаста рейка 2, яка виконана разом зі штоком, передає зубчастому колесу 3 та вихідному валу 4 зворотно-поворотний рух. Діаметр поршнів 1 та 5 $D = 80$ мм, тиск робочої рідини $p = 10$ МПа, витрати рідини складають $Q = 0,2$ л/с, механічний ККД для гідроциліндрів $\eta_{мех} = 0,96$, ККД зубчастого механізму $\eta = 0,99$. Модуль зубчастого зачеплення $m = 5$ мм, кількість зубів зубчастого колеса 3 $z = 20$. Визначити корисний крутний момент M та кутову швидкість $\omega_{кут}$ вихідного вала 4 гідромотора. Протитиском робочої рідини в зливній порожнечі гідромотора знехтувати. Прийняти об'ємний ККД $\eta_{об} = 1$. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 5.

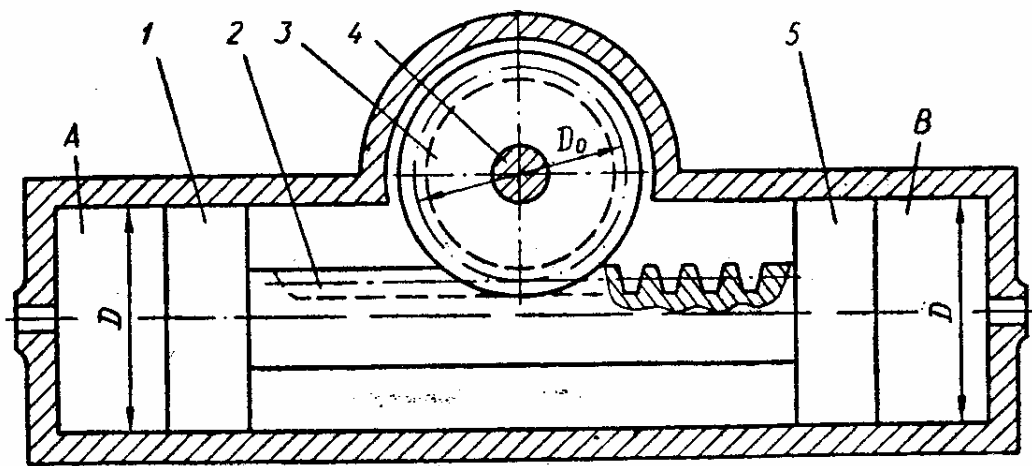


Рисунок 8 – Схема поворотного гідромотора

Рішення

По-перше, треба визначити радіус R_0 дії сили поршня. З курсу теорії механізмів та машин відомо, що R_0 – це половина діаметра начального кола зубчастого колеса 3, який легко визначити через модуль зубчастого зачеплення:

$$R_0 = \frac{D_0}{2} = \frac{m \cdot z}{2} = \frac{5 \cdot 20}{2} = 50 \text{ мм.}$$

Корисний крутний момент вихідного вала дорівнює:

$$M = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_{\text{мех}} \eta R_0 = 10 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,05 = 2387 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Кутова швидкість вихідного вала дорівнює:

$$\omega_{\text{кут}} = \frac{v}{l} = \frac{4Q\eta_{\text{об}}}{\pi D^2 R_0} = \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 0,5} = 0,796 \text{ рад/с.}$$

Таблиця 5 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	D , мм	Q , л/с	m , мм	z , шт.	p , МПа	$\eta_{\text{мех}}$
1	32	0,4	1	18	2	0,92
2	40	0,3	2	20	4	0,93
3	50	0,2	3	22	6	0,94
4	63	0,1	4	24	8	0,95
5	80	0,2	5	20	10	0,96
6	100	0,3	4	24	12	0,95
7	125	0,4	3	22	14	0,94
8	160	0,5	2	20	12	0,93
9	125	0,4	1	20	10	0,92
10	100	0,3	5	20	8	0,91
11	80	0,1	5	18	6	0,9
12	63	0,1	6	18	4	0,91
13	50	0,1	5	18	6	0,92
14	40	0,2	4	20	8	0,93
15	32	0,3	3	20	10	0,94
16	25	0,4	2	18	2	0,95

Практична робота 4

ГІДРОЦИЛІНДРИ

Гідроциліндри – це об’ємні гідродвигуни з прямолінійним зворотно-поступовим рухом робочого органа (поршня або плунжера) відносно корпусу циліндра. Завдяки конструктивній простоті та експлуатаційній надійності гідроциліндри як гідродвигуни найбільше розповсюджені в сучасних машинах з об’ємним гідроприводом. За конструкцією гідроциліндри бувають поршневі, плунжерні та телескопічні (рисунок 9).

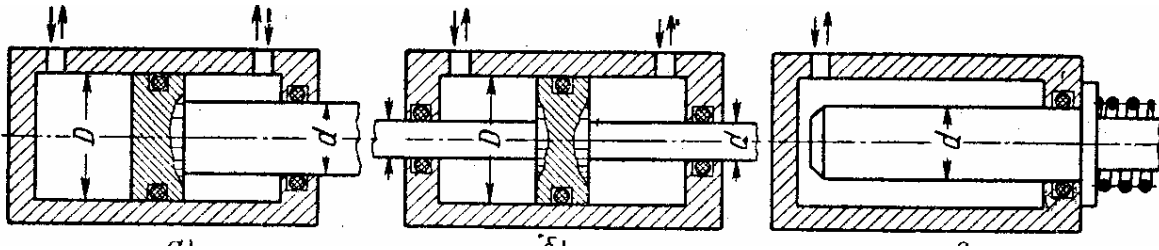


Рисунок 9 – Схеми силових гідроциліндрів

Основні параметри гідроциліндрів

Швидкість v та зусилля F , які розвивають плунжер або шток гідроциліндра визначають за такими формулами:

$$v = \frac{Q\eta_{об}}{S}; \quad (17)$$

$$F = p \cdot S\eta_{заг}, \quad (18)$$

де Q – витрати рідини, яка подається до робочої порожнини гідроциліндра, м³/с;

$\eta_{об}$ – об’ємний ККД гідроциліндра, який враховує виток рідини з гідроциліндра через ущільнення. При використанні нових манжетних ущільнень виток рідини нехтують, тому приймають $\eta_{об} = 1$;

S – площа поршня або торця плунжера, на яку діє тиск рідини, м^2 ;

p – тиск рідини в робочій порожнині гідроциліндра, Па ;

$\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД гідроциліндра.

Витрати рідини гідроциліндром визначаються за формулою

$$Q = \frac{v \cdot S}{\eta_{\text{об}}}. \quad (19)$$

Діаметр поршня розраховують за формулою (без урахування протитиску)

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p \cdot \eta_{\text{заг}}}}. \quad (20)$$

Приклад рішення задачі 6

У гідроциліндрі діаметром $D = 160$ мм (рисунок 10) ущільнення поршня і штока здійснюється за допомогою гумових кілець круглого перетину. Швидкість пересування поршня вліво $v = 0,1$ м/с, витрати робочої рідини в штоковій порожнині $Q = 0,5$ л/с. Визначити діаметр d штока гідроциліндра. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 6.

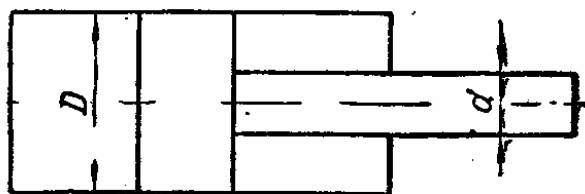


Рисунок 10 – Схема гідроциліндра

Рішення

При пересуванні поршня вліво рідина під тиском подається до штокової порожнини, тому користуючись формулою (19), отримуємо:

$$Q = \frac{v \cdot S}{\eta_{об}} = \frac{v \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot \eta_{об}}, \quad (21)$$

звідти отримуємо розрахункову формулу для розрахунків діаметра штока

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_{об}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{0,16^2 - \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,1}} = 0,138 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр штока $d = 140$ мм, за ГОСТ 6540-68 (див. додаток). При цьому фактична швидкість пересування поршня вліво складає:

$$v = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_{об}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot (0,16^2 - 0,14^2)} = 0,106 \text{ м/с.}$$

Таблиця 6 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	D , мм	V , м/с	Q , л/с
1	80	0,3	0,1
2	100	0,2	0,2
3	125	0,1	0,3
4	140	0,05	0,4
5	160	0,1	0,5
6	140	0,1	0,6
7	125	0,15	0,5
8	110	0,2	0,4
9	100	0,3	0,3
10	90	0,4	0,2
11	80	0,3	0,1
12	70	0,2	0,2
13	63	0,15	0,3
14	56	0,1	0,4
15	50	0,05	0,5
16	45	0,1	0,5

Приклад рішення задачі 7

На рисунку 11 показано телескопічний гідроциліндр (найчастіше використовується для вантажівок) з діаметрами ступенів $D_1 = 100$ мм, $D_2 = 110$ мм. Тиск робочої рідини в порожнині А складає $p = 5$ МПа, витрати рідини $Q = 8$ л/хв. Загальний ККД складає $\eta_{заг} = 0,96$. Ущільнення в гідроциліндрі – манжетні. Знайти швидкості v_1 та v_2 і зусилля F_1 і F_2 при роботі гідроциліндра відповідно до однієї ступені та двох. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 7.

Рішення

Зазначимо, що при поданні тиску в порожнечу А, першим починає рухатися більший ступінь (діаметром D_2), тільки після нього висувається менший ступінь (діаметром D_1). Здвигаются ступені в зворотному порядку.

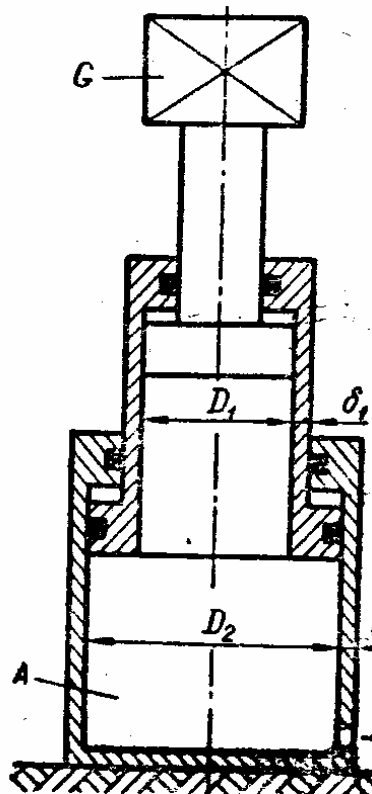


Рисунок 11 – Телескопічний гідроциліндр

Використовуючи формули (11) та (12), визначаємо:

$$v_1 = \frac{Q \cdot \eta_{об}}{S_1} = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_{об}}{\pi \cdot D_1^2} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,02 \text{ м/хв},$$

$$v_2 = \frac{Q \cdot \eta_{об}}{S_2} = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_{об}}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,11^2} = 0,84 \text{ м/хв},$$

$$F_1 = p \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \eta_{заг} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,96}{4} = 37,7 \text{ кН},$$

$$F_2 = p \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \eta_{заг} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,11^2 \cdot 0,96}{4} = 45,6 \text{ кН}.$$

Таблиця 7 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$D_1, \text{мм}$	$D_2, \text{мм}$	$p, \text{МПа}$	$Q, \text{л/хв}$	$\eta_{заг}$
1	40	45	1	4	0,92
2	50	56	2	5	0,93
3	63	70	3	6	0,94
4	80	90	4	7	0,95
5	100	110	5	8	0,96
6	110	125	6	9	0,97
7	125	140	7	10	0,96
8	140	160	8	11	0,96
9	160	180	9	12	0,95
10	180	200	10	13	0,94
11	200	220	9	14	0,93
12	220	250	8	15	0,92
13	250	280	7	15	0,91
14	280	320	6	15	0,9
15	320	360	5	15	0,91
16	360	400	4	15	0,92

ОБ'ЄМНИЙ ВИКОНАВЧИЙ ГІДРОПРИВОД

Мета розрахунку об'ємного гідروпривода – вибір гідравлічних приладів для рішення поставленої технічної задачі.

Практична робота 5

ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД З ГІДРОЦИЛІНДРОМ

В однодвигунному виконавчому гідроприводі від одного або групи насосів, які паралельно працюють, робоча рідина направляєється тільки до одного гідродвигуна, наприклад до гідроциліндра. Розрахунок однодвигунного гідропривода базується на попередніх положеннях.

Приклад рішення задачі 8

На рисунку 12 показана принципова схема виконавчого гідропривода з плунжерним гідроциліндром 1, який найчастіше використовується на вилкових фронтальних навантажувачах. Ущільнення гідроциліндра – манжетне. Діаметр плунжера $D = 200$ мм. Насос 4 розвиває тиск $p_n = 5,5$ МПа та має постійне подання рідини $Q_n = 16$ л/хв. Падіння тиску в напірній гідролінії від насоса до гідроциліндра складає $\Delta p = 0,5$ МПа, виток рідини з гідроапаратури $\Delta Q = 0,3$ л/хв. Загальний ККД гідроциліндра $\eta_{заг} = 0,94$. Визначити швидкість v та зусилля F , яке розвиває плунжер гідроциліндра. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 8.

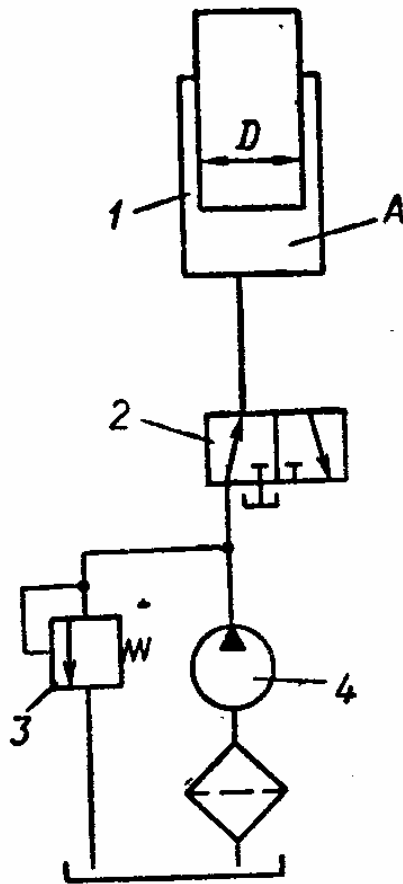


Рисунок 12 – Принципова схема виконавчого гідропривода

Рішення

Визначимо витрати рідини та тиск в робочій порожнині А гідроциліндра 1

$$Q = Q_n - \Delta Q = 16 - 0,3 = 15,7 \text{ л/хв};$$

$$p = p_n - \Delta p = 5,5 - 0,5 = 5 \text{ МПа.}$$

За формулами (11) та (12) визначаємо швидкість v та зусилля F , враховуючи, що при манжетному ущільненні об'ємний ККД приймається $\eta_{об} = 1$, і тому механічний ККД гідроциліндра дорівнює $\eta_m = \eta_{заг} / \eta_{об} = \eta_{заг} / 1 = \eta_{заг}$.

$$v = \frac{Q \cdot \eta_{об}}{S} = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_{об}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 15,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,5 \text{ м/хв};$$

$$F = p \frac{\pi \cdot D^2}{4} \eta_m = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,94}{4} = 147580 \text{ Н} = 147,6 \text{ кН.}$$

Таблиця 8 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$D_l, \text{ мм}$	$p, \text{ МПа}$	$Q, \text{ л/хв}$	$\Delta p, \text{ МПа}$	$\Delta Q, \text{ л/хв}$	$\eta_{заг}$
1	80	9	6	0,1	0,7	0,9
2	100	8	8	0,2	0,6	0,91
3	125	7	10	0,3	0,5	0,92
4	160	6	12	0,4	0,4	0,93
5	200	5,5	16	0,5	0,3	0,94
6	250	6	20	0,6	0,4	0,95
7	320	7	32	0,7	0,5	0,96
8	400	8	40	0,8	0,6	0,95
9	320	9	50	0,9	0,7	0,94
10	250	10	63	1	0,8	0,93
11	200	11	50	0,9	0,9	0,92
12	160	12	40	0,8	1,0	0,91
13	125	13	32	0,7	1,1	0,9
14	100	14	20	0,6	1,0	0,89
15	80	15	16	0,5	0,9	0,88
16	63	16	12	0,4	0,8	0,87

Приклад рішення задачі 9

На рисунку 13 показана принципова схема гідропривода з гідроакумулятором 2. За час циклу $T = 51,5 \text{ с}$ роботи об'ємного гідропривода поршень гідроциліндра робить два подвійних ходи з швидкістю руху вправо $v = 2 \text{ м/хв}$ та вліво $v_0 = 5 \text{ м/хв}$. Довжина ходу $l = 400 \text{ мм}$. Діаметр гідроциліндра $D = 100 \text{ мм}$, діаметр штоку $d = 60 \text{ мм}$. Прийняти коефіцієнт запасу подачі насоса $k = 1,16$. Визначити маневровий

об'єм W_m гідроаккумулятора 2 та подачу Q_n насоса 3. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 9.

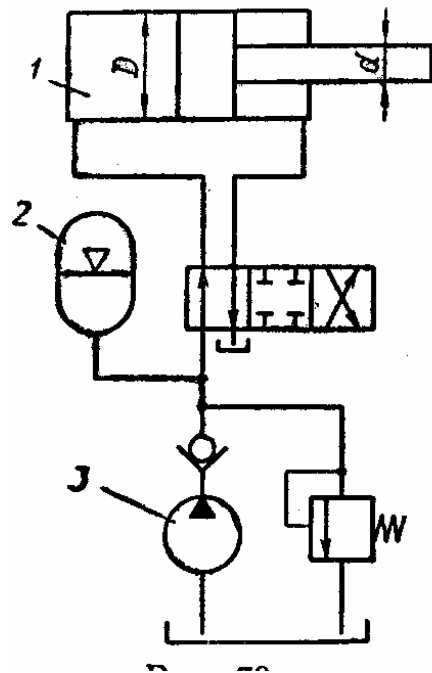


Рисунок 13 – Схема гідропривода з аккумулятором

Рішення

1 Визначимо сумарну тривалість t руху поршня гідроциліндра 1 за час одного циклу роботи об'ємного гідропривода:

$$t = \frac{2 \cdot l}{v} + \frac{2 \cdot l}{v_0} = \frac{2 \cdot 0,4}{2} + \frac{2 \cdot 0,4}{5} = 0,56 \text{ хв.} = 33,6 \text{ с.}$$

2 Об'єм рідини W , який потребує гідроциліндр 1 на два подвійних ходи поршня, складає:

$$W = 2 \left[\frac{\pi}{4} D^2 l + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l \right] = 0,5 \pi l (2D^2 - d^2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot (2 \cdot 0,1^2 - 0,06^2) = 0,0103 \text{ м}^3.$$

3 Середні витрати рідини гідроприводом за час одного циклу роботи:

$$Q_{cp} = \frac{W}{T} = \frac{0,0103}{51,5} = 0,0002 \text{ м}^3/\text{с} = 0,012 \text{ м}^3/\text{хв} = 12 \text{ л/хв.}$$

4 Обчислюємо маневровий об'єм гідроаккумулятора (це об'єм рідини, який поступає до гідроаккумулятора в процесі роботи гідропривода):

$$W_m = W - Q_{cp} \cdot t = 0,0103 - 0,0002 \cdot 33,6 = 0,00358 \text{ м}^3 = 3,58 \text{ л.}$$

5 З урахуванням заданого коефіцієнта запасу $k = 1,16$ подачі насоса 3, визначаємо достатню величину подачі насоса:

$$Q_n = k \cdot Q_{cp} = 1,16 \cdot 12 = 13,92 \text{ л/хв} \approx 14 \text{ л/хв.}$$

Таблиця 9 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$T, \text{ с}$	$V, \text{ м/хв}$	$V_o, \text{ м/хв}$	$l, \text{ мм}$	$D, \text{ мм}$	$d, \text{ мм}$
1	47	0,5	1	600	63	50
2	48	1	2	500	70	50
3	49	1,5	3	400	80	63
4	50	2	4	300	90	70
5	51,5	2	5	400	100	60
6	52	2,5	6	500	125	80
7	53	3	7	600	140	70
8	54	3,5	8	700	160	125
9	55	4	9	800	180	100
10	56	4,5	10	900	160	125
11	57	5	9	1000	140	70
12	58	5,5	8	900	125	80
13	57	6	7	800	100	60
14	56	4	6	700	90	70
15	55	2,5	5	600	80	63
16	54	2	4	500	70	50

Значення інших параметрів брати з прикладу рішення задачі 9.

Практична робота 6

ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД З ГІДРОМОТОРОМ

Приклад рішення задачі 10

На рисунку 14 показана принципова схема об'ємного гідропривода з дросельним регулюванням швидкості обертання гідромотора 1. Насос 3 розвиває тиск $p_n = 5$ МПа та має постійну подачу рідини $Q_n = 32$ л/хв. Витрати мастила гідромотором $q = 20$ см³/об. Визначити мінімальну частоту обертання вихідного вала гідромотора, якщо допустима втрата потужності через втрати мастила через гідроклапан 4 складає $N_{кл} = 1000$ Вт. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 10.

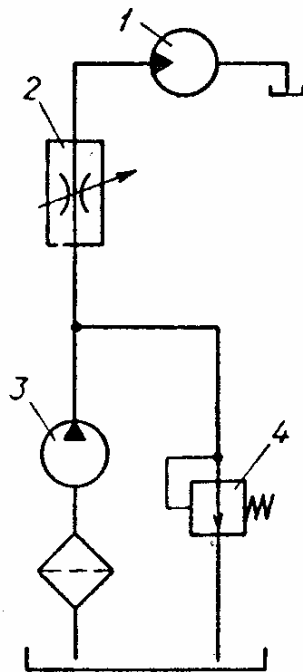


Рисунок 14 – Схема об'ємного гідропривода з дросельним регулюванням

Рішення

Потужність потоку мастила через гідроклапан 4 складає $N_{кл} = p_n Q_{кл}$,
тому витрати мастила через клапан складають:

$$Q_{кл} = \frac{N_{кл}}{p_n} = \frac{1000}{5 \cdot 10^6} = 0,0002 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Зазначимо, що при визначенні витрати мастила через гідроклапан перепадом тиску мастила від насоса до гідроклапана зазвичай нехтують. Оскільки частина об'єму мастила, що нагнічується насосом 3, зливається через гідроклапан 4, то через гідродроссель 2 до гідромотору 1 поступає мастило з витратою, яка є мінімальною:

$$Q = Q_n - Q_{кл} = \frac{32 \cdot 10^{-3}}{60} - 0,0002 = 0,00033 \text{ м}^3/\text{с}.$$

За формулою (7) визначаємо мінімальну частоту обертання вала гідромотора:

$$n = \frac{Q}{q} = \frac{0,00033}{20 \cdot 10^{-6}} = 16,5 \text{ об/с} = 990 \text{ об/хв}.$$

Таблиця 10 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$p_n, \text{ МПа}$	$Q_n, \text{ л/хв}$	$q, \text{ см}^3/\text{об}$	$N_{кл}, \text{ Вт}$
1	1	24	4	800
2	2	26	4	850
3	3	28	6,3	900
4	4	30	10	950
5	5	32	20	1000
6	6	34	25	1050
7	7	36	32	1100
8	8	38	40	1150
9	9	40	50	1200
10	10	38	50	1250
11	9	36	40	1300
12	8	34	32	1350
13	7	32	25	1400
14	6	30	10	1350
15	5	28	6,3	1300
16	4	26	4	1250

Практична робота 7

БАГАТОДВИГУННИЙ ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД

У багатодвиgunному об'ємному гідроприводі від одного або декількох насосів, які працюють паралельно, вся робоча рідина одночасно направляється до всіх або декількох гідродвиgunів. Рішення завдань багатодвиgunного виконавчого гідропривода базується на основних положеннях та формулах, які були наведені вище. Слід пам'ятати, що сумарні витрати мастила всіма працюючими гідродвиgunами цієї системи об'ємного гідропривода з урахуванням витоків з гідроапаратури дорівнюють витратам насоса (або сумарній подачі паралельно працюючих насосів).

Приклад рішення задачі 11

На рисунку 15 наведена принципова схема гідропривода з двома гідроциліндрами, які включені паралельно. Поршень гідроциліндра 1 діаметром $D_1 = 100$ мм пересувається праворуч зі швидкістю $v_1 = 4$ м/хв. Поршень гідроциліндра 2 діаметром $D_2 = 80$ мм. Насос 4 розвиває подачу $Q_n = 50$ л/хв. Виток рідини з гідроапаратури складає $Q_{вит.} = 200$ см³/хв, об'ємний ККД гідроциліндрів прийняти $\eta_{об} = 1$. Визначити швидкість v_2 переміщення праворуч поршня гідроциліндра 2. Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 11.

Рішення

По-перше, визначимо витрати мастила Q_1 гідроциліндром 1:

$$Q_1 = v_1 \frac{\pi D_1^2}{4\eta_{об}} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2}{60 \cdot 4 \cdot 1} = 0,00052 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По-друге, визначимо Q_2 гідроциліндром 2:

$$Q_2 = Q_n - Q_1 - Q_{ym} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{60} - 0,00052 - \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,00031 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тепер можемо знайти швидкість переміщення поршня гідроциліндра 2:

$$v_2 = \frac{4Q_2 \cdot \eta_{об}}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{4 \cdot 0,00031}{3,14 \cdot 0,08^2} = 0,057 \text{ м/с}.$$

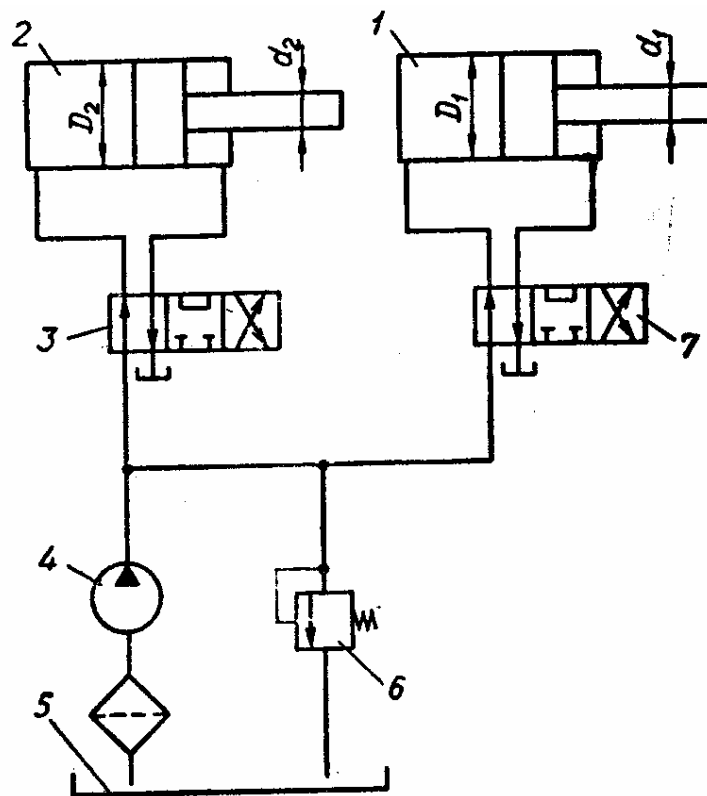


Рисунок 15 – Принципова схема гідропривода з двома гідроциліндрами

Таблиця 11 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$D_1, \text{мм}$	$v_1, \text{м/хв}$	$D_2, \text{мм}$	$Q_{\text{н}}, \text{л/хв}$	$Q_{\text{ват}}, \text{см}^3/\text{об}$
1	40	2,0	32	10	200
2	50	2,5	40	25	150
3	63	3,0	50	32	100
4	80	3,5	63	40	150
5	100	4,0	80	50	200
6	125	3,5	100	67	250
7	160	3,0	125	71	300
8	200	2,5	160	100	350
9	250	2,0	200	160	400
10	320	1,5	250	250	450
11	300	1,0	250	250	400
12	250	0,5	200	160	350
13	200	1,0	160	100	300
14	160	1,5	125	67	250
15	125	2,0	100	50	200
16	100	2,5	80	40	150

Приклад рішення задачі 12

На рисунку 16 наведена принципова схема гідропривода з двома гідромоторами 1 та 2 з робочими об'ємами відповідно $V_1 = 50 \text{ см}^3$, $V_2 = 80 \text{ см}^3$. Під час роботи об'ємного гідропривода падіння тиску рідини в гідролініях гідромотора 1 складає: в напірній $\Delta p_{\text{н}} = 0,1 \text{ МПа}$, у зливній $p_{\text{зл}} = 0,5 \text{ МПа}$. А в гідролініях гідромотора 2 сумарне падіння тиску мастила складає $p_2 = 0,3 \text{ МПа}$. Корисний крутний момент, який розвиває гідромотор 1 $M_1 = 45 \text{ Нм}$. Гідромеханічний ККД обох гідродвигунів складає $\eta_{\text{гм}} = 0,9$. Визначити, який корисний крутний момент M_2 розвиває гідромотор 2.

Вихідні дані для розрахунків за іншими варіантами наведені в таблиці 12.

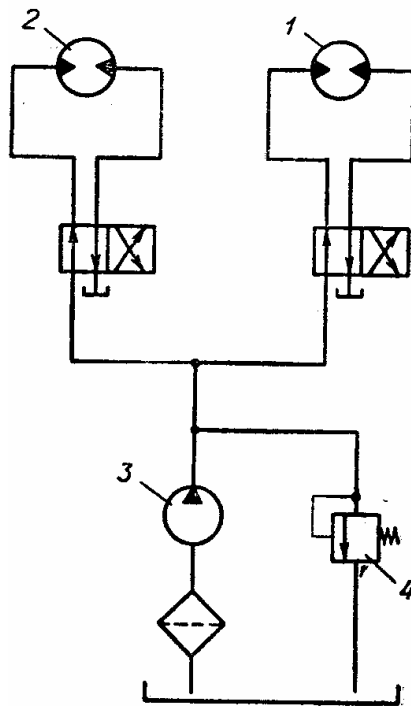


Рисунок 16 – Приведена принципова схема гідропривода з двома гідромоторами

Таблиця 12 – Вихідні дані для розрахунків

Варіант	$V_1, \text{см}^3$	$V_2, \text{см}^3$	$\Delta p, \text{МПа}$	$p_{зл}, \text{МПа}$	$M_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\eta_{2м}$
1	10	25	0,3	0,3	25	0,82
2	25	32	0,25	0,35	30	0,84
3	32	40	0,2	0,4	35	0,86
4	40	71	0,15	0,45	40	0,88
5	50	80	0,1	0,5	45	0,9
6	50	67	0,15	0,55	50	0,92
7	67	71	0,2	0,6	55	0,94
8	71	100	0,25	0,65	60	0,96
9	100	160	0,3	0,7	65	0,94
10	160	250	0,35	0,75	70	0,92
11	71	160	0,4	0,7	75	0,9
12	71	100	0,45	0,65	80	0,88
13	40	71	0,5	0,6	85	0,86
14	50	67	0,55	0,55	90	0,84
15	40	50	0,6	0,5	95	0,82
16	32	40	0,55	0,45	100	0,80

Рішення

Для розрахунку моменту необхідно знати перепад тиску p , при якому працює гідромотор 2. Якщо насос 3 розвиває тиск p_n , в його робочій порожнині гідромотора 2 тиск рідини p , а в його зливній порожнині p_{np} , то

$$\Delta p = p - p_{np} = p_n - \Delta p_n - p_{zl} = p_n - (\Delta p_n - p_{zl}) = p_n - \Delta p_2. \quad (22)$$

За вихідними даними, тиск в робочій порожнині гідромотора 1 складає $p=6,78$ МПа і насос розвиває тиск

$$p_n = p + \Delta p_n = 6,78 + 0,1 = 6,88 \text{ МПа.}$$

Корисний крутний момент гідромотора 2 складає

$$\begin{aligned} M_2 &= 0,159 \cdot \Delta p \cdot V \cdot \eta_{zm} = 0,159 \cdot (p_n - \Delta p_2) \cdot V \cdot \eta_{zm} = \\ &= 0,159 \cdot (6,88 - 0,3) \cdot 10^6 \cdot 80 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 = 75,3 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Ремарчук М. П. Проектування мобільних гідрофікованих кранів з телескопічною стрілою. Ч. 1. Розрахунок механізмів, стійкість, прилади безпеки : навч. посіб. Харків : УкрДУЗТ, 2018. 183 с.

2 Ремарчук М. П., Чмуж Я. В., Овсянніков С. І. Удосконалення схеми підключення силових гідроциліндрів в складі високомоментних гідромоторів. *Науковий вісник будівництва*. Харків: ХДТУБА, 2010. Вип. 58. С. 147-151.

3 Іванчук Я. В., Іскович-Лотоцький Р. Д. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Ч. 1. Основні закони, рівняння і визначення : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2019. 183 с.

4 Омельченко О. В., Цвіркун Л. О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100 с.

5 Колісніченко Е. В., Мандрика А. С., Панченко В. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій. Суми : Сумський державний університет, 2021. 176 с.

6 Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: підручник для здобувачів вищої освіти / Д. П. Журавель, І. П. Паламарчук, С. М. Уманський, В. І. Паламарчук; за ред. Д. П. Журавля. Київ: ЦП «Компринт», 2021. 449 с.

7 Панченко В. О., Панченко А. А. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів. Суми: СумДУ, 2018. 227 с.

8 Гідравліка і гідропривод: довідник / В. Г. Федоров, Н. С. Мамелюк, О. І. Кепко, О. С. Пушка; за ред. В. Г. Федорова. Умань: Видавничополіграфічний центр «Візаві», 2017. 135 с.

9 Соколов В. І., Кроль О. С., Єпіфанова О. В. Гідравліка. Северодонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2017. 160 с.

10 Буренніков Ю. А., Дерібо О. В., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи, гідропневмоавтоматика. Вінниця : Вінницький національний технічний університет, 2016. 100 с.

11 Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Вінниця : ВНТУ, 2014. 273 с.

12 Омельченко О. В., Цвіркун Л. О. Гідравлічні машини : метод. рук. до вивч. дисц. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2019. 52 с.

ДОДАТОК

1 Робочі об'єми V_0 , см³ або $\times 10^{-6}$ м³, насосів та гідромоторів по ГОСТ 13824-80 і ГОСТ 13825-80

10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000.

Примітки: 1 Ряд робочих об'ємів подано не повністю.

2 У скобках подано додатковий ряд робочих об'ємів.

3 При виборі значень номінальних робочих об'ємів перевагу слід віддавати основному ряду.

2 Ряд номінальних діаметрів, мм або $\times 10^{-3}$ м, гідроциліндрів, поршнів, штоків та плунжерів по ГОСТ 6540-68, ГОСТ 12447-80 та ГОСТ 12448-80

1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Примітки: 1 Ряд номінальних діаметрів по ГОСТ 6540-68 починається від 4 мм для штоків і від 10 мм для гідроциліндрів.

2 У скобках подано числа допоміжного ряду. При виборі значень діаметрів перевагу слід віддавати основному ряду.

3 Ряд діаметрів, що представлено, розповсюджується на золотники і т.п. пристрої об'ємного гідроприводу.

3 Значення умовних проходів D_y , мм або $\times 10^{-3}$ м, по ГОСТ 16516-80

1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Примітка – Умовний прохід – це діаметр круга, який округляється до найближчого значення з установленого ряду, площа якого дорівнює площі характерного прохідного перетину каналу пристрою або площі прохідного перетину.

РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНИХ ВИКОНАВЧИХ СИСТЕМ
АВТОМАТИКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахункових, контрольних і курсових робіт

з дисциплін

*«ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ
МАШИНИ»,*

«МАШИНИ ДЛЯ ВИДОБУТКУ КОРИСНИХ КОПАЛИН»,

«МАШИНИ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА ШЛЯХІВ»

Відповідальний за випуск Суранов О. О.

Підписано до друку 21.06.2024 р.

Умовн. друк. арк. 2,75. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного
транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.