

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування

Навчально-науковий механічний інститут
Кафедра будівельних, дорожніх та меліоративних машин



02-01-580М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт та самостійної роботи з
дисципліни **«Приводи машин та обладнання»** для здобувачів
вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-
професійною програмою «Створення та експлуатація машин і
обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-
методичною радою з якості НММІ
Протокол № 4 від 31.12.2024 р.

Рівне – 2024

Методичні вказівки до виконання практичних робіт та самостійної роботи з дисципліни «Приводи машин та обладнання» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Створення та експлуатація машин і обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання. [Електронне видання] / Серілко Д. Л., Нестеренко В. П. – Рівне : НУВГП, 2024. – 36 с.

Укладачі:

Серілко Д. Л., к.т.н., доцент кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин;

Нестеренко В. П., к.т.н., доцент кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин.

Методичні вказівки схвалено на засіданні кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин
Протокол № 9 від 31 грудня 2024 року

Відповідальний за випуск: Тхорук Є. І. к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин.

Керівник групи забезпечення спеціальності: Тхорук Є. І., к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин.

Попередня версія МВ 02-01-357

© Д. Л. Серілко,
В. П. Нестеренко, 2024
© НУВГП, 2024

ЗМІСТ

Загальні положення.....	4
Практична робота №1 Складання схем об'ємного гідроприводу.....	5
Практична робота №2 Вибір і розрахунок гідроциліндрів..	7
Практична робота №3 Вибір і розрахунок гідромоторів.....	11
Практична робота №4 Обґрунтування принципової схеми гідропривода, вибір насосів і гідроапаратів.....	13
Практична робота №5 Розрахунок гідро мережі.....	17
Практична робота №6 Потужність і ККД гідропривода.....	19
Практична робота №7 Розрахунок теплового режиму гідропривода.....	22
Практична робота №8 Розрахунок параметрів відцентрового компресора.....	24
Практична робота №9 Розрахунок силових двигунів	28
Теми для самостійної роботи	30
Список використаних джерел.....	31
Додатки.....	32

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

З практичного досвіду відомо, що при вивченні дисципліни “Приводи машин та обладнання” найбільші труднощі для студентів виникають при рішенні задач. При цьому відомо також, що саме ця практична частина курсу найбільшою мірою сприяє розвитку інженерного мислення, свідомому оволодінню курсом, виробленню навиків застосування теоретичних знань до рішення конкретних інженерних задач.

Силабусом даної дисципліни передбачене оволодіння правилами проектування об’ємного гідропривода, де необхідно: обґрунтувати схему і робочий тиск гідропривода, вибрати насоси, гідродвигуни, гідроапаратуру, визначити потужності і ККД, виконати розрахунок теплового режиму. Також наведений розрахунок параметрів відцентрового компресора та силового пневмодвигуна.

На практичних заняттях студенти повинні засвоїти способи рішення задач, які пов’язані із виконанням як окремих етапів проектування об’ємного гідропривода, так і проектування пневмоприводу.

Задачі складені так, що у результаті поетапно був виконаний його повний розрахунок.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1

Складання схем об'ємного гідроприводу

Мета роботи: Навчитися складати схеми об'ємного гідроприводу.

Задача 1. Зобразити умовні позначення: насоса нерегульованого, насоса регульованого, гідромотора (нерегульованого і регульованого), гідроциліндра (односторонньої і двосторонньої дії), гідробака, зворотного клапана, фільтра, гідророзподільника (двох-, трьох- і чотирихпозиційного), запобіжного клапана, гідродроселя, сповільнюючого клапана.

Задача 2. Побудувати схему об'ємного гідроприводу поступального руху з відкритою схемою циркуляції робочої рідини, що включає в себе насос, один вертикальний гідроциліндр двосторонньої дії (при опусканні поршня на нього діє і сила тиску рідини і сила тяжіння приведених механізмів), трьохпозиційний гідророзподільник, зворотній, запобіжний і сповільнюючий клапани, фільтр на зливній гідролінії і гідробак.

Розв'язок.

На схемі (рис. 1) спочатку зображується гідробак *Б*, насос *Н*, гідророзподільник *Р* і гідроциліндр *Ц*, потім – гідролінії: всмоктувальна 1, напірна 2, виконавча 3 і зливна 4. Для запобігання зворотнього руху робочої рідини (у випадку зупинки двигуна насосу) на напірній гідролінії встановлюється зворотній клапан *КЗВ*, що пропускає масло тільки в одному напрямку. Для запобігання системи від перевантажень встановлюється запобіжний клапан *КЗП*. Швидкість опускання поршня обмежується сповільнюючим клапаном *СК*, який складається із зворотного клапана і гідродроселя. Для захисту фільтра від надмірного підвищення тиску перед ним, що може виникнути від його забруднення, паралельно фільтру включений запобіжний клапан *КЗП1*.

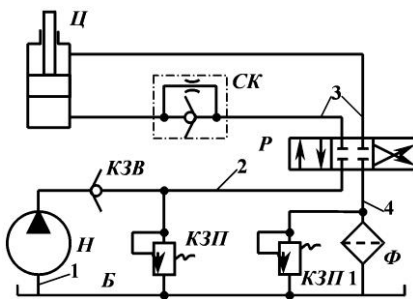


Рис. 1. Схема об'ємного гідроприводу

Задача 3. Скласти принципову схему об'ємного гідропривода бульдозера, що включає в себе два паралельно працюючих гідроциліндра, насос, чотирьохпозиційний гідророзподільник, зворотній і запобіжний клапани, всмоктувальну, напірну і зливну гідролінії, фільтр.

Відповідь: гідросхема бульдозера показана на рис. 2. Вона включає в себе гідробак *Б*, з'єднаний всмоктувальним трубопроводом 1 з насосом *Н*, що подає робочу рідину по напірному трубопроводу 2 до чотирьохпозиційного гідророзподільника *Р*.

На малюнку показане нейтральне положення золотника гідророзподільника, при якому робоча рідина вільно проходить через гідророзподільник *Р* і фільтр Φ по трубопроводах 2 і 3 у бак *Б*.

При опусканні золотника робоча рідина від насоса через зворотній клапан *КЗВ* і гідророзподільник *Р* по трубопроводах 4, 6 і 11 нагнітається в нижні (штокові) порожнини гідроциліндрів *Ц1* і *Ц2*. Відбувається підйом поршнів. З верхньої (поршневої) порожнини гідроциліндрів робоча рідина зливається в бак. При цьому вона проходить по трубопроводу 12 через розподільник *Р* і трубопроводи 5, 10, 13 і 3.

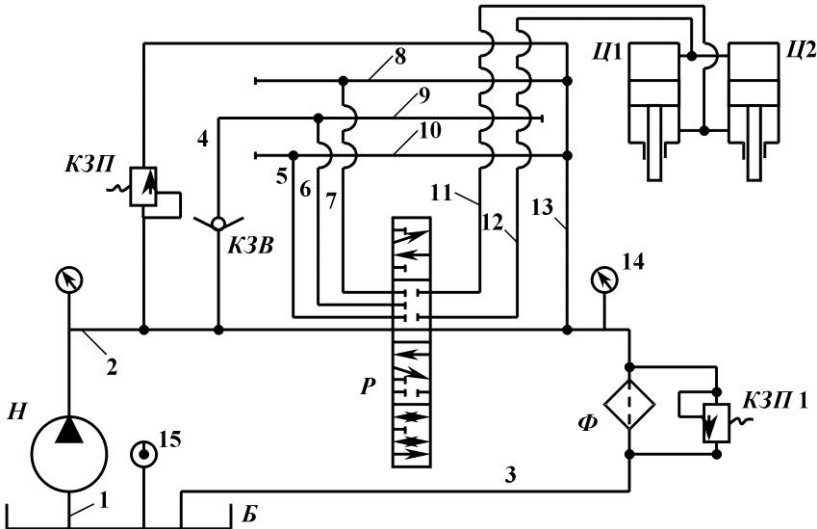


Рис. 2. Схема об'ємного гідропривода бульдозера

При підйомі золотника робоча рідина від насоса по трубопроводах 4, 6 і 12 через розподільник *Р* надходить у верхні (поршневі)

порожнини гідроциліндрів. Відбувається опускання поршнів. З нижньої (штокової) порожнини робоча рідина по трубопроводах 11, 7, 8, 13 і 3 зливається в бак Б.

Крайнє верхнє положення золотника відповідає плаваючому положенню поршнів гідроциліндрів, що забезпечує відвалу бульдозера вільне ковзання по ґрунту. Від насоса рідина вільно проходить через гідророзподільник по напірному 2 і зливному 3 трубопроводах у бак Б. Верхні порожнини гідроциліндрів сполучені з нижніми через трубопроводи 12, 5, 10, 8, 7, 11.

На зливній гідролінії 3 встановлений фільтр Φ , паралельно якому розташований запобіжний клапан *КЗП 1* для запобігання руйнування зливного трубопроводу 3 і фільтроелементу при його критичному забрудненні.

Для контролю за тиском у гідросистемі встановлені манометри 14 і 16. Температура робочої рідини вимірюється датчиком 15.

Задача 4. Побудувати схему гідропривода будівельної машини, в яку входять: гідроциліндри *Ц1, Ц2, Ц3*, два паралельно працюючих гідроциліндра *Ц4* і *Ц4'* і гідромотор *М*. Передбачається, що гідродвигуни одночасно не працюють і що вони живляться від одного насоса. В систему включити зворотні, запобіжні і сповільнюючі клапани, багатозолотниковий гідророзподільник, фільтр, бак.

Відповідь: схема гідропривода показана на рис. 4.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №2

Вибір і розрахунок гідроциліндрів

Мета роботи: Навчитися вибирати і розраховувати гідроциліндри.

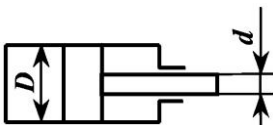


Рис. 3. Розрахункова схема гідроциліндра

Швидкість поршня і зусилля на штоці (рис. 3) визначаються за формулами:

а) при русі поршня вправо

$$v = 4Q \cdot \eta_{\text{оц}} / (\pi \cdot D^2); \quad (1)$$

$$F = (p - p_{\text{пр}}) \cdot \pi \cdot D^2 \eta_{\text{мц}} / 4; \quad (2)$$

б) при русі поршня вліво

$$v = 4Q \cdot \eta_{\text{оц}} / [\pi \cdot (D^2 - d_{\text{ш}}^2)]; \quad (3)$$

$$F' = (p - p_{np}) \cdot \pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2) \cdot \eta_{мц} / 4. \quad (4)$$

де Q – витрата робочої рідини; p – робочий тиск; p_{np} – протитиск в зливній порожнині; D і $d_{ш}$ – діаметри поршня і штока відповідно; $\eta_{мц}$ – механічний ККД гідроциліндра; $\eta_{оц}$ – його об'ємний ККД.

На практичних заняттях рекомендується розв'язати наступні задачі.

Задача 5. Вибрати гідроциліндри для гідропривода будівельної машини, схема якої зображена на рис. 4. Зусилля на штоках і швидкості переміщення поршнів задані:

Гідроциліндри	Ц1	Ц2	Ц3	Ц4 і Ц4'
Зусилля F , кН	$3 \cdot (a+b)$	$5 \cdot (a+b)$	$8 \cdot (a+b)$	$2 \cdot (a+b)$
Швидкість g , дм/с	1,0	1,5	0,7	0,8

Номінальний тиск в системі $p_n = (a + b) + 5$ МПа.

a – передостання цифра залікової книжки;

b – остання цифра залікової книжки.

Розв'язок.

$F = 67$ кН, $p = 10$ МПа, $g = 1$ дм/с.

Розглянемо детальніше лише розрахунок гідроциліндра Ц1.

1. З рівняння рівноваги поршня

$$p_n \cdot \pi \cdot D'^2 \cdot \eta_{мц} / 4 = F$$

знаходимо його діаметр

$$D' = \sqrt{4F / (\pi \cdot p_n \cdot \eta_{мц})} = \sqrt{4 \cdot 67 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,95)} = 0,094 \text{ м,}$$

де $\eta_{мц} = 0,95 \dots 0,97$ – механічний ККД гідроциліндра. Закруглюємо отримане значення D' до стандартного (Додаток 1) $D = 100$ мм.

Діаметр штока $d_{ш} = kD$, де $k = 0,5$, при $F = 30 \dots 100$ кН і $k = 0,6$ при $F = 30 \dots 100$ кН; $d_{ш} = 0,5 \cdot 100 = 50$ мм.

Обчислене значення $d_{ш}$ співпадає зі стандартним. Хід поршня прийемо рівним $h = 500$ мм.

2. Витрата рідини гідроциліндром

$$Q = \pi \cdot D^2 \cdot g / 4 \eta_{оц} = 3,14 \cdot 1^2 \cdot 1 / 4 \cdot 1 = 0,78 \text{ дм}^3/\text{с,}$$

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

3. Товщина стінки гільзи гідроциліндра

$$\begin{aligned} \delta' &= 1,25 p_n \cdot D / (2[\sigma]) + \Delta \delta = \\ &= 1,25 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,1 / (2 \cdot 150 \cdot 10^6) + 0,0025 = 0,0067 \text{ м,} \end{aligned}$$

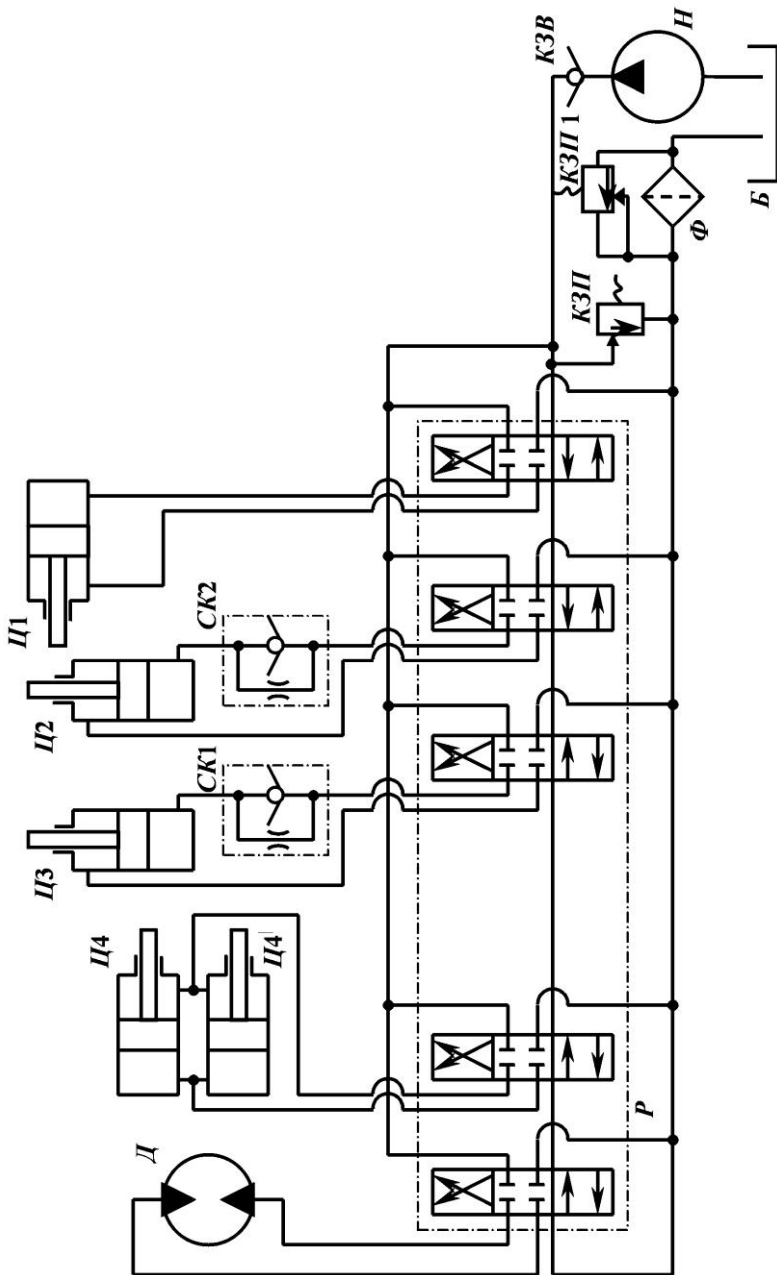


Рис. 4. Однопотокова схема об'ємного гідропривода

де $[\sigma]=150$ МПа – допустима напруга для сталі; $\Delta\delta=2\dots3$ мм – збільшення на розточування і корозію.

Приймаємо товщину стінки гідроциліндра $\delta = 7$ мм.

Внутрішній діаметр пустотілого штока

$$d_{ви} = \sqrt{d_{ш}^2 - 4F/(\pi[\sigma])} - \Delta\delta = \\ = \sqrt{0,05^2 - 4 \cdot 67 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 150 \cdot 10^6)} - 0,02 = 0,038 \text{ м.}$$

4. Критичне зусилля, при якому шток гідроциліндра втрачає стійкість

$$F_{кр} = \eta_2 \cdot E \cdot I_2 / l_2^2 = k_2^2 \cdot E \cdot I_2, \quad (a)$$

де $E=2 \cdot 10^{11}$ Па – модуль пружності сталі;

$I_2 = \pi \cdot (d_{ш}^4 - d_{ви}^4) / 64 = 3,14 \cdot (0,05^4 - 0,038^4) / 64 = 20,43 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ – момент інерції поперечного перерізу штока; $l_2=h=0,5$ м – хід штока; $\eta_2 = k_2^2 \cdot l_2^2$, причому k_2 – найменший позитивний корінь трансцендентного рівняння

$$\text{ctg}(k_2 \cdot l_2) + \text{ctg}(k_2 \cdot l_2 / \sqrt{b}) / \sqrt{b} = 0 \quad (б)$$

в якому $b=I_1 / I_2$ (I_1 – момент інерції поперечного перерізу гільзи гідроциліндра);

$$I_1 = \pi \cdot (D_n^4 - D^4) / 64 = 3,14 \cdot (0,114^4 - 0,100^4) / 64 = 338 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$b = I_1 / I_2 = 338 \cdot 10^{-8} / 20,43 \cdot 10^{-8} = 16,54;$$

$$D_n = D + 2\delta = 0,1 + 2 \cdot 0,07 = 0,114 \text{ м.}$$

Після підстановки в (б) значень l_2 і b одержим:

$$-\text{ctg}(0,5k_2) = 0,2459 \cdot \text{ctg}(0,1229k_2) \quad (в)$$

Для рішення рівняння побудуємо графіки функцій $f_1(k_2) = -\text{ctg}(0,5k_2)$ і $f_2(k_2) = 0,2459 \text{ctg}(0,1229k_2)$ за даними табл. 1 (рис. 5).

Таблиця 1

k_2	$f_1(k_2) = -\text{ctg}(0,5k_2)$	$f_2(k_2) = 0,2459 \text{ctg}(0,1229k_2)$
2	-0,642	0,98
3	-0,071	0,71
4	+0,459	0,46
5	+1,341	0,35
6	+7,056	0,27

Абсциса точки перетину графіків $f_1(k_2)$ і $f_2(k_2)$ є значенням $k_2 \approx 4 \text{ м}^{-1}$.

Критичне зусилля

$$F_{кр} = k_2^2 \cdot E \cdot I_2 = 4^2 \cdot 2 \cdot 10^1 \times 20,43 \cdot 10^{-8} = 654 \text{ кН.}$$

Коефіцієнт запасу стійкості гідроциліндра

$$k_c = F_{кр} / F = 654 / 67 = 9,8.$$

Шток можна вважати стійким, якщо він долає зусилля F , що не перевершує критичного зусилля.

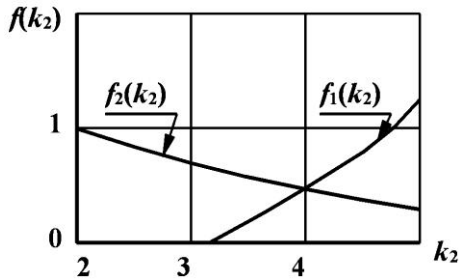


Рис. 5. Графіки функцій $f_1(k_2)$ і $f_2(k_2)$

Задача 6. До гідроциліндру ЦІ з діаметром поршня D , мм і діаметром штока $d_{ш}$, мм (див. рис. 4) підводиться рідина з тиском p , МПа і витратою Q л/с. Визначити швидкість переміщення поршня і зусилля на штоці при русі його вправо і ліво, якщо протитиск $p_{пр} = 0,1$ МПа, механічний ККД $\eta_{мц} = 0,95$, об'ємний ККД $\eta_{оц} = 1$.

Розв'язок.

$$D = 160 \text{ мм}; d_{ш} = 80 \text{ мм}; Q = 0,157 \text{ л/с.}$$

а) поршень переміщується вправо:

$$g = 4Q \cdot \eta_{оц} / (\pi \cdot D^2) = 4 \cdot 0,157 \cdot 1 / (3,14 \cdot 1,6^2) = 0,078 \text{ дм/с};$$

$$F = (p - p_{пр}) \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \eta_{мц} / 4 =$$

$$= (10 - 0,1) \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,16^2 \cdot 0,95 / 4 = 189 \text{ кН};$$

б) поршень переміщується ліво:

$$g' = 4Q \cdot \eta_{оц} / (\pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2)) = 4 \cdot 0,157 \cdot 1 / (3,14 \cdot (1,6^2 - 0,8^2)) = 0,104 \text{ дм/с};$$

$$F' = (p - p_{пр}) \cdot \pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2) \cdot \eta_{мц} / 4 =$$

$$= (10 - 0,1) \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (0,16^2 - 0,08^2) \cdot 0,95 / 4 = 142 \text{ кН.}$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №3

Вибір гідромоторів

Мета роботи: Навчитися вибирати гідромотори.

Крутний момент і частота обертання вала гідромотора визначаються за формулами:

$$M = (p - p_{np}) \cdot V_0 \cdot \eta_{zmm} / 2\pi ; \quad (5)$$

$$n = Q \cdot \eta_{ом} / V_0 ; \quad (6)$$

витрата робочої рідини гідромотором

$$Q = V_0 \cdot n / \eta_{ом} ; \quad (7)$$

корисна і повна потужності гідромотора:

$$N_k = M \cdot 2\pi \cdot n = (p - p_{np}) \cdot Q \cdot \eta = \Delta p \cdot V_0 \cdot n \cdot \eta_{zmm} ; \quad (8)$$

$$N = N_k / \eta = (p - p_{np}) \cdot Q = M \cdot 2\pi \cdot n / \eta , \quad (9)$$

де p – тиск на вході; p_{np} – тиск на виході; V_0 – робочий об'єм гідропотока; $\eta_{ом}$, η_{zmm} , $\eta = \eta_{ом} \cdot \eta_{zmm}$ – відповідно об'ємний, гідромеханічний і загальний ККД гідромотора; n – частота обертання вала гідромотора.

На практичному занятті рекомендується розв'язати наступні задачі.

Задача 7. Вибрати гідромотор для гідропривода, схема якого показана на рис. 4. Він повинен розвивати крутний момент $M=(a+b) \cdot 10$ Нм, при частоті обертання $n=(500+a \cdot 100+b \cdot 50)$ хв.⁻¹ і тиску $p=(a+b)+5$ МПа.

a – передостання цифра залікової книжки;

b – остання цифра залікової книжки.

Розв'язок.

$M=65$ Нм; $n=500$ хв.⁻¹; $P=10$ МПа.

По заданих значеннях крутного моменту і частоти обертання визначається потужність гідромотора:

$$N'_m = \pi \cdot n \cdot M / (30\eta) = 3,14 \cdot 500 \cdot 65 / (30 \cdot 0,85) = 4,0 \text{ кВт},$$

де $\eta = 0,80 \dots 0,90$ – ККД гідромотора.

Вибираємо гідромотор (Додаток 2) параметри якого (M , n , N) найбільш наближено відповідають заданим і відповідним розрахунковим параметрам.

Вибираємо гідромотор 2МНШ-0,06: крутний момент вибраного двигуна $M = 67$ Нм, частота обертання $n = 500$ хв.⁻¹, тиск $p = 10$ МПа, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,9$, повний ККД $\eta = 0,7$, потужність $N = 5$ кВт, робочий об'єм $V_0 = 0,60$ дм³.

Витрата масла вибраним гідромотором:

$$Q = V_0 \cdot n / (60\eta_{ом}) = 0,06 \cdot 500 / (60 \cdot 0,9) = 0,55 \text{ дм}^3/\text{с}.$$

Задача 8. Визначити потужність, яку споживає гідромотор, якщо його корисний крутний момент M , частота обертання n , робочий об'єм V_0 , перепад тиску в гідромоторі $\Delta p = (a+b) \cdot 5$ МПа, об'ємний ККД $\eta_{ом} = 0,95$.

Розв'язок.

$M=95$ Нм; $n=50$ с⁻¹; $\Delta p=10$ МПа.

Знаходимо гідромеханічний і загальний ККД гідромотора:

$$\eta_{гмм} = 2\pi \cdot M / (\Delta p \cdot V_0) = 2 \cdot 3,14 \cdot 95 / (10 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot 10^{-3}) = 0,75;$$

$$\eta = \eta_{гмм} \cdot \eta_{ом} = 0,75 \cdot 0,9 = 0,675.$$

Корисна потужність гідромотора:

$$N_{к} = 2\pi \cdot n \cdot M = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 95 = 30 \text{ кВт.}$$

Потужність необхідна для привода гідромотора:

$$N = N_{к} / \eta = 30 / 0,675 = 44,4 \text{ кВт.}$$

Задача 9. Визначити об'ємний, гідромеханічний і загальний ККД гідромотора, якщо витрата масла гідромотором Q л/с, крутний момент на валу гідромотора M Нм, частота обертання n с⁻¹, робочий об'єм V_0 дм³, перепад тиску в гідромоторі Δp .

Розв'язок.

$Q=1,25$ л/с; $M=47,7$ Нм, $n=25$ с⁻¹, $V_0=0,040$ дм³, $\Delta p=10$ МПа.

Об'ємний ККД

$$\eta_{ом} = V_0 n / Q = 0,04 \cdot 25 / 1,25 = 0,8.$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{гмм} = N_{к} / (\Delta p V_0 n) = 2\pi M / (\Delta p V_0 n) =$$

$$= 2 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot 47,7 / (10 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-6} \cdot 25) = 0,75.$$

Загальний ККД

$$\eta = \eta_{ом} \cdot \eta_{гмм} = 0,8 \cdot 0,75 = 0,60.$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №4

Обґрунтування принципової схеми гідропривода будівельної машини, вибір насосів і гідроапаратів

Мета роботи: Навчитися обґрунтовувати принципові схеми гідроприводів будівельних машини, вибирати насоси і гідроапарати.

Схема гідропривода може бути однопотоковою, якщо всі

гідродвигуни живляться від одного або декількох насосів, що подають робочу рідину в одну напірну гідролінію, і багатопотоковою, якщо гідродвигуни приводяться в рух від двох чи більше насосів, які подають робочу рідину в різні напірні гідролінії.

Схема може бути однопоточною, якщо:

а) усі гідродвигуни потребують однакою робочу рідину і однаковий характер роботи (періодичний або беззупинний);

б) усі гідродвигуни мають такі витрати робочої рідини, значення яких знаходяться в межах зміни подачі регульованим насосом (якщо такий прийнятий);

в) втрати потужності через злив надлишку масла у випадку застосування нерегульованого насоса не перевищують допустимого значення (в даних задачах приймаємо $[N_{кл}] \leq 3,0$ кВт):

$$N_{кл} = p_n \cdot (Q_{\max} - Q_{\min}), \quad (10)$$

де p_n – прийнятий номінальний тиск; Q_{\max} і Q_{\min} – максимальна і мінімальна витрата масла гідродвигунами.

На практичних заняттях рекомендується вирішити наступні задачі.

Задача 10. Для гідропривода будівельної машини, принципова схема якого показана на рис. 4, перевірити допустимість установки лише одного насоса (однопотокова схема, коли всі гідродвигуни Ц1, Ц2, Ц3, Ц4 і М живляться від одного насоса) за умови, що всі гідродвигуни одночасно не працюють. Параметри гідроциліндрів і гідромотора див. завдання 2 і завдання 3. Робочий тиск $P=(a+b)+5$ МПа: де a – передостання цифра залікової книжки; b – остання цифра залікової книжки.

Потрібно також вибрати насос і гідроапаратуру, параметри гідроциліндрів приведені в табл. 2.

Таблиця 2

Параметри гідроциліндрів

Параметри	Гідроциліндри			
	Ц1	Ц2	Ц3	Ц4 і Ц4'
Зусилля на штоці, кН				
Швидкість поршня, дм/с	1,0	1,5	0,7	0,8
Діаметр поршня, мм				
Витрата масла, л/с				

Параметри гідроциліндрів

Параметри	Гідроциліндри			
	Ц1	Ц2	Ц3	Ц4 і Ц4'
Зусилля на штоці, кН	67	42	81	26
Швидкість поршня, дм/с	1,0	1,5	0,7	0,8
Діаметр поршня, мм	100	80	110	63
Витрата масла, л/с	0,78	0,75	0,66	0,25

Гідромотор 2МНШ-0,06 має крутний момент $M=67$ Нм, частота обертання $n=500$ хв.⁻¹, витрата масла $Q=0,55$ л/с, робочий об'єм $V_0=0,060$ дм³, об'ємний ККД $\eta_{ом}=0,9$, загальний ККД $\eta_m=0,7$, потужність $N=5,0$ кВт. Допустима втрата потужності в гідроклапані прийнята рівною $[N_{кл}] \leq 2,5$ кВт.

1. Насос, від якого по черзі будуть живитися всі гідродвигуни, повинен мати подачу не меншу, ніж витрата масла найбільшим гідродвигуном ($Q \geq 0,78$ л/с). При роботі інших гідродвигунів надлишок масла повинен зливатися в бак через переливний клапан. Втрати потужності при цьому складуть:

$$N_{кл}^{1-2} = p_n \cdot (Q_1 - Q_2) = 10^7 \cdot (0,78 - 0,75) \cdot 10^{-3} = 300 \text{ Вт} < 2,5 \text{ кВт};$$

$$N_{кл}^{1-3} = p_n \cdot (Q_1 - Q_3) = 10 \cdot 10^6 \cdot (0,78 - 0,66) \cdot 10^{-3} = 1200 \text{ Вт} < 2,5 \text{ кВт};$$

$$N_{кл}^{1-4} = p_n \cdot (Q_1 - Q_4) = 10 \cdot 10^6 \cdot (0,78 - 2 \cdot 0,25) \cdot 10^{-3} = 2800 \text{ Вт} > 2,5 \text{ кВт};$$

$$N_{кл}^{1-5} = p_n (Q_1 - Q_5) = 10 \cdot 10^6 \cdot (0,78 - 0,50) \cdot 10^{-3} = 2800 \text{ Вт} > 2,5 \text{ кВт}.$$

Оскільки втрати потужності через злив масла через клапан у перших двох випадках менше допустимого значення $[N_{кл}] = 2,5$ кВт, то гідроциліндри Ц1, Ц2 і Ц3 повинні живитися від одного насоса, а гідромотор М і гідроциліндри Ц4 і Ц4' – від іншого.

Отже, замість однопотокової схеми гідропривода (рис. 4) необхідно застосувати двопотокову (рис. 6).

2. Виберемо насос для гідропривода з гідроциліндрами Ц1, Ц2 і Ц3 за найбільшою витратою $Q=0,78$ л/с і тиском $p=10$ МПа.

Гідронасос вибирається із додатку 3 за робочим тиском та подачею ($n \cdot V$), л/с

Цим параметрам найкраще відповідає шестеренний насос НШ-46:

$$Q=0,8 \text{ л/с}; \quad p=10 \dots 13,5 \text{ МПа}; \quad n=1100 \dots 1650 \text{ хв.}^{-1}; \quad \eta_{ом}=0,92;$$

$\eta_m=0,80$; $V_0=0,0473 \text{ дм}^3$; $N=8 \text{ кВт}$.

3. Виберемо насос для гідропривода з гідроциліндрами Ц4 і Ц4' і гідромотором М за найбільшою подачею $Q=0,5 \text{ л/с}$ і тиском $p=10 \text{ МПа}$. Вибираємо насос НШ-32, який характеризується наступними параметрами:

$Q=0,55 \text{ л/с}$; $p=10\dots13,5 \text{ МПа}$; $n=1100\dots1650 \text{ хв}^{-1}$; $V_0=0,0326 \text{ дм}^3$; $\eta_{om}=0,92$; $\eta_m=0,80$; $N=5,5 \text{ кВт}$.

Гідроапаратуру – гідророзподільники, запобіжні і зворотні клапани, а також фільтр – вибирають за витратами рідини і номінальним тиском.

Задача 11. Скласти й обґрунтувати принципову схему гідропривода, що включає в себе однакові і паралельно включені гідроциліндр і гідромотор, а також вибрати для нього насос. Зусилля на штоці гідроциліндра $F=40 \text{ кН}$, швидкість переміщення поршня $\vartheta=0,8 \text{ дм/с}$, робочий тиск $p=16 \text{ МПа}$. Корисний момент на валу гідромотора $M=70 \text{ Нм}$; частота обертання його вала $n=3000 \text{ хв}^{-1}$.

Відповідь: схема гідропривода – двопотокова; насос для гідропривода поступального руху – 210.12, для гідропривода обертального руху – 210.20.

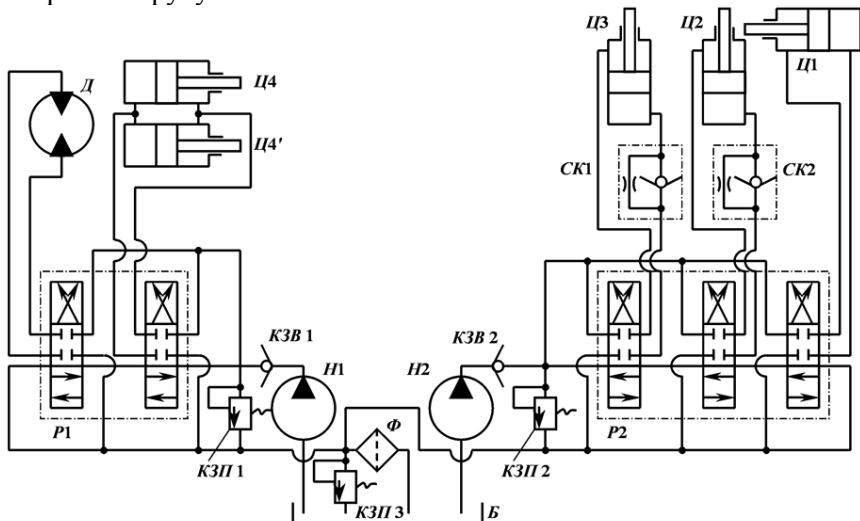


Рис. 6. Двопотокова схема об'ємного гідропривода

ПРАКТИЧНА РОБОТА №5

Розрахунок гідромережі

Мета роботи: Навчитися виконувати розрахунок гідромережі.

Розрахунок гідромережі складається з визначення діаметрів трубопроводів і втрат тиску в них.

На практичному занятті рекомендується вирішити наступну задачу.

Задача 12. Визначити діаметри всмоктувальної, напірної і зливної гідролінії, а також знайти втрати тиску в гідролініях гідропривода, який включає в себе два паралельно включених гідроциліндра Ц4 і Ц4' і гідромотор (див. рис. 5) M дані вибираються із завдання 4.

Вихідні дані для розрахунку: витрата робочої рідини Q л/с; довжина всмоктувального трубопроводу $l_6=0,2$ м, напірного $l_н=5$ м, зливної $l_з=2$ м. Робочі рідини: для літніх умов роботи гідропривода МГ-30, для зимових АМГ-10 (Додаток 7). Місцеві опори в напірній гідролінії – зворотній клапан, гідророзподільник, чотири закруглених коліна, вхід у гідродвигун і вихід з нього. Місцеві опори на зливній гідролінії: фільтр і три закруглених коліна. Номінальний тиск у гідросистемі $p_н = a + b + 5$ МПа, де a – передостання цифра залікової книжки; b – остання цифра залікової книжки.

Розв'язок.

1. Визначимо діаметри гідролінії по витраті рідини $Q=0,55$ л/с і рекомендованим значенням середніх швидкостей: для всмоктувальної гідролінії $g_{6c}=(b/10)+0,5$ м/с, для напірної $g_н=(b/10)+4$ м/с, для зливної $g_з=(b/10)+2,3$ м/с, $g'_{6c}=0,5\dots 1,5$ м/с, $g'_н=4\dots 5$ м/с, $g'_з=1,4\dots 2,25$ м/с.

Скористаємося формулою $g' = 4Q/(\pi d')$, з якої $d' = \sqrt{4Q/(\pi g')}$;

$$d'_{6c} = \sqrt{4 \cdot 0,550 / (3,14 \cdot 10,0)} = 0,265 \text{ дм} \approx 27 \text{ мм};$$

$$d'_н = \sqrt{4 \cdot 0,550 / (3,14 \cdot 45,0)} = 0,125 \text{ дм} \approx 13 \text{ мм};$$

$$d'_з = \sqrt{4 \cdot 0,550 / (3,14 \cdot 18,0)} = 0,197 \text{ дм} \approx 20 \text{ мм}.$$

Заокруглюємо ці результати до стандартних значень (Додаток 4):

$$d_{ec}=32 \text{ мм}; d_n=16 \text{ мм}; d_3=20 \text{ мм}.$$

Обчислюємо швидкості, що відповідають прийнятим діаметрам гідроліній:

$$g_{ec} = 4Q / (\pi \cdot d_{ec}^2) = 4 \cdot 0,55 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 0,032^2) = 0,68 \text{ м/с};$$

$$g_n = 4Q / (\pi \cdot d_n^2) = 4 \cdot 0,55 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 0,016^2) = 2,74 \text{ м/с};$$

$$g_3 = 4Q / (\pi \cdot d_3^2) = 4 \cdot 0,55 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 0,02^2) = 1,75 \text{ м/с}.$$

2. Знаходимо кінематичну в'язкість робочих рідин при $t=50^\circ\text{C}$ і обчислюємо числа Рейнольдса для літнього і зимового масла (МГ-30 і АМГ-10):

$$\nu_l = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \quad \nu_3 = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{Re}_{nl} = g_n \cdot d_n / \nu_l = 2,74 \cdot 0,016 / (30 \cdot 10^{-6}) = 1460;$$

$$\text{Re}_{3l} = g_3 \cdot d_3 / \nu_l = 1,75 \cdot 0,02 / (30 \cdot 10^{-6}) = 1170;$$

$$\text{Re}_{nz} = V_n \cdot d_n / \nu_3 = 2,74 \cdot 0,016 / (10 \cdot 10^{-6}) = 4380;$$

$$\text{Re}_{3z} = V_3 \cdot d_3 / \nu_3 = 1,75 \cdot 0,02 / (10 \cdot 10^{-6}) = 3510.$$

3. Обчислюємо коефіцієнти гідравлічних втрат на тертя за формулами:

$$\lambda = 75/\text{Re} \text{ при } \text{Re} \leq 2300; \quad \lambda = 0,3164/\text{Re}^{0,25} \text{ при } \text{Re} > 2300;$$

а) для напірного трубопроводу:

$$\lambda_{nl} = 75/1460 = 0,051; \quad \lambda_{nz} = 0,3164/\sqrt[4]{4380} = 0,039;$$

б) для зливного трубопроводу:

$$\lambda_{3l} = 75/1170 = 0,064; \quad \lambda_{3z} = 0,3164/\sqrt[4]{4380} = 0,039.$$

4. Знаходимо суму коефіцієнтів місцевих опорів для напірного і зливного трубопроводів:

а) місцеві опори в напірному трубопроводі: зворотній клапан $\xi_{кл}=(a+b)0,3$, гідророзподільник $\xi_p=4$, чотири заокруглених коліна $\xi_{\kappa}=0,15$, вхід у гідродвигун $\xi_{вх}=0,8$, вихід із гідродвигуна $\xi_{вих}=0,6$:

$$\sum \xi_n = 2,5 + 4 + 4 \cdot 0,15 + 0,8 + 0,6 = 8,5;$$

б) місцеві опори в зливному трубопроводі: фільтр $\xi_{\phi}=2,5$, три заокруглених коліна $\xi_{\kappa}=0,15$:

$$\sum \xi_3 = 2,5 + 3 \cdot 0,15 = 3,0.$$

5. Визначаємо втрати тиску в системі як суму втрат тиску в напірній і зливній гідролініях (втратами у всмоктувальній гідролінії

знехтуємо):

а) для літніх умов роботи

$$\begin{aligned}\Delta p_{л} &= (\lambda_{нл} \cdot l_{н} / d_{н} + \sum \xi_{н}) \rho_{л} v_{н}^2 / 2 + (\lambda_{зл} \cdot l_{з} / d_{з} + \sum \xi_{з}) \rho_{л} v_{з}^2 / 2 = \\ &= (0,051 \cdot 5 / 0,016 + 8,5) \cdot 980 \cdot 2,74^2 / 2 + \\ &+ (0,064 \cdot 2 / 0,02 + 3) \cdot 980 \cdot 1,75^2 / 2 = 0,104 \text{ МПа};\end{aligned}$$

б) для зимових умов роботи

$$\begin{aligned}\Delta p_{з} &= (\lambda_{нз} \cdot l_{н} / d_{з} + \sum \xi_{н}) \rho_{з} v_{н}^2 / 2 + (\lambda_{зз} \cdot l_{з} / d_{з} + \sum \xi_{з}) \rho_{з} v_{з}^2 / 2 = \\ &= (0,039 \cdot 5 / 0,016 + 8,5) \cdot 980 \cdot 2,74^2 / 2 + \\ &+ (0,041 \cdot 2 / 0,02 + 3) \cdot 850 \cdot 1,75^2 / 2 = 0,075 \text{ МПа},\end{aligned}$$

де $\rho_{л}=980 \text{ кг/м}^3$ і $\rho_{з}=850 \text{ кг/м}^3$ – густини робочих рідин.

У правильно запроектованій гідросистемі втрати тиску не повинні перевершувати 10% від номінального тиску. У даному випадку втрати тиску складають:

$$\Delta p_{л.у} = \frac{0,104}{10} \cdot 100\% = 1,04\% \quad \text{і} \quad \Delta p_{з.у} = \frac{0,075}{10} \cdot 100\% = 0,75\% .$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №6

Потужність і ККД гідропривода

Мета роботи: Навчитися визначати потужність і ККД гідропривода.

Потужність гідропривода дорівнює потужності, яку споживає вибраний насос:

$$N = N_{н} = Q_{н} \cdot P_{н} / \eta_{н} , \quad (11)$$

де $Q_{н}$ – подача, $P_{н}$ – тиск, $\eta_{н}$ – ККД насоса.

Корисна потужність гідропривода дорівнює сумі корисних потужностей всіх одночасно працюючих гідродвигунів (гідроциліндрів і гідромоторів):

$$N_{к} = \sum N_{ц} + \sum N_{м} = \sum F \cdot g_{к} + \sum 2M \cdot \pi \cdot n . \quad (12)$$

ККД гідропривода:

$$\eta = N_{к} / N .$$

В правильно запроектованому гідроприводі $\eta=0,6 \dots 0,8$.

На практичних заняттях рекомендується розв'язати наступні

задачі.

Задача 13. Визначити потужність і ККД гідропривода, двофазна схема якого показана на рис. 6. Вихідні дані для розрахунку потужності і ККД гідропривода взяті з умови і результатів розв'язування задачі №10. Гідродвигуни одночасно не працюють.

Розв'язок.

1. Знаходимо потужність, споживану насосом НШ-46, який живить гідроциліндри Ц1, Ц2 і Ц3, а також корисні потужності цих гідроциліндрів:

$$N_n = Q_n \cdot p_n / \eta_n = 10 \cdot 10^6 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 10^4 \text{ Вт} = 10 \text{ кВт};$$

$$N_{к1} = F_1 \cdot \mathcal{G}_1 = 67 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 6700 \text{ Вт} = 6,7 \text{ кВт};$$

$$N_{к2} = F_2 \cdot \mathcal{G}_2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,15 = 6300 \text{ Вт} = 6,3 \text{ кВт};$$

$$N_{к3} = F_3 \cdot \mathcal{G}_3 = 81 \cdot 10^3 \cdot 0,07 = 5670 \text{ Вт} = 5,67 \text{ кВт}.$$

2. ККД гідропривода поступального руху, що включає в себе гідроциліндри Ц1, Ц2 і Ц3:

а) при роботі гідроциліндра Ц1

$$\eta_1 = N_{к1} / N_n = 6,7 / 10 = 0,67;$$

б) при роботі гідроциліндра Ц2

$$\eta_2 = N_{к2} / N_n = 6,3 / 10 = 0,63;$$

в) при роботі гідроциліндра Ц3

$$\eta_3 = N_{к3} / N_n = 5,67 / 10 = 0,567.$$

3. Потужність, споживана насосом НШ-32, який живить гідроциліндри Ц4 і Ц4' і гідромотор 2МНШ-0.06

$$N_n = p_n \cdot Q_n / \eta_n = 10 \cdot 10^6 \cdot 0,55 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 6875 \text{ Вт} = 6,875 \text{ кВт}.$$

Корисна потужність гідроциліндрів Ц4 і Ц4', що працюють паралельно

$$N_{к4} = 2F_4 \cdot v_4 = 2 \cdot 26 \cdot 10^3 \cdot 0,08 = 4160 \text{ Вт} = 4,16 \text{ кВт}.$$

Корисна потужність гідромотора 2МНШ-0.06

$$N_{км} = M \cdot \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 67 \cdot 500 / 30 = 3506 \text{ Вт} = 3,51 \text{ кВт}.$$

4. ККД гідропривода, що включає в себе гідроциліндри Ц4 і Ц4' і гідромотор М:

а) при роботі гідроциліндрів Ц4 і Ц4'

$$\eta_4 = N_{к4} / N_n = 4,16 / 6,875 = 0,61;$$

б) при роботі гідромотора М

$$\eta_5 = N_{\kappa M} / N_n = 3,51 / 6,875 = 0,51.$$

Задача 14. Насос об'ємного гідропривода (рис. 1) створює тиск p_n МПа і подачу Q_n л/хв. Діаметр гідроциліндра D мм, діаметр штока $d_{ш}$ мм. Визначити ККД гідропривода при русі поршня ввверх, якщо втрата робочої рідини через клапан *КЗП* дорівнює $q=0,005$ л/с, втрати тиску в напірній гідролінії $\Delta p=0,1$ МПа, об'ємний і механічний ККД гідроциліндра дорівнюють відповідно $\eta_{ou}=1$, $\eta_{mc}=0,97$, загальний ККД насоса $\eta_n=0,87$. Втратами тиску в зливній гідролінії знехтувати.

Розв'язок.

$$p_n=10,1 \text{ МПа}, Q_n=16 \text{ л/хв.}, D=200 \text{ мм}, d_{ш}=100 \text{ мм}.$$

Швидкість переміщення поршня:

$$g_n = 4Q / (\pi \cdot D \cdot \eta_{ou}) = 4 \cdot 0,262 / (3,14 \cdot 2,0^2 \cdot 1) = 0,083 \text{ дм/с},$$

де $Q=Q_n-q=16/60-0,005=0,262$ л/с – витрата рідини, що надходить у гідроциліндр.

Зусилля на штоці гідроциліндра:

$$F = p \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \eta_{mc} / 4 = 10^7 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,97 / 4 = 305000 \text{ Н} = 305 \text{ кН},$$

де $p=p_n-\Delta p=10,1-0,1=10$ МПа – тиск рідини, що подається в гідроциліндр.

Корисна потужність гідропривода:

$$N_{\kappa} = F \cdot g_n = 305000 \cdot 0,0083 = 2530 \text{ Вт}.$$

Потужність гідропривода:

$$N_n = p_n \cdot Q_n / \eta_n = 10,1 \cdot 10^6 \cdot 0,267 \cdot 10^{-3} / 0,87 = 3100 \text{ Вт} = 3,1 \text{ кВт}.$$

ККД гідропривода:

$$\eta = N_{\kappa} / N_n = 2530 / 3100 = 0,82.$$

Задача 15. Корисний крутний момент на валу гідромотора M Нм, частота обертання n хв.⁻¹, робочий об'єм гідромотора V_0 дм³ (Завдання 2). Визначити потужність N , що споживається об'ємним гідроприводом і його ККД, якщо втрати масла в гідроапаратурі $q=0,1$ л/хв., втрати тиску в напірній гідролінії $\Delta p_n=0,01$ МПа, у зливній – $\Delta p_s=0,5$ МПа, гідромеханічний і об'ємний ККД гідромотора відповідно дорівнюють $\eta_{змм}=0,9$, $\eta_{ом}=0,98$, а повний ККД насоса $\eta_n=0,8$.

Розв'язок.

$$M=45 \text{ Нм}, n=608 \text{ хв.}^{-1}, V_0=0,05 \text{ дм}^3$$

Витрата рідини гідромотором:

$$Q = V_0 \cdot n / \eta_{ом} = 0,05 \cdot 608 / 0,98 = 31 \text{ л/хв.}$$

Подача насоса:

$$Q_n = Q + q = 31 + 0,1 = 31,1 \text{ л/хв.}$$

Перепад тиску на гідромоторі визначаємо за формулою:

$$p = 2 \cdot \pi \cdot M / (V_0 \cdot \eta_{гмм}) + \Delta p_з = \\ = 2 \cdot 3,14 \cdot 45 / (0,05 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9) + 0,5 \cdot 10^6 = 6,78 \text{ МПа.}$$

Тиск насоса:

$$p_n = p + \Delta p_n = 6,78 + 0,01 = 6,79 \text{ МПа.}$$

Корисна потужність гідропривода (корисна потужність гідромотора):

$$N_k = M \cdot \pi \cdot n / 30 = 45 \cdot 3,14 \cdot 608 / 30 = 2864 \text{ Вт.}$$

Потужність, яку споживає гідропривод:

$$N_n = p_n \cdot Q_n / \eta_n = 6,79 \cdot 10^6 \cdot 0,518 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 4369 \text{ Вт,}$$

де $Q_n = 0,518 \text{ л/с}$ – подача насоса.

ККД гідропривода:

$$\eta = N_k / N_n = 2864 / 4396 = 0,65.$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №7

Розрахунок теплового режиму гідропривода

Мета роботи: Навчитися виконувати розрахунок теплового режиму гідропривода.

Розрахунок теплового режиму виконується з метою встановлення умов його температурного режиму, уточнення об'єму гідробака і поверхні тепловіддачі, а також виявлення необхідності застосування теплообмінників.

На практичному занятті рекомендується розв'язати задачу, приведену нижче.

Задача 16. Зробити тепловий розрахунок гідропривода, двухпоточна схема якого показана на рис. 6. Вихідні дані для розрахунку взяти з умов і результатів розв'язання задач №10 і 13.

У результаті розрахунку необхідно визначити місткість гідробака, при якій температура робочої рідини не перевищує

60...80°C, а в разі потреби і площу поверхні теплообмінника.

Температура навколишнього повітря $t_n=+40^\circ\text{C}$.

Розв'язок.

1. Знаходимо кількість теплоти, що виділяється при роботі гідропривода під навантаженням

$$q = N \cdot (1 - \eta) \cdot k_n,$$

де N і η – потужність і ККД гідропривода; k_n – коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням (вибираємо з додатку 5). Приймемо $k_n=0,4$ (скрепери, бульдозери, автогрейдері).

Аналіз результатів рішення задачі №13 показує, що найбільша кількість теплоти буде виділятися при роботі гідроциліндра ЦЗ, коли $N = N_n = 10$ кВт, $\eta = 0,567$, $Q_n = 0,8$ л/с = 48 л/хв.:

$$q = N \cdot (1 - \eta) \cdot k_n = 10 \cdot (1 - 0,567) \cdot 0,4 = 1,73 \text{ кВт}.$$

2. Потрібна місткість гідробака, при якій температура рідини не буде перевищувати максимально допустимого значення $t = 70^\circ\text{C}$:

$$W = \sqrt[3]{(q / (a \cdot k_{np} \cdot (t - t_n)))^3} = \sqrt[3]{(1730 / (0,065 \cdot 36 \cdot (70 - 40)))^3} = 123 \text{ л},$$

де $a \approx 0,060 \dots 0,069$; $k_{np} = 35 \dots 38$ Вт/м²·°C (для бульдозерів, автогрейдерів) – приведений коефіцієнт теплопередачі.

3. Максимально допустима місткість гідробака:

$$W_{\max} = (1,2 \dots 2,0) \cdot Q = 1,6 \cdot 48 = 77 \text{ л}.$$

Якщо потрібна місткість гідробака W перевищує W_{\max} , приймається ємність гідробака W_{cm} (з числа стандартних Додаток - б), яка найближча (більша) до W_{\max} і передбачається встановлення теплообмінника (радіатора) для запобігання перегріву рідини. Кількість теплоти q_δ , яку буде віддавати у повітря масляний бак гідросистеми визначається за залежністю:

$$q_\delta = a \cdot k_{np} \cdot (t - t_\delta) \cdot \sqrt[3]{W_{\max}^2}$$

Приймаємо стандартне значення $W = 100$ л. Так як $W > W_{\max}$, то необхідний теплообмінник.

4. Кількість теплоти, яка буде відводитись поверхнею гідробака при його максимальній місткості:

$$q_\delta = a \cdot k_{np} \cdot (t - t_\delta) \cdot \sqrt[3]{W_{\max}^2} = 0,065 \cdot 36 \cdot (70 - 40) \cdot \sqrt[3]{100^2} = 1520 \text{ Вт}.$$

Кількість теплоти, яка буде відводитись масляним радіатором:

$$q_p = q - q_\delta = 1730 - 1520 = 210 \text{ Вт}.$$

5. Поверхня охолодження масляного радіатора:

$$S_p = q_p / (k_p \cdot \Delta t) = 210 / (25 \cdot 40) = 0,21 \text{ м}^2,$$

де k_p – коефіцієнт теплопередачі від масла до повітря, рівний $15 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ при вільному обтіканні повітрям радіатора і $25 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ у випадку примусового обдуву, $\Delta t = 30 \dots 45^\circ\text{С}$ – розрахунковий перепад температур у масляному радіаторі.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №8

Розрахунок параметрів відцентрового компресора

Мета роботи: Навчитися виконувати розрахунок параметрів відцентрового компресора.

Розрахунок параметрів відцентрового компресора виконується з метою отримання навиків конструювання компресорів.

8.1 Розрахуйте основні геометричні параметри відцентрового компресора і потужність його приводу, якщо він повинен розвивати тиск $p_k (\text{Па})$ – остання цифра залікової книжки $\times 10$; продуктивність $Q_k (\text{м}^3/\text{с})$ – передостання цифра залікової книжки $\times 500$ (цифра 0 = 10); густина повітря на вході $\rho_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$; частота обертання робочого колеса n_k – остання цифра залікової книжки $\times 30$; температура повітря $t_1 = 20^\circ\text{С}$.

-Побудуйте профіль лопатей.

- Побудуйте профіль кожуха з безлопатеvim дифузором.

8.2. Методика розрахунків

Примітка: Розрахунки виконуйте в прямих одиницях системи СІ.

8.2.1. Накресліть розрахункові схеми рис.2.1 і 2.2 [4].

8.2.2. Визначте розрахункові значення тиску і продуктивності

$$p_p = (1,1 \dots 1,2) p_k;$$

$$Q_p = (1,05 \dots 1,1) Q_k.$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\varepsilon_k = \frac{p_p + p_a}{p_a}$$

де p_a – атмосферний тиск.

Потужність

$$N_{\kappa} = \frac{p_a Q_p \ln \varepsilon_{\kappa}}{\eta_m}$$

де η_m – механічний К.К.Д. ($\eta_m = 0,96 \dots 0,98$).

8.2.3. Визначте колову швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса [4].

$$U_2 = \sqrt{\frac{A_{\kappa}}{\left(\mu_{\kappa} + \frac{f_m}{2}\right) \eta_{\kappa}}}$$

де μ_{κ} – коефіцієнт наповнення колеса

($\mu_{\kappa} = 0,8 \dots 0,9$);

f_m – коефіцієнт тертя газу по лопаті

($f_m = 0,04 \dots 0,08$);

η_{κ} – коефіцієнт корисної дії

($\eta_{\kappa} = 0,8 \dots 0,9$);

A_{κ} – адиабатна робота компресора.

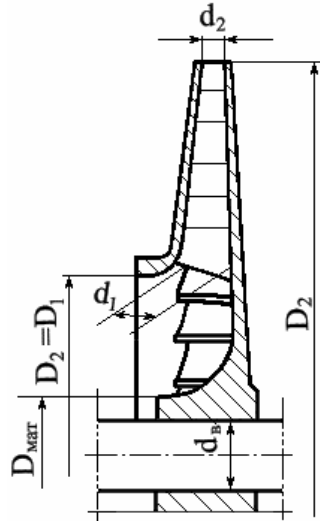


Рис. 8.1. Поздовжній розріз колеса відцентрового компресора

$$A_{\kappa} = \frac{k}{k_2 - 1} R T_1 \left[\left(\varepsilon_{\kappa} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

де k – показник адиабати ($k = 1,4$); R – газова стала ($R = 287$

Дж/кг·К); T_1 – температура повітря на вході;

$T_1 = T_c + t_1 = 273 + 20 = 293$ К.

Зовнішній діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{U_2}{\pi n_{\kappa}}$$

Ширину робочого колеса на виході

$$b_2 = \frac{Q_p \rho_n}{\pi D_2 \rho_{n2} C_{2r}},$$

де C_{2r} – радіальна швидкість потоку на виході з робочого колеса;
 ρ_{n2} – густина повітря на виході з робочого колеса

$$\rho_{n2} = \frac{P_p + P_a}{RT_2},$$

де T_2 – температура повітря на виході з робочого колеса

$$T_2 = T_1 (\varepsilon_k)^{\frac{n-1}{n}},$$

де n – показник політропи (для відцентрових компресорів $n = 1,5 \dots 1,6$);

$$C_{2r} = C_{1r} = C_1 = C_0 = \bar{C}_o U_2,$$

де C_{1r} , C_1 і C_0 – відповідно радіальна швидкість на вході в робоче колесо, осьова швидкість на вході в робоче колесо і осьова швидкість на вході в компресор; \bar{C}_o – коефіцієнт співвідношення швидкостей ($\bar{C}_o = 0,2 \dots 0,3$).

Діаметр

$$D_1 = (0,55 \div 0,7) D_2.$$

Діаметр маточини

$$D_{mat} = (0,25 \div 0,35) D_2.$$

Ширина лопаті на вході

$$b_1 = (1 \div 2,5) \frac{D_1}{4} \left(1 - \frac{D_{mat}^2}{D_1^2} \right); \quad (b_1 > b_2).$$

Кут входу потоку в колесо

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{U_1},$$

де U_1 – колова швидкість потоку на вході в робоче колесо.

$$U_1 = \pi D_1 n_k.$$

Кут лопаті на вході

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i,$$

де i – кут відставання потоку на вході в робоче колесо ($i = (5 \div 10)^\circ$).

Кут виходу потоку з робочого колеса

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{U_2(1 - \mu_\kappa)}.$$

Кут лопаті на виході

$$\beta_{2л} = \beta_2 + \sigma,$$

де σ - кут відставання потоку на виході, ($\sigma = (2 \div 3)^\circ$).

Кількість лопатей

$$Z = \frac{\beta_{2л}}{4} + \frac{(105 - \beta_{2л})(\beta_{2л} - 10)}{200}.$$

8.4. Побудуйте в масштабі профіль лопатей користуючись схемою рис. 8.2.

8.5. Побудуйте профіль кожуха з безлопатевим прямокутним дифузором користуючись методом конструкторського квадрата рис. 8.3.

Сторона квадрата

$$a = (0,25 \div 0,3) Q_p \frac{\rho_n}{\rho_{n2}} / b_2 \vartheta,$$

де $\vartheta = 0,7 C_2$.

Абсолютна швидкість потоку на виході з робочого колеса

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + C_{2r}^2}.$$

Діаметр кільцевого відводу

$$D_3 = (1,2 \div 1,5) D_2.$$

дж/(кг·К) густині повітря $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$; аеродинамічному коефіцієнті $C = 2$ і К.К.Д. $\eta = 0,4 \dots 0,5$.

Примітка: Розрахунки виконуйте в прямих одиницях системи СІ.

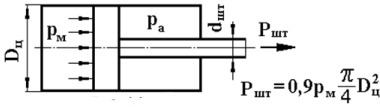


Рис. 9.1

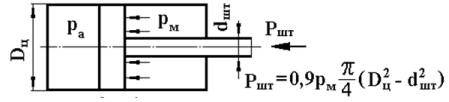


Рис. 9.2

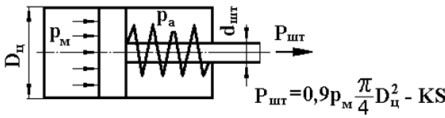


Рис. 9.3

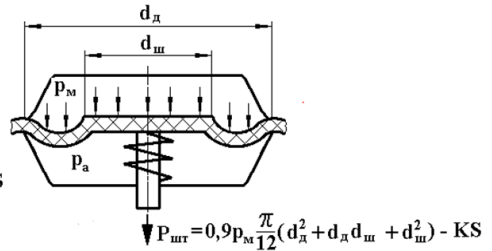


Рис. 9.4

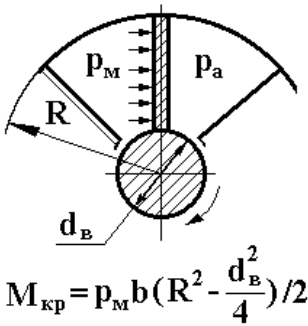


Рис. 9.5

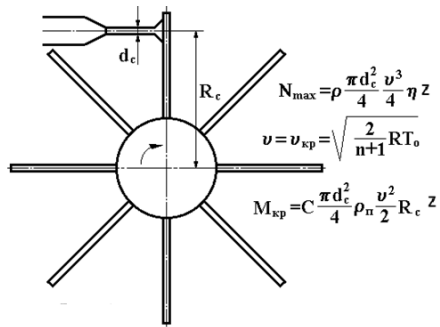


Рис. 9.6

Теми для самостійної роботи

№ з/п	Назва тем	Кількість годин	Література
1	2	3	4
1	Робочі рідини гідроприводів. Загальні терміни та визначення приводів	2	[2]
2	Класифікація об'ємних гідромашин	2	[2]
3	Основні параметри гідромашин	2	[2]
4	Характеристика об'ємних гідромашин	3	[2]
5	Порівняння параметрів об'ємних гідромашин	3	[2]
6	Гідроциліндри, які застосовуються в станочних гідроприводах	3	[2]
7	Кранові та клапанні розподільники	3	[2]
8	Загальні відомості та класифікація об'ємних гідроприводів. Оцінка регульовальних властивостей гідроприводів	3	[2]
9	Вибір типу і потужності об'ємних гідроприводів	3	[2]
10	Проектування об'ємних гідроприводів	3	[2]
11	Захист насосів і гідроприводів від перенавантаження	3	[2]
12	Вихорова теорія динамічних гідромашин (теорія М.Є. Жуковського)	3	[2]
13	Закони подібності динамічних гідромашин	3	[2]
14	Загальні відомості та класифікація гідродинамічних передач	3	[2]
15	Гідромеханічні передачі	3	[2]
16	Класифікація пневмоприводів. Загальні відомості та застосування	3	[2]

17	Пневматичні компресори та основи проектування пневмоприводів	3	[2]
18	Визначення та властивості механічних трансмісій	3	[2]
19	Класифікація, структура та вимоги до трансмісій	3	[2]
20	Сучасні електричні екскаватори та їх загальна характеристика	3	[2]
21	Загальна характеристика електроустаткування екскаваторів з електричним приводом	3	[2]
22	Структура електричних приводів екскаваторів	3	[2]

Список використаних джерел

1. Нестеренко В. П. Гідравліка, гідро- і пневмоприводи : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2012. 328 с.
2. Нестеренко В. П., Кравець С. В., Шатов С. В., Нечидюк А. А. Приводи машин і обладнання : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2023. 254 с.
3. Нестеренко В. П. Серілко, Д. Л. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальностями 133 „Галузеве машинобудування”, 208 „Агроінженерія”, 274 “Автомобільний транспорт” денної та заочної форм навчання: методичні вказівки до лабораторних і практичних робіт з нормативної навчальної дисципліни. Рівне : НУВГП, 2018. 25 с.
4. Пелевін В. Є. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посіб. Київ : Укрархбудінформ. 1999.261с.
5. Стефановський Х. Х. Розрахунок та експлуатація пневмотранспортних установок. Київ : Будівельник, 1966. 196с.
6. Федорець В. О., Педченко М. П., Федорець О. О. Технічна гідромеханіка. Гідравліка і гідропневмопривод : навч. підручник. Житомир : ЖІТІ, 1998. 412 с.

Додаток 1

**Нормальний ряд діаметрів гідроциліндрів і штоків
по нормалі ОН-22-176-69**

Діаметри гідроциліндрів: нормальний – 32 мм;

в діапазоні 40 – 110 мм збільшуються через кожні 10 мм; 125;

в діапазоні 140 – 220 мм збільшуються через кожні 20 мм.

Діаметри штоків, мм: 20, 25, 32; в діапазоні 40-80 збільшуються через кожні 10 мм; 110, 125, 140.

Додаток 2

Технічні характеристики гідромоторів

Тип	№ типорозміру	Номи- нальний крутний момент Нм	Робо- чий об'єм, см ³	Тиск, МПа		Частота обертання, хв ⁻¹		ККД		Номи- нальна поту- жність N, кВт
				Номи- наль- ний	Мак- сима- льний	Номи- на- льна	Мак- сима- льна	Об'є- мний	Зага- льний	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Низькомоментні аксіально-поршневі										
210	12	28,1	11,6	16	20	2400	5000	0,96	0,92	7,7
	16	68	28,1	16	20	1920	4000	0,96	0,92	14,8
	20	168	54,8	20	25	1500	3150	0,95	0,91	29
	25	328	107	20	25	1200	2500	0,95	0,90	45,8
	32	690	225	20	25	960	2000	0,94	0,88	78,8
11М	2,5А	43	32	10	16	800	1500	0,95	0,85	4,2
	15	105	71	10	16	800	1440	0,97	0,93	9,4
	10	210	142	10	16	800	1440	0,97	0,93	18,9
	20	370	251	10	16	800	1440	0,97	0,93	33,3
	30	740	501	10	16	600	980	0,97	0,93	49,9
	50	1170	790	10	16	600	980	0,97	0,93	79,0
Низькомоментні шестерні										
МНШ	32	47,5	32,6	10	13,5	300	1600	0,92	0,80	1,9
	46	69	47,3	10	13,5	300	1600	0,92	0,80	2,7
ДМШ	75Р	53	51,5	8	12,0	250	1500	0,92	0,85	1,6
НМШ	150Р	600	750	7	10,0	200	730	0,92	0,91	13,8
Високомоментні радіально-поршневі										
М	01-00	1500	940	10	15	30	100	0,94	0,84	5,6
	250	2860	1800	10	15	40	120	0,94	0,85	14,1
	300А	2600	1840	10	15	40	120	0,94	0,85	12,8
	500Г	2650	3660	10	15	30	100	0,94	0,85	9,8
	500В	5000	3560	10	15	25	80	0,94	0,85	15,4

продовження додатку 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Високомоментні пластинчасті										
ВЛГ	350	3500	2640	8	10	20	70	0,91	0,72	10,2
	400А	4350	2900	8	10	20	70	0,92	0,90	10,1
	1,8	16800	2400	8	10	10	10	0,93	0,78	22,5
ДП	508	5000	3500	10	12	30	50	0,94	0,90	17,4

Додаток 3

Технічні характеристики роторних насосів

Тип	№ ти- пороз- міру	Робочий об'єм, см ³	Тиск ном./макс МПа	Частота обер- тання, с ⁻¹ ном./max/min	ККД	
					об'єм- ний	зага- льний
1	2	3	4	5	6	7
Шестеренні						
НШ6-3		6,3	16/21	50/70/8,3	0,9	0,8
НШ8Д-3		8,1	16/21	50/60/8,3	0,9	0,8
НШ10Д-3		10	16/21	40/60/16	0,9	0,81
НШ14В-3		13,75	16/21	40/60/16	0,9	0,81
НШ16В-3		15,6	16/21	40/60/16	0,92	0,81
НШ20БТ		20,2	1,6/2,1	25/-/16	0,92	0,81
НШ25В-3		24,55	16/21	40/60/16	0,92	0,81
НШ32В-3		31,7	16/21	40/60/16	0,94	0,85
НШ32Д-4		31,7	20/25	40/50/16	0,94	0,85
НШ40В-3		40,4	16/21	40/60/16	0,94	0,85
НШ40Д-4		40,4	20/25	40/50/16	0,94	0,85
НШ50В-3		49,1	16/21	40/60/16	0,94	0,85
НШ63ТР-3		62,1	16/21	40/50/8,3	0,94	0,85
НШ71В-3		71,4	16/21	32/40/16	0,94	0,85
НШ80ТР-3		83,76	16/21	32/40/8,3	0,95	0,86
НШ-98		98	16/21	10/20/30	0,94	0,85
НШ-100		100	16/21	10/20/30	0,94	0,85
Пластинчасті						
Г12-21А	21А	8	6,3	16/20/25	0,62	0,5
Подвійної дії	21	5,2	6,3		0,71	0,55
	22	12	6,3		0,77	0,65
	22А	19	6,3		0,77	0,65
	23А	25	6,3		0,77	0,65

продовження додатку 3

1	2	3	4	5	6	7
Аксіально-поршневі						
210 Нерегульовані	12	11,6	16/25	10/20/80	0,96	0,88
	16	28,1	16/25	10/40/70	0,96	0,83
	20	54,8	16/25	10/30/60	0,95	0,87
	25	107	16/25	10/25/40	0,95	0,87
	32	225	16/25	10/20/35	0,94	0,86
207 Регульовані	20	54,8	16/25	10/30/60	0,965	0,90
	25	107	16/25	10/25/40	0,97	0,905
	32	225	16/25	10/20/35	0,975	0,91

Додаток 4

Розміри трубопроводів для гідросистем, мм

$p=6,4$ МПа для з'єднань з розвальцьовкою труби			$p=32$ МПа для з'єднань з врізними кільцями			$p=32$ МПа для кульових з'єднань і з'єднань з торцевим ущільненням		
d_v	D	δ	d_v	D	δ	d_v	D	L
2	3	0,5	6	10	2,0	3	6	1,6
3	4	0,5	8	12	2,0	6	10	2,0
4	6	1,0	10	14	2,0	8	12 і 14	2,0...2,5
6	8	1,0	13	16	2,0	10	16	2,5...3,0
8	10	1,0	15	20	3,0	13	18	2,5...3,0
10	12	1,0	20	25	3,0	15	22	3,0...3,5
13	14	1,0	25	32	4,0	20	28	3,5...4,0
15	16	1,0	32	40	4,5	25	32	4,0...4,5
20	22	1,0	-	-	-	32	40 і 42	4,5...5,0
25	28	1,0	-	-	-	-	-	-

Прийняті позначення: d_v – умовний прохід з'єднання (відповідає внутрішньому діаметру труби); D – зовнішній діаметр труби; δ – товщина стінки труби.

Режими роботи гідроприводів

Режим роботи	Коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням K_n	Число включень в год.	Примітка
Легкий	0,1...0,3	100	снігоочисники, розпушувачі, трубоукладачі
Середній	0,3...0,5	100...200	скрепери, бульдозери, автогрейдери
Тяжкий	0,5...0,8	200...400	навантажувачі, автокрани
Дуже тяжкий	0,8...0,9	400...800	екскаватори, катки, землерийні машини, машини безперервної дії

Ряд номінальних місткостей масляних баків

Місткість, л, по ГОСТ 16770-71										
-	-	-	-	-	-	-	0,4	-	0,63	-
1	-	1,6	-	2,5	-	-	4	-	6,3	-
10	-	16	-	25	-	-	40	-	63	-
100	125	160	200	260	320	400	400	500	630	800
1000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Робочі рідини для об'ємних гідроприводів

Марка масла	ГОСТ, ТУ	Густина при 50°C, кг/м ³	Кінематична в'язкість при 50°C мм ² /с	Температурний інтервал використання °С	Умови використання
Основні сорти					
ВМГЗ	ТУ38-1-01-479-79	860	10	-40...+65	При додатніх і відємних температурах у відповідальних випадках
МГ-20	ТУ38-1-01-50-79	885	20	-10...+80	У закритих приміщеннях
МГ-30	ТУ38-1-01-50-79	980	30	+5...+80	На відкритому повітрі при додатніх температурах
Замінники					
АМГ-10	ГОСТ 6794-75	850	10	-45...+60	При додатніх і відємних температурах у відповідальних системах
ИС-20	ГОСТ 20799-75	900	20	+5...+30	При додатніх температурах у закритих приміщеннях
ИС-30	ГОСТ 20799-75	916	30	+5...+80	При додатніх температурах на відкритому повітрі