

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Київський національний університет будівництва і архітектури

# **ГІДРАВЛІКА ТА ПРИВОДИ МЕХАНОТРОННИХ СИСТЕМ**

Методичні вказівки та завдання  
до виконання курсової роботи  
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
за спеціальностями G9 «Прикладна механіка»,  
G11 «Машинобудування» та A5 «Професійна освіта»

Київ 2025

УДК 621.221

Г46

Укладачі: В.П. Рашківський, канд. техн. наук, доцен;  
Є.В. Горбатюк, канд. техн. наук, доцент;  
С.Ю. Комоцька, асистент

Рецензент Д.О. Міщук, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск В.П. Рашківський, канд. техн. наук,  
доцент

*Затверджено на засіданні кафедри будівельних машин,  
протокол № 10 від 20 травня 2025 р.*

Видається в авторській редакції.

**Гідравліка** та приводи механотронних систем [Електронний  
Г46 ресурс]: методичні вказівки / уклад.: В.П. Рашківський,  
Є.В. Горбатюк, С.Ю. Комоцька. – Київ : КНУБА, 2025. – 112 с.

Наведено теми і варіанти завдань з вихідними даними для виконання курсової роботи, викладені вимоги і пояснення до окремих частин курсової роботи, містять приклади розрахунків, а також список рекомендованої літератури. Надані реальні гідравлічні схеми будівельних машин, а у додатках – параметри гідравлічних машин та керуючих пристроїв.

Призначено для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальностями G9 «Прикладна механіка», G11 «Машинобудування» та A5 «Професійна освіта».

© КНУБА, 2025

## ЗМІСТ

<b>ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ</b> .....	4
1. Загальні вимоги, що пред'являються до гідравлічних систем .....	9
2. Призначення і класифікація гідравлічних систем .....	10
3. Опис роботи заданої машини за принциповою гідравлічною схемою .....	11
4. Силовий розрахунок гідроприводу машин .....	55
Виконання графічної частини курсової роботи .....	84
Контрольні запитання для підготовки до захисту курсвої роботи .....	88
<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ</b> .....	91
<b>ДОДАТКИ</b> .....	95

## ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Виконання курсової роботи має мету закріпити знання, здобуті студентами під час вивчення теоретичного курсу дисципліни “Гідравліка та приводи механотронних систем”, вивчити методику розрахунку та проектування гідроприводу підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин, придбати навички в читанні та складанні принципів гідравлічних схем, розрахунку гідравлічних систем та у виборі гідроагрегатів.

Курсова робота складається з розрахунково-пояснювальної записки (РПЗ), одного аркушу формату А1 та двох аркушів формату А2.

РПЗ складається з таких розділів:

- вступ, у якому повинні бути розкриті переваги та недоліки гідроприводу;
- опис принципу дії гідравлічної схеми машини-аналога, конструктивних особливостей та умов експлуатації гідрообладнання;
- силовий розрахунок робочого обладнання з урахуванням специфіки роботи даної машини;
- розрахунок потужності насоса для гідравлічної системи;
- вибір уніфікованого гідрообладнання;
- розрахунок та вибір трубопроводів;
- визначення втрат тиску;
- розрахунок загального ККД;
- визначення основних параметрів силового гідроциліндра;
- розрахунок теплового режиму роботи машини;
- розрахунок заданого гідровузла з визначенням його основних розмірів;
- список використаної літератури.

Текст та розрахунки в РПЗ повинні бути написані чітким почерком або надруковані на одному боці аркушів формату А4 скріплених у єдиний блок. Обсяг записки 15-25 сторінок.

Графічна частина курсової роботи містить у собі такі матеріали:

- принципову гідравлічну схему машини з позначенням основних елементів гідрообладнання згідно ДСТУ ISO 1219–1:2018 [12];
- робоче креслення гідроциліндру, що розрахований зі специфікацією;

- ескіз розрахованого гідровузла (задається в таблиці вихідних даних) з розрізами та перетинами.

При викреслюванні гідравлічних схем стандартами обумовлено умовні позначення гідроагрегатів згідно ДСТУ ГОСТ 2.704:2014 та співвідношення між розмірами фігур і товщиною ліній (додаток 1), тому основною вимогою до гідравлічної схеми є чітке зображення прийнятих умовних позначень, ліній та надписів [20].

Відстань між сусідніми паралельними гідравлічними лініями повинна бути не меншою ніж 5 мм.

Розміщення графічних матеріалів довільне, залежно від складності гідравлічної схеми, вибраного масштабу та ін.

Вихідні дані до завдання на курсову роботу подані в таблиці 1 та на рисунках 1-19. Завдання видає викладач. На останній сторінці РПЗ студент повинен розписатись та поставити дату закінчення роботи. На графічних листах у правому нижньому куті необхідно накреслити штамп згідно ЕСКД, а в ньому заповнити відповідно графи – тема курсової роботи, назва аркушу, прізвище та ініціали, підпис, дата.

Позначення креслення складається з індексу курсової роботи, індексу машини, номера сукупності складальних одиниць або номера деталі та шифру документу. Для навчальних курсових робіт рекомендовано індекс: КР (курсозна робота). Індекс машини вибирається найчастіше за першими літерами машини і основної цифри технічної характеристики.

Розглянемо приклад позначення креслень курсової роботи, в якій розроблений гідропривід бульдозера масою 16 т.

КРБ16 00.000 ГС – принципова гідравлічна схема.

Щоб уникнути помилок, які можуть призвести до незадовільного результату, під час практичних занять або запланованих консультацій, студенти повинні подавати викладачу текст і креслення для їх перевірки на проміжних етапах роботи. До захисту курсової роботи допускаються студенти, які виправили всі помилки та зауваження.

Таблиця 1

Вихідні дані до завдання з курсової роботи

Номер варіанта	Номер рисунка (схеми)	Потужність та частота обертання базового двигуна $N_d/n_{de}$ , кВт/хв <sup>-1</sup>	Швидкість поршня гідроциліндра, $V_m$ , м/с		Частота обертання вата гідродвигуна, $n_m$ , хв <sup>-1</sup>	Довжина гідроліній на окремих ділянках гідросхем, м				Зусилля на штиці $F_{cm}$ , кН	Марка робочої рідини	Виконати розрахунок та ескіз гідровузла (гідрообладнання)
			$L_1$	$L_2$		$L_3$	$L_4$	6	7			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	19	80/1000	0,12	300	0,3	0,6	1,2	0,9	60	АМГ-10	Дросель	
2	18	190/1500	0,16	450	0,5	1,1	2,9	1,8	80	ВМГЗ	Запобіжний клапан	
3	17	45/1300	0,18	1100	0,7	1,4	3,2	2,1	90	ТК	Золотник	
4	16	160/1500	0,14	1100	0,5	1,2	1,8	1,1	140	АУ	Радіально-поршневий насос	
5	15	110/1100	0,21	280	0,4	0,9	1,7	0,9	50	И-12А	Шестеренний насос	
6	14	60/1100	0,25	280	0,6	1,3	2,8	1,8	60	И-20А	Аксіально-поршневий насос	
7	13	70/1400	0,19	280	0,4	1,0	1,4	0,9	70	И-30А	Золотник	
8	12	176/1100	0,16	280	0,6	1,5	2,6	1,9	80	МГ-30	Запобіжний клапан	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
9	11	45/1200	0,27	280	1,0	0,5	2,1	3,2	90	АМГ-10	Радіально-поршневий насос
10	10	118/1250	0,12	100	0,5	0,2	2,3	1,7	100	ВМГЗ	Шестеренний насос
11	9	96/1700	0,30	100	1,2	0,4	3,8	2,0	110	И-30А	Аксіально-поршневий насос
12	8	70/1100	0,18	1500	1,4	0,6	4,2	2,1	120	АМГ-10	Дросель
13	7	80/1070	0,23	600	1,1	0,5	3,7	1,4	130	ВМГЗ	Аксіально-поршневий насос
14	6	40/1700	0,20	450	1,8	0,7	4,8	3,2	140	ТК	Шестеренний насос
15	5	250/1500	0,22	1500	0,8	1,2	1,5	1,3	150	АУ	Радіально-поршневий насос
16	4	60/1100	0,13	950	0,4	0,8	1,8	1,2	160	И-30А	Золотник
17	3	96/1700	0,38	950	0,3	1,0	2,1	1,8	170	МГ-30	Запобіжний клапан
18	2	96/1500	0,42	1400	0,6	0,9	2,5	2,0	180	АМГ-10	Дросель
19	1	72/1150	0,11	400	0,3	4,2	5,7	3,4	190	ВМГЗ	Шестеренний насос
20	19	100/1300	0,21	1400	0,4	0,5	1,6	1,0	200	АМГ-10	Аксіально-поршневий насос
21	18	220/1400	0,18	240	0,7	1,4	3,2	2,1	210	ТК	Шестеренний насос
22	17	55/1700	0,20	1500	0,5	1,3	2,1	1,6	220	АУ	Радіально-поршневий насос
23	16	132/1100	0,27	1500	0,6	1,3	2,5	1,7	230	АМГ-10	Золотник

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
24	15	90/1100	0,16	1000	0,9	1,9	3,2	2,0	240	ВМГ3	Запобіжний клапан
25	14	77/1050	0,28	950	0,6	1,0	2,2	1,5	250	МГ-30	Дросель
26	13	55/1700	0,22	950	0,7	1,2	2,5	1,9	260	МГЕ-46В	Радіально-поршневий насос
27	12	130/1100	0,29	950	0,7	1,2	2,1	1,8	270	АМГ-10	Золотник
28	11	72/1250	0,22	1050	1,1	0,8	2,5	4,0	280	ТК	Аксіально-поршневий насос
29	10	96/1700	0,10	1000	0,7	0,4	2,5	2,0	290	И-30А	Запобіжний клапан
30	9	80/1050	0,22	750	1,5	0,6	4,5	3,2	300	ВМГ3	Дросель
31	8	40/1700	0,15	1200	1,8	0,8	5,0	3,0	310	АМГ-10	Шестеренний насос
32	7	132/1400	0,18	450	1,3	0,9	4,2	2,4	320	МГ-30	Дросель
33	6	60/1200	0,21	600	1,1	0,4	5,2	4,2	330	ВМГ3	Запобіжний клапан
34	5	130/1100	0,29	1100	0,4	1,5	1,7	1,0	340	АМГ-10	Золотник
35	4	40/1700	0,14	1100	0,2	0,6	2,5	1,8	350	ТК	Радіально-поршневий насос
36	3	44/1750	0,42	950	0,5	1,3	2,4	2,1	360	МГ-30	Шестеренний насос
37	2	60/1100	0,25	1050	0,3	0,9	4,2	3,7	370	МГЕ-46В	Золотник
38	1	77/1050	0,32	240	0,5	1,1	2,9	1,8	380	ВМГ3	Аксіально-поршневий насос

Позначення гідроліній:  $L_1$  - від бака до насоса;  $L_2$  - від насоса до розподільника;  $L_3$  - від розподільника до гідродвигунів;  $L_4$  - від гідродвигуна до бака.  $L_1$  – всмоктуюча лінія;  $L_2$  та  $L_3$  - напірні лінії;  $L_4$  – зливна лінія.

## 1. Загальні вимоги, що пред'являються до гідравлічних систем

Щоб скласти оптимальну гідравлічну схему, необхідно знати загальні вимоги, які пред'являють до гідросистем, що полягає в наступному:

- застосовувати паралельне і послідовне функціонування гідродвигунів (наприклад, привід робочого обладнання, платформи і ходового механізму екскаватора і т.д.) з фіксацією їх положення у встановленому місці;

- проектувати трубопроводи мінімальної довжини і розгалуженості, щоб скоротити витрату труб, знизити масу машини, поліпшити динамічні характеристики і спростити технологію виробництва гідроприводу;

- проектувати гідрообладнання з мінімальними втратами тиску в каналах, для цього прохідні отвори повинні мати ту ж площу, що і підвідні трубопроводи, а також найменше число вигинів;

- виключити нерівномірність швидкості вихідної ланки (штока, вала) гідродвигунів, гідравлічні удари і шуми, з цією метою мають бути передбачені антикавітаційні пристрої, дегазатори, гасники коливальності тиску (глушники шуму);

- застосовувати у гідроприводах з великим коефіцієнтом використання номінального тиску регульовані насоси, а при необхідності і регульовані гідромотори;

- передбачати в напірних гідравлічних лініях первинні і вторинні запобіжні клапани і розміщувати їх якомога ближче до місця ймовірного підвищеного тиску;

- застосовувати в розподільних пристроях вантажопідйомних машин вторинні запобіжні клапани, необхідні для зниження динамічних навантажень під час транспортування вантажу;

- передбачати на вантажопідйомних машинах такі пристрої (гідравлічні або механічні), які при порушенні герметичності в напірних гідравлічних лініях (руйнуванні трубопроводу) забезпечували б плавне опускання стріли з вантажем;

- передбачати в гідроприводі такі гідравлічні пристрої, які б у разі обриву трубопроводу автоматично відключали всмоктувальну лінію від гідронасоса, забезпечували зупинку первинного двигуна, тим самим перешкоджали б викиду робочої рідини з гідравлічного бака;

- виконувати розведення гідравлічних ліній так, щоб при одночасному включенні гідродвигунів робота кожного з них не впливала на роботу інших;

- застосовувати систему фільтруючих пристроїв і магнітні пробки, а також прагнути до зменшення кількості та розмірів тупикових зон, в яких робоча рідина не піддається фільтрації;

- проектувати в гідроприводах з важким режимом роботи і експлуатованих на відкритому повітрі теплообмінні пристрої робочої рідини, які б автоматично підігрівали перед пуском або охолоджували робочу рідину в процесі експлуатації.

## **2. Призначення і класифікація гідравлічних систем**

Гідравлічні приводи, що застосовуються на будівельних машинах, використовуються:

- для приводу робочого і навісного обладнання (екскаватори, навантажувачі, автокрани, навантажувачі і т. д.);

- для зміни положення робочих органів (бульдозери, автогрейдери, розпушувачі;

- для приводу колісних і гусеничних ходових механізмів (екскаватори, трактори, комбайни, котки і т. д.);

Гідравлічні системи класифікуються за різними ознаками: номінальному тиску, числу потоків робочої рідини, властивості регульованості параметрів та ін.

За величиною номінального тиску робочої рідини:

а) наднизького тиску - до 1 МПа;

б) низького тиску - від 1 до 4 МПа;

в) середнього тиску - від 4 до 10 МПа;

г) високого тиску - від 10 до 20 МПа;

д) надвисокого тиску - понад 20 МПа.

Гідросистеми наднизького тиску застосовуються для охолодження оброблюваних деталей і змащення поверхонь тертя.

Гідросистеми низького тиску застосовуються для управління допоміжними механізмами.

Гідросистеми середнього тиску застосовуються обмежено, так само як і в попередньому випадку, для управління допоміжними рухами, де виконання відповідних операцій низьким тиском недостатньо.

Гідросистеми високого тиску застосовуються в будівельних машинах різного технологічного призначення для зміни положення робочих органів, а в ряді машин і для приводу робочого і навісного обладнання. Крім того, вони застосовуються в роботах і маніпуляторах для приводу інструменту, переміщення оброблюваних деталей і виконання інших робочих операцій. Гідросистеми високого тиску отримали найбільше поширення в техніці.

Гідравлічні системи надвисокого тиску застосовуються на будівельних машинах з важким режимом роботи (одноковшові екскаватори, тягачі та ін.) для виконання робочих операцій.

### **3. Опис роботи заданої машини за принциповою гідравлічною схемою**

#### ***Одноковшеві повноповоротні екскаватори***

Вітчизняною промисловістю випускаються одноковшеві повноповоротні екскаватори з гідроприводом третьої, четвертої, п'ятої та шостої розмірних груп. До таких належать екскаватори марок ЕО-3322Б, ЕО-4321, ЕО-4123, ЕО-4121А, ЕО-5122, ЕО-6121 та інші. Близько 80% будівельних екскаваторів випускається з гідравлічним приводом.

Гідравлічні схеми екскаваторів третьої та четвертої розмірних груп (див. рис. 1) мають принципові відмінності від схем екскаваторів п'ятої та шостої розмірних груп.

Гідравлічна схема повноповоротного екскаватора складається з гідробака 1, регульованого подвійного насоса 2, розподільників 3 і 4, гідромоторів привода ходу 5 і 6, гідромотора повертання платформи 7, гідроциліндрів рукояті 8, стріли 9 і 10, ковша 11 (рис. 1).

Розподіляючи пристрої утворюють дві групи гідродвигунів: перша живиться від одного потоку (гідромотори 5 і 7, гідроциліндр 8), а друга – від одного чи двох потоків при нейтральному положенні золотників розподільника 3. Використання двох силових потоків одночасно збільшує швидкість гідроциліндрів привода ковша і стріли і скорочує тривалість циклу. Для збільшення швидкості реверсування екскаватора та рівно-мірного навантаження насосів гідромотори ходу підключаються до різних силових потоків.

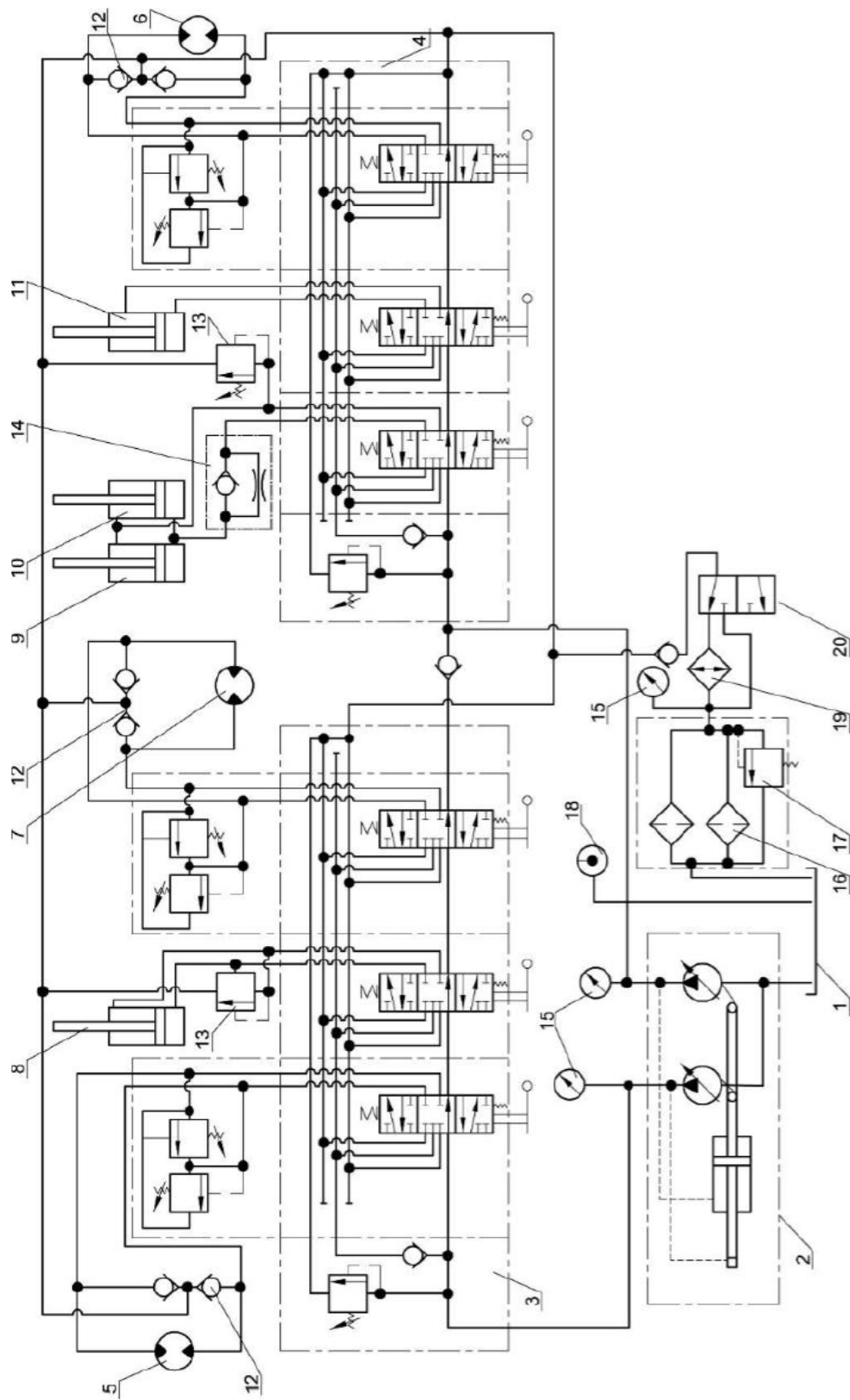


Рис. 1. Принципова гідравлічна схема повнообертових одноковшових екскаваторів з ковшами місткістю 0,4...0,6 м<sup>3</sup> : 1 - бак; 2 - регульовані насоси; 3 і 4 - розподільники; 5 і 6 - гідродвигуни пересування; 7 - гідродвигун механізму повертання платформи; 8 - гідроциліндр рукояті; 9 і 10 - гідроциліндри стріли; 11- гідроциліндр ковша; 12-зворотний клапан; 13 - запобіжний клапан; 14 - зворотний клапан з дроселем; 15 - манометр; 16 - фільтр; 17 - переливний клапан; 18 - вимірвальний прилад; 19 - охолоджувач

На трубопроводах гідромоторів встановлені блоки підживлюючих клапанів 12, які дозволяють запобігти кавітаційному режиму роботи, наприклад при русі екскаватора під ухил або гальмуванні поворотної платформи. При недостатній подачі рідини або припиненні подачі її в напірну лінію гідромотора через підживлюючий клапан рідина підсмоктується із зливної лінії.

У лінії штокових порожнин гідроциліндрів рукояті та стріли розташовані вторинні запобіжні клапани 13, які виключають перевантаження у системі при нейтральному положенні золотників керування. У лінії поршневих порожнин гідроциліндрів стріли встановлений дросель із зворотним клапаном 14, призначений для обмеження швидкості опускання стріли.

Вимірювання тиску в напірній та зливній лініях виконується манометрами 15. Фільтри 16 призначені для очищення робочої рідини від механічних домішок, а перепускний клапан 17 запобігає зливній лінії руйнування та надмірному тиску при забрудненні фільтрів. Для контролю за температурою застосований термодатчик 18.

У гідросистемах з важким режимом роботи рекомендується встановлювати теплообмінник 19 для підігріву рідини у холодну пору року і охолодження її влітку. Краном 20 вимикають теплообмінник, коли температура рідини стає оптимальною.

У зв'язку з розширенням номенклатури змінного обладнання в схемах необхідно передбачати можливість використання екскаватора з напірним грейфером, навантажувачем і т. ін. Така переналадка здійснюється за рахунок використання гідролінії повороту ковша для привода змінного обладнання.

Основна операція – копання ґрунту. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідродвигуни механізму пересування (поз. 5, 6) – 30%;
- гідродвигун механізму повороту (поз. 7) – 15%;
- гідроциліндр рукояті (поз. 8) – 30%;
- гідроциліндри стріли (поз. 9, 10) – 30%;
- гідроциліндр ковша (поз. 11) – 30%.

Причому, гідроциліндри поз. 8, 9, 10, 11 можуть працювати одночасно.

Гідравлічна схема екскаваторів п'ятої розмірної групи зображена на рис. 2. Привід гідродвигунів – два аксіально-поршневих насоси 1 і 2

типу 207.32. Вони забезпечують відокремлене автоматичне регулювання подачі рідини в діапазоні робочого тиску від 16 до 25 МПа при постійній потужності. Завдяки незалежному регулюванню потоків досягається раціональніше, ніж при сумарному регулюванні, використання потужності привода. Для керування гідродвигунами використовуються два моно-блочних розподільники 3 і 4 із закритим центром. Особливістю їх є система блокованого сервокерування, яка забезпечує одночасне підключення до напірної лінії кожного насоса тільки одного споживача, тобто незалежне живлення будь-яких двох гідродвигунів або сумарне живлення одного з гідроциліндрів. Тільки гідромотори ходу 7 і 8 мають незалежне серворегулювання розподіляючих золотників.

До корпусів розподільників прикріплені спеціальні блоки, що включають в себе два запобіжних 9 і два підживлюючих 10 клапани. Запобіжні клапани 9 призначені для обмеження тиску в гідродвигунах, що виникає в результаті дії реактивної сили або інерційного навантаження, а підживлюючі клапани 10 - для відшкодування об'ємних збитків рідини і запобігання кавітації у порожнинах гідромотора. Зворотні клапани 5 і 6 встановлюються для виключення протитечі рідини з гідроциліндрів під час ввімкнення золотника.

Паралельно до розподільників і насосів приєднаний клапанний блок 11, в якому вмонтовані запобіжні клапани та керовані золотники. Запобіжні клапани призначені для обмеження тиску рідини в напірних лініях насосів. Золотники скидають частину потоку рідини в зливну лінію при паралельному ввімкненні насосів.

Повернення платформи здійснюється гідромотором 12. Як гідромотори ходу 1 повертання платформи в екскаваторі ЕО-5122 використовуються аксіально-поршневі нерегульовані гідромотори 210.25. Для приводу робочого обладнання застосовані спарені гідроциліндри стріли 13, рукояті 14 та гідроциліндр ковша 15. У гідроциліндрах рукояті і ковша передбачене гідравлічне гальмування (демпфування) у крайніх положеннях поршня. У зливній лінії встановлений фільтр 16 з переливним клапаном 17 і двопозиційний золотник 18, що призначений для ввімкнення масляного радіатора (теплообмінника) 19. У напірних лініях насосів і зливній лінії встановлюються манометри 20, а в баці 21 – термодатчик, індикатор 22 якого знаходиться у кабіні екскаватора.

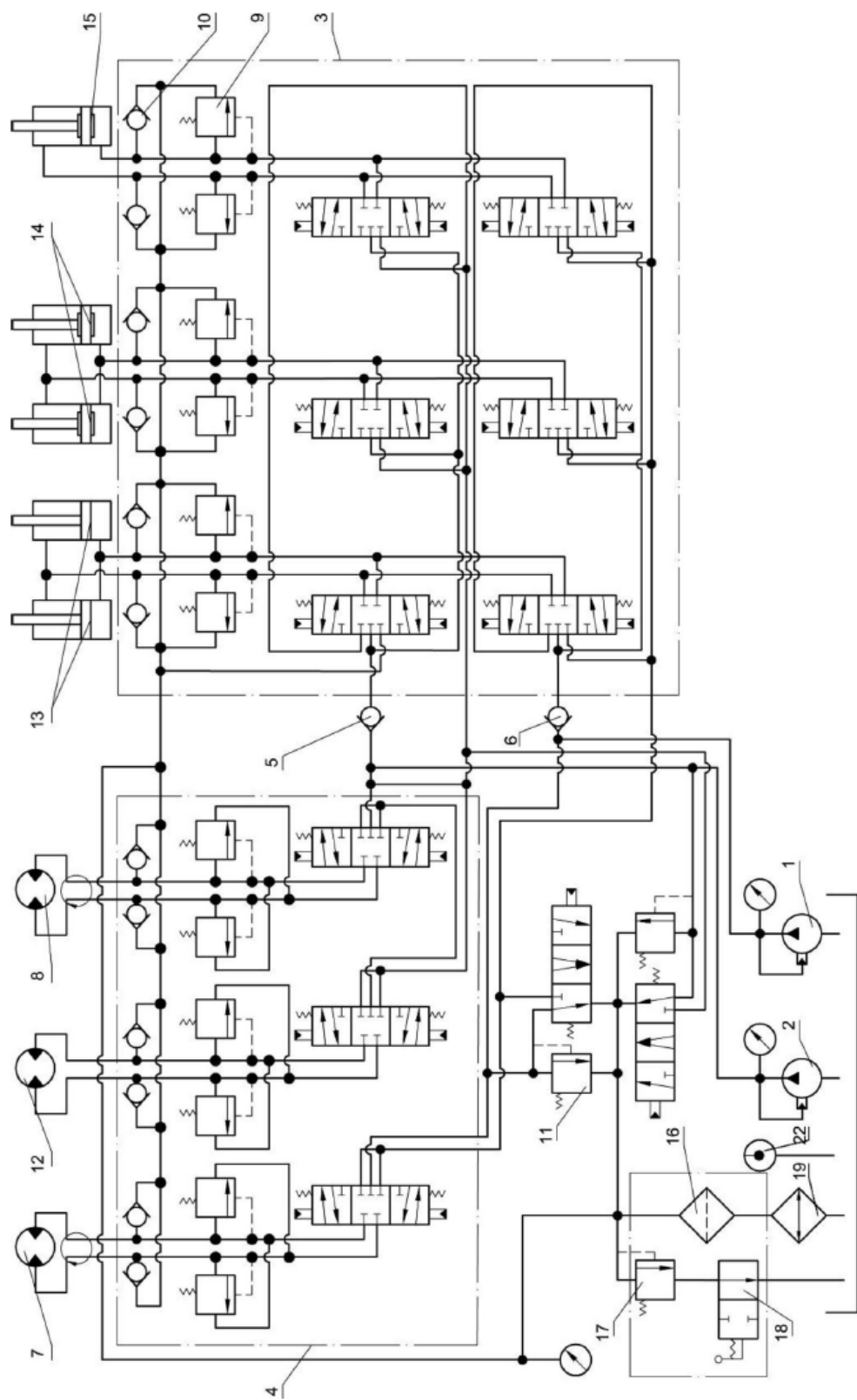


Рис. 2. Принципова гідралічна схема повнообертових екскаваторів з ковшами місткістю 0,6...1,0 м<sup>3</sup>: 1 і 2 - насоси; 3 і 4 - розподільники; 5 і 6 - зворотні клапани; 7 і 8 - гідродвигуни пересування; 9 - запобіжні клапани; 10 - зворотні клапани; 11 - блок клапанів; 12 - гідродвигун повертання платформи; 13 - гідродвигуни стріли; 14 - гідродвигуни ковша; 15 - фільтр; 16 - манометр; 17 - переливний клапан; 18 - двопозиційний золотник; 19 - манометр; 20 - охолоджувач; 21 - бак; 22 - вимірювальний прилад

Гусеничний хід приводиться в дію гідромоторами 7 і 8, кожний з яких живиться від свого насоса. Наприклад, насос 1 забезпечує обертання вала гідромотора 7, а насос 2 – гідромотора 8. При нейтральному положенні золотників розподільника 4 потоки рідини насосів підсумовуються для привода гідроциліндрів робочого обладнання.

Паралельне розташування золотників у розподільнику 3 дозволяє використовувати плунжери однакового діаметра в обох розподільниках і спрощує розведення трубопроводів.

Основна операція – копання ґрунту. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідродвигуни механізму пересування (поз. 7, 8) – 30%;
- гідродвигун механізму повороту (поз. 12) – 15%;
- гідроциліндри стріли (поз. 13) – 15%;
- гідроциліндр рукояті (поз. 14) – 30%;
- гідроциліндр ковша (поз. 15) – 30%.

Причому, гідромеханізми поз. 12, 13, 14, 15 можуть працювати одночасно.

### ***Одноковшеві неповноповоротні екскаватори***

Гідросистема навісних екскаваторів значно відрізняється від гідросистеми повноповоротних одноковшевих екскаваторів. Для навісних екскаваторів зазвичай застосовують простіші двопотокові схеми з нерегульованим насосом.

Принципова гідравлічна схема навісного екскаватора ЕО-2621 (рис. 3) включає гідробак 1, нерегульовані насоси 2 і 3, секційні розподільники 4 і 5, моноблочний розподільник 6, гідроциліндр 7 піднімання та опускання стріли, гідроциліндр 8 ковша, гідроциліндр 9 рукояті, гідроциліндри 10 робочого обладнання, гідроциліндри 11 і 12 виносних опор, гідроциліндр 13 піднімання і опускання бульдозерного відвалу. Крім того, у гідросистему входять контрольно-регулювальні агрегати: коробка запобіжних (вторинних) і підживлюючих клапанів 14, вентиль 15, зворотний клапан 16, гідрозамки 17, дросель із зворотним клапаном 18, манометри 19, датчик температури 20. На зливній лінії встановлений фільтр 21 з переливним клапаном.

Від насоса 2 робоча рідина надходить у розподільник 4, який керує гідроциліндрами робочого обладнання екскаваторів. У напірній секції розподільників вмонтовані запобіжні (первинні) і зворотні клапани.

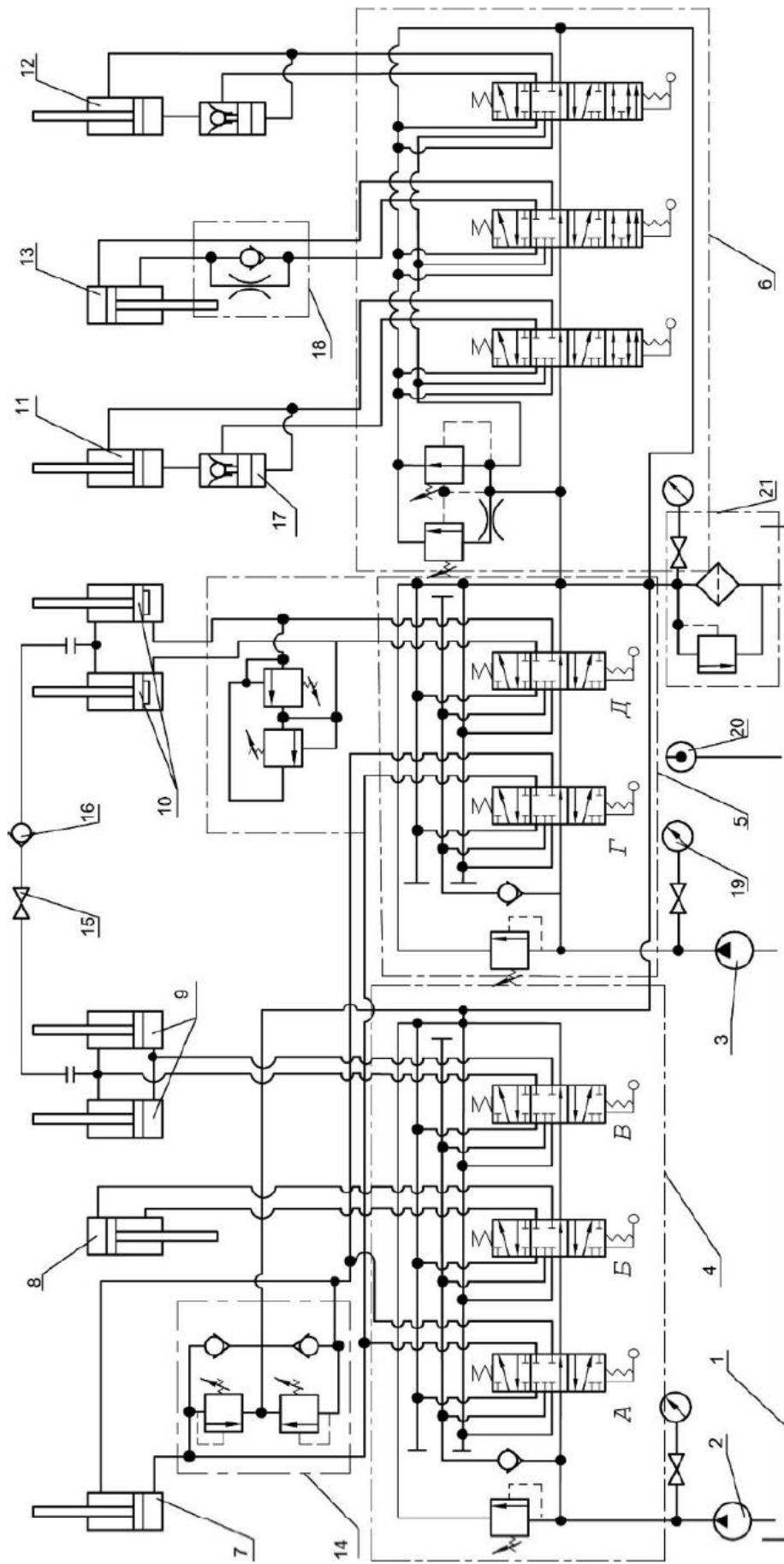


Рис. 3. Принципова гідравлічна схема неповоротного екскаватора ЭО-2621:

1 - бак; 2 і 3 - насоси; 4 і 5 - секційні розподільники; 6 - моноблочний розподільник; 7 - гідроциліндр стріли; 8 - гідроциліндр рукояті; 9 - гідроциліндр ковша; 10 - гідроциліндри обертання поворотної частини; 11 і 12 - гідроциліндри опор; 13 - гідроциліндр бульдозера; 14 - блок запобіжних клапанів; 15 - вентиль; 16 - клапан; 17 - зворотний клапан; 18 - дроселем із зворотним клапаном; 19 - манометр; 20 - вимірювальний прилад, 21 - фільтр з переливним клапаном.

Запобіжні клапани служать для запобігання підвищення тиску у напірних лініях, зворотні – для виключення протитечії рідини від гідроциліндрів до насосу в період ввімкнення золотника. У поршневій і штоковій лініях гідроциліндра стріли 7 встановлена коробка запобіжних і підживлюючих клапанів, щоб уникнути динамічних перевантажень і кавітаційного режиму роботи головного гідроциліндра.

З метою скорочення тривалості циклу в гідросистемі передбачено об'єднання потоків рідини при подаванні її у гідроциліндр стріли 7. Об'єднання потоку відбувається одночасним ввімкненням золотників А і Г розподільників 4 і 5. У штоковій лінії гідроциліндра піднімання і опускання відвала 13 встановлений дросель зі зворотнім клапаном 18, що призначений для зменшення швидкості опускання відвалу і запобігання падіння при руйнуванні трубопроводу. Гідрозамки 17 виключають витік рідини з поршневих порожнин гідроциліндрів виносних опор 11 і 12, чим забезпечують зберігання стійкого положення екскаватора під час копання. Послідовно з розподільником 5 в напірну лінію насоса 3 приєднаний розподільник 6, що керує допоміжними гідроциліндрами привода виносних опор та відвала бульдозера. Ці гідроциліндри можуть бути з'єднані з напірною лінією насоса 3 тільки тоді, коли золотники Г і Д розподільника 5 знаходяться у нейтральному положенні.

У поршневих порожнинах гідроциліндрів 10 передбачені демпферні пристрої, які забезпечують гальмування наприкінці ходу при повертанні колон з робочим обладнанням. Для виключення динамічних навантажень на початку повертання і при гальмуванні колонки в лінії золотника Д розподільника 5 вмонтовані перепускні клапани. Узгодженість руху гідроциліндрів 10 досягається за рахунок періодичного підживлення штокових порожнин при ввімкненні гідроциліндрів повороту рукояті через вентиль 15 та зворотній клапан 16.

Для контролю за режимом роботи гідроприводу екскаватора в напірних лініях насосів та об'єднаній зливній лінії встановлені манометри 19, а в баці – датчик дистанційного термометра 20.

Основна операція – копання ґрунту. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндр стріли (поз. 7) – 15%;
- гідроциліндр рукояті (поз. 8) – 30%;

- гідроциліндри ковша (поз. 9) – 30%;
- гідроциліндри повороту (поз. 10) – 15%;
- гідроциліндри механізму виносних опор (поз. 11, 12) – 10%;
- гідроциліндр бульдозера (поз. 13) – 20%.

Причому, гідроциліндри поз. 7, 8, 9 та 10 можуть працювати одночасно.

### *Ланцюгові траншейні екскаватори*

Ланцюгові траншейні екскаватори випускаються на пневмоколісному і гусеничному ході. Вони призначені для риття траншей під кабелі, трубопроводи і т. ін. у мінеральних ґрунтах першої та другої категорій без кам'янистих включень.

Гідравлічний привод ланцюгових траншейних екскаваторів використовується для піднімання та опускання робочого органа і бульдозерного відвалу, а також привода механізму пересування і виконується, як правило, на базі тракторної гідросистеми.

Принципова гідравлічна схема ланцюгового траншейного екскаватора (рис. 4) складається з гідробака 1, нерегульованого гідронасоса 2, моноблочного розподільника 3, гідроциліндра піднімання і опускання робочого органа 4, гідроциліндра піднімання і опускання бульдозерного відвалу 5, дроселя зі зворотним клапаном 6, гідромотора 7 привода пересування екскаватора, дроселя з регулятором 8, фільтра з переливним клапаном 9, манометрів 10 і датчика температури 11.

Насос 2 подає робочу рідину з бака 1 до чотирипозиційного розподільника 3. При нейтральному і плаваючому положеннях золотників розподільника рідина зливається знову в бак. Гідроциліндри 4 і 5 служать для піднімання і опускання робочого органу відвала бульдозера. Необхідне стабільне положення робочого органу досягається встановленням відповідного золотника розподільника у плаваюче положення. Дроселі зі зворотнім клапаном 6 призначені для обмеження швидкості опускання робочих органів під дією власної ваги.

Тільки при нейтральному або плаваючому положенні перших двох золотників може бути ввімкнений механізм пересування екскаватора, який приводиться в дію від гідромотора 7. Встановлений паралельно з гідромотором 7 дросель з регулятором 8 служить для регулювання швидкості руху машини вперед. На напірній лінії насоса і перед фільтром встановлені манометри 10, а в баці – датчик температури 11.

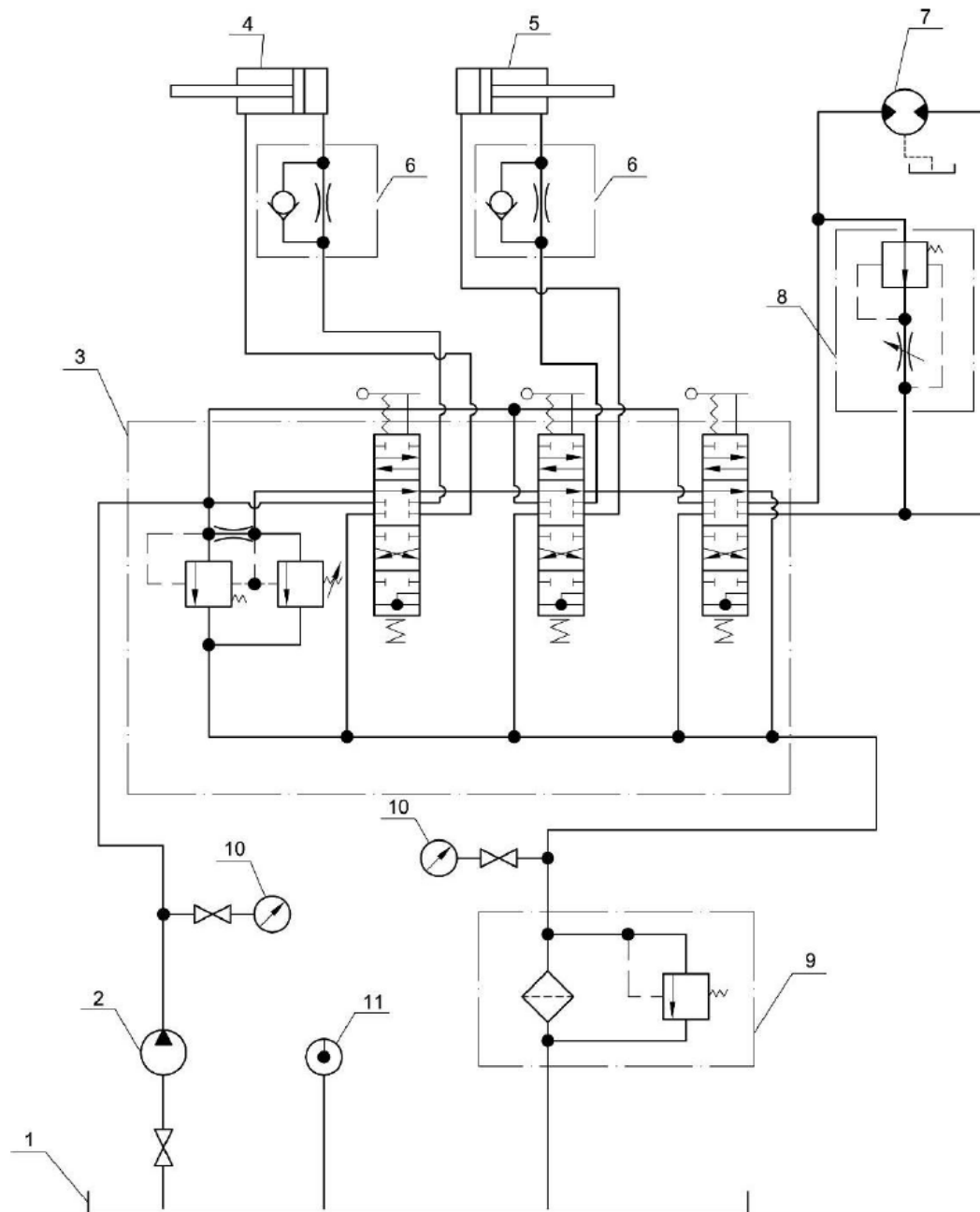


Рис. 4. Принципова гідравлічна схема ланцюгового траншейного екскаватора:

1 - бак; 2 - насос; 3 - моноблочний розподільник; 4 - гідроциліндр піднімання - опускання робочого органа; 5 - гідроциліндр піднімання - опускання відвалу бульдозера; 6 - дросель із зворотнім клапаном; 7 - гідродвигун механізму пересування; 8 - дросель з регулятором; 9 - фільтр із запобіжним клапаном; 10 - манометр; 11- вимірювальний прилад

Основна операція – копання ґрунту з одночасним рухом базової машини. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри піднімання-опускання робочого органа (поз. 4) – 15%;

- гідроциліндр бульдозера (поз. 5) – 30%;
- гідромотор механізму пересування (поз. 7) – 65%.

Причому, гідромеханізми поз. 4 і 7 можуть працювати одночасно.

### ***Роторні траншейні екскаватори***

Гідравлічний привод роторних траншейних екскаваторів експлуатується при важчих режимах, ніж у ланцюгових екскаваторів, тому в гідросистемі дросельне регулювання швидкості переміщення машини замінено об'ємним регулюванням.

Принципова гідравлічна схема роторного траншейного екскаватора (рис. 5) складається з двох систем:

- приводи рухів робочого обладнання;
- привода робочого пересування екскаватора.

Перша гідросистема включає в себе бак 1 насос постійної подачі 2, секційний розподільник 3, гідроциліндри піднімання і опускання передньої 4 та задньої 5 частин рами робочого обладнання. Для обмеження швидкості опускання ротора в штокових лініях гідроциліндрів застосовані дроселі зі зворотними клапанами 6. У напірній і зливній лініях встановлені манометри 7, а в баці датчик температури 8. Очищення робочої рідини здійснюється фільтром 9 з переливним клапаном 11.

Друга гідросистема призначена для привода механізму пересування екскаватора і виконана за закритою схемою циркуляції робочої рідини. У систему входять нерегульований насос підживлення 10, фільтр з переливним клапаном 11, охолоджувач 13, клапанна коробка 12, регульований насос 14, гідромотор 15, манометри 16. Насос 10 використовується для поповнення робочою рідиною гідролінії насоса 14 в закритій системі, а клапанна коробка 12 для обмеження тиску в лінії підживлення і основній лінії.

Основна операція – копання ґрунту з одночасним рухом базової машини. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри передньої частини рами (поз. 4) – 25%;
- гідроциліндр задньої частини рами (поз. 5) – 25%;
- гідродвигун механізму пересування (поз. 15) – 40%.

Причому, всі гідромеханізми можуть працювати одночасно.

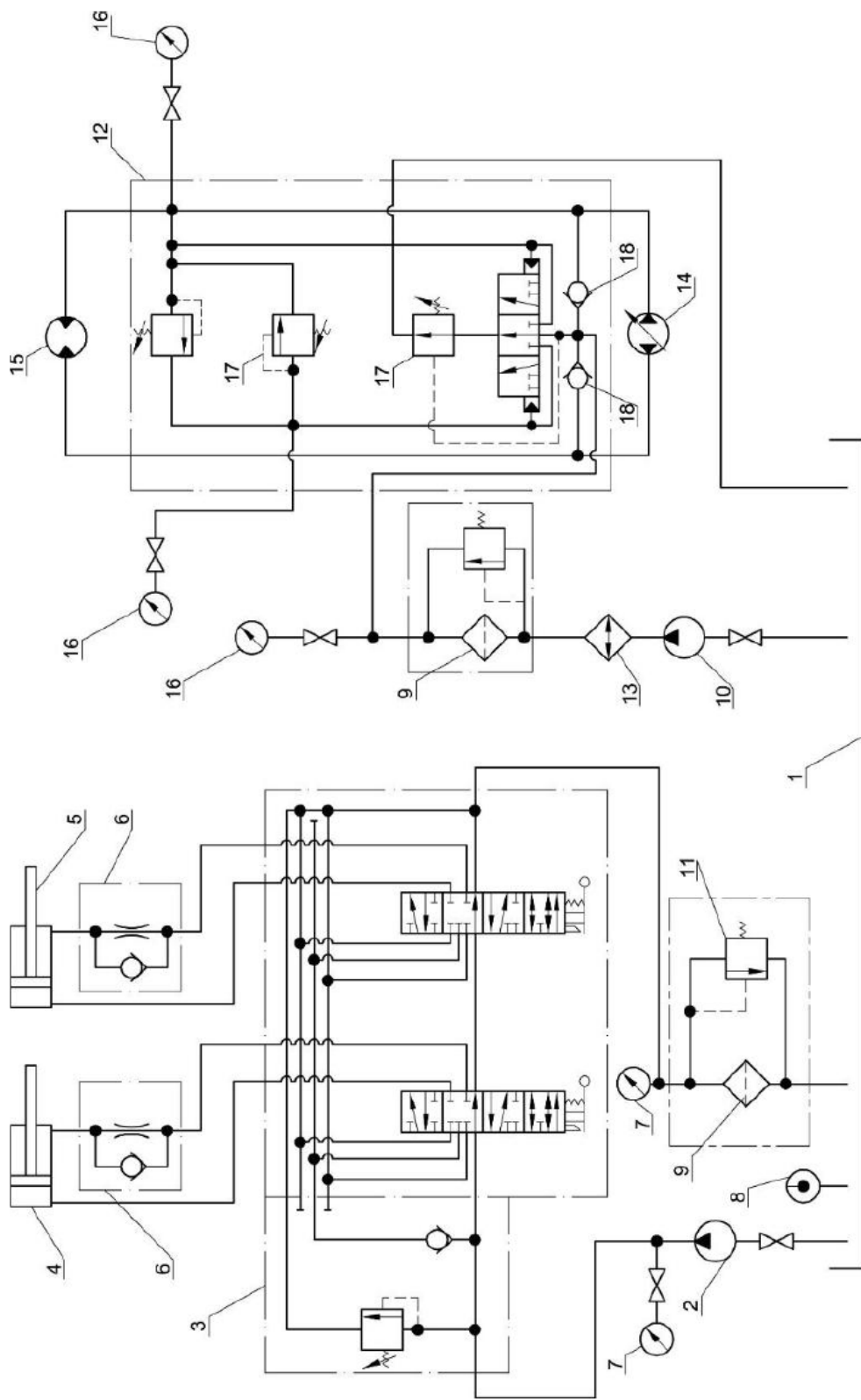


Рис. 5. Принципова гідравлічна схема роторного траншейного екскаватора:

1 - бак; 2 і 10 - насоси; 3 - секційний розподільник; 4 - гідроциліндр передньої частини рами; 5 - гідроциліндр задньої частини рами; 6 - дросель із зворотнім клапаном; 7 і 16 - манометри; 8 - вимірювальний прилад; 9 і 11 - відповідно фільтр та переливний клапан; 12 - моноблочний клапан; 13 - охолоджувач; 14 - регульований насос; 15 - гідродвигун механізму пересування.

### ***Екскаватори-планувальники***

Екскаватори-планувальники мають гідравлічний привід робочого обладнання і механізму ходу. Принципова гідравлічна схема екскаватора-планувальника ЕО-2131А (рис. 6) включає гідробак 1, три нерегульованих насоси 2, 3, 4, які подають робочу рідину в три секційні розподільники 5, 6 і 7. Робочі секції розподільників 5 і 6 мають клапанні коробки 8 з запобіжними (вторинними) і підживлюючими клапанами.

Для повертання стріли застосовується гідроциліндр 9, ковша – циліндр 10, а платформи екскаватора – гідромотор 11. Усі ці гідродвигуни живляться від насоса 2. Спарені гідроциліндри 12 служать для піднімання і опускання стріли. У штокових лініях цих гідроциліндрів вмонтований дросель зі зворотним клапаном 13, який обмежує швидкість опускання стріли. Зворотний клапан дозволяє уникнути опір в дроселі при підніманні стріли.

Гідромотори 14 і 15 призначені для привода гусеничного ходу, гідроциліндри 16 односторонньої дії – для ввімкнення стопорів гусениць. Відмітною особливістю гідросистеми є наявність у розподільнику 6 додаткових золотникових блоків 17, зв'язаних механічно з основними золотниками розподільника. При ввімкненні гідромоторів гусеничного ходу рідина одночасно надходить до гідроциліндрів 16, які вмикають стопори гусениць.

Для зміни вильоту стріли застосований гідроциліндр 18, що живиться від окремого насоса 4. Рідина очищується двома встановленими паралельно фільтрами 19 з переливними клапанами. Як відомо, гідросистема екскаватора вельми теплонапружена, тому у зливній лінії передбачений охолоджувач рідини 20, який вмикається золотником 21. У напірній лінії насосів встановлений манометр 22, що дозволяє вимірювати тиск по черзі у кожній лінії. На зливній лінії також передбачений манометр 23 за показами якого визначають рівень забруднення фільтроелементів. У баці розташований датчик 24 дистанційного термометра.

Другою відмітною особливістю даної гідросистеми є об'єднання потоків рідини від насосів 2 і 3 для подавання її у гідромотори 14 і 15 гусеничного ходу. Це досягається за рахунок під'єднання зливної лінії насоса 2 до спеціальної секції проміжного живлення розподільного блока 6. Таке об'єднання гідроліній забезпечує збільшення швидкості пересування екскаватора.

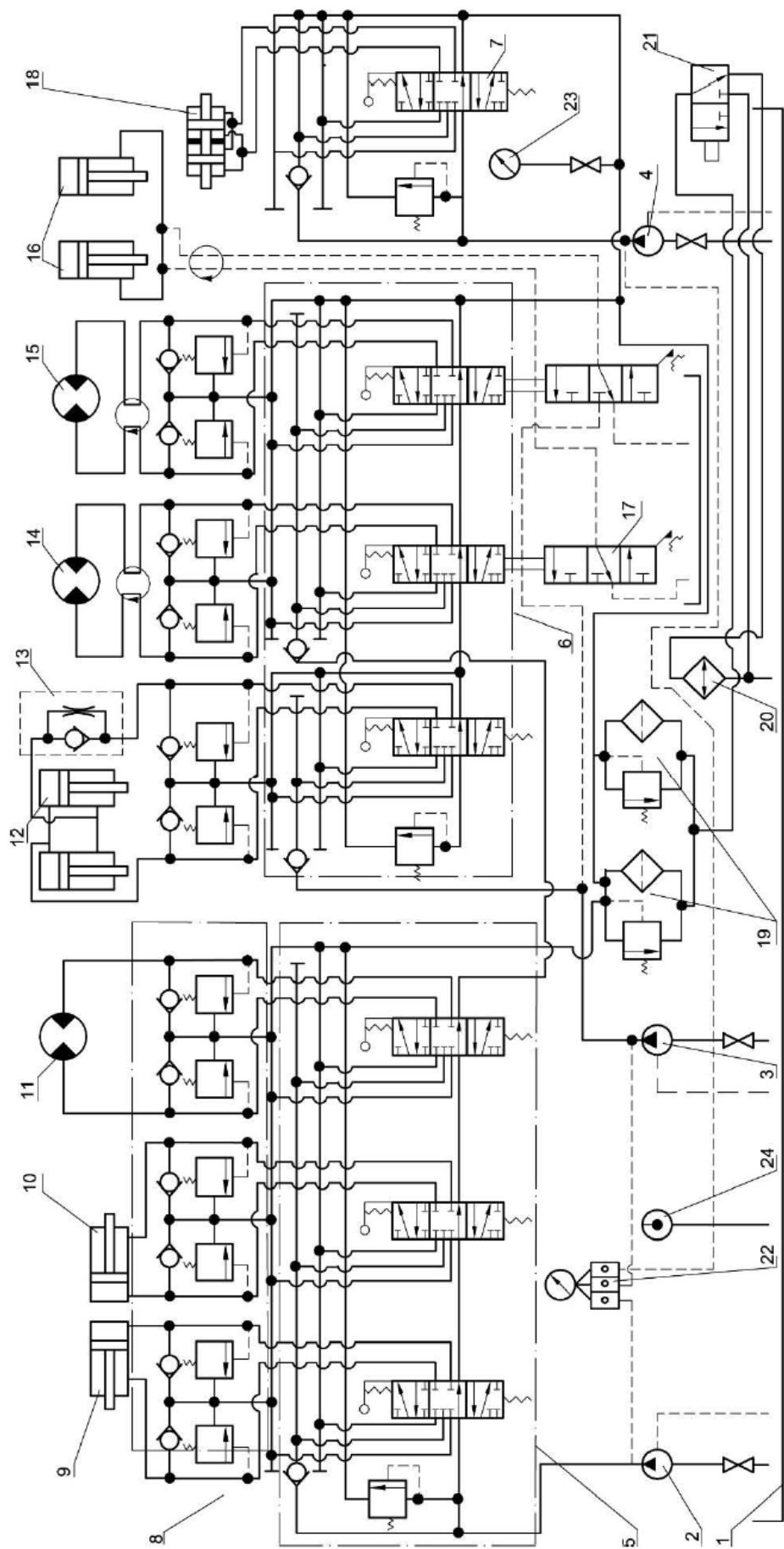


Рис. 6. Принципова гідравлічна схема екскаватора - планувальника:

1 - бак; 2,3,4 - насоси; 5,6,7 - секційні розподільники; 8 - блок клапанів; 9 - гідроциліндр повороту стріли; 10 - гідроциліндр повороту стріли; 11 - насоси; 12 - гідроциліндр піднімання та опускання стріли; 13 - дросель із зворотнім клапаном; 14 і 15 - ковша; 16 - двигун повороту платформи; 17 - гідроциліндр фіксації гусениць; 18 - блок золотників; 19 - гідродвигун механізму пересування; 20 - гідроциліндр односторонньої дії для фіксації гусениць; 21 - блок золотників; 22 - гідроциліндр зміни вильоту стріли; 23 - золотник; 24 - манометр; 24 - вимірювальний прилад

Основна операція – копання ґрунту. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндр повороту стріли (поз. 9) – 15%;
- гідроциліндр ковша (поз. 10) – 20%;
- гідродвигун механізму повороту (поз. 11) – 30%;
- гідроциліндр піднімання стріли (поз. 12) – 30%;
- гідродвигуни механізму пересування (поз. 14, 15) – 30%;
- гідроциліндр фіксації гусениць (поз. 16) – 30%;
- гідроциліндр зміни вильоту стріли (поз. 18) – 25%.

Причому, гідроциліндри поз. 9, 10, 12, 18 можуть працювати одночасно.

Розглянемо іншу принципову гідравлічну схему екскаватора-планувальника (рис. 7). До неї входять гідробак 1, три нерегульовані насоси 2, 3, 4. Наявність трьох незалежних потоків рідини дозволяє поєднати рухи робочого обладнання. Від насоса 2 рідина подається до секційного розподільника 5, а від насосів 3 і 4 – до розподільників 6 і 7. Розподільник 5 керує гідроциліндром 8 повертання стріли відносно поздовжньої осі, гідроциліндром 9 повертання ковша і гідромотором 10 повертання платформи. Розподільник 6 керує потоком рідини до гідромотора 11 привода лівої гусениці і спареним гідроциліндром 12 піднімання і опускання стріли екскаватора. Розподільник 7 здійснює керування гідроциліндром 13 висування телескопічної стріли і гідромотором 14 привода правої гусениці.

У робочих секціях усіх розподільників, що керують гідромоторами, вмонтовані блоки запобіжних (вторинних) клапанів 15, які служать для обмеження тиску на початку і в кінці руху, а також при буксуванні екскаватора. Для усунення кавітації в лініях гідромоторів передбачені зворотні клапани 16.

У штокових і поршневих лініях гідроциліндрів 8, 9 і 12 встановлені коробки запобіжних і зворотних клапанів 17, які забезпечують рух штоків гідроциліндрів при підвищених навантаженнях на одних робочих органах при русі інших органів. У лініях гідроциліндра 9 і в поршневій лінії гідроциліндрів 12 застосовані дроселі зі зворотним клапаном 18, які обмежують швидкість повертання ковша і опускання стріли.

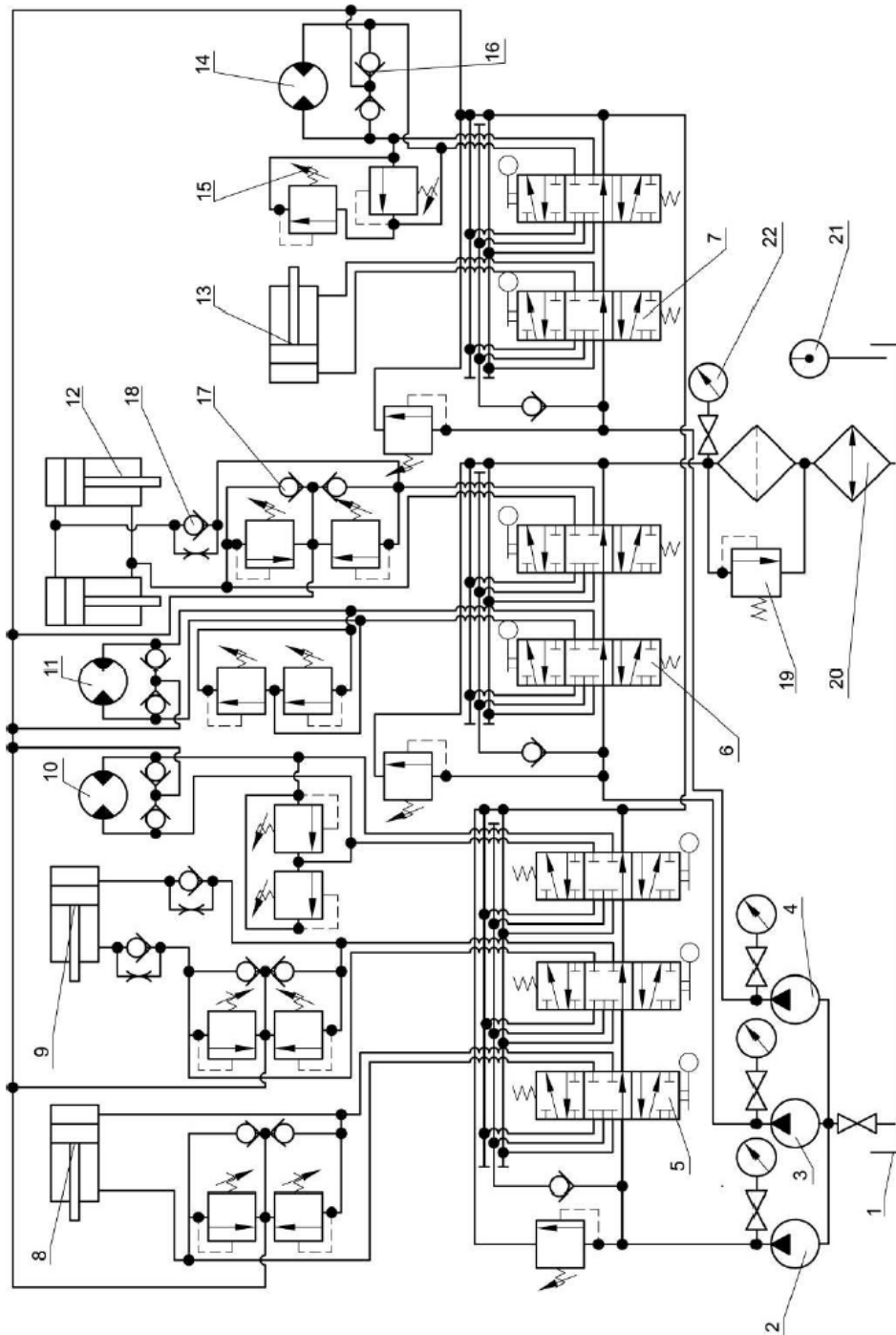


Рис. 7. Принципова гідралічна схема екскаватора - планувальника:

1-бак; 2,3,4 - насоси; 5,6,7 - золотник; 8 - гідроциліндр повороту стріли; 9 - гідроциліндр повороту ковша; 10 - гідродвигун повороту платформи; 11- гідродвигун лівої гусениці; 12 - гідроциліндр піднімання стріли; 13 - гідроциліндр висування телескопічної стріли; 14 - гідродвигун правої гусениці; 15 - блок запобіжних клапанів; 16 - зворотні клапани; 17 - блок запобіжних та зворотних клапанів; 18- дросель із зворотнім клапаном; 19 - фільтр з переливним клапаном; 20 - охолоджувач; 21- вимірювальний прилад; 22 - манометр

В об'єднаній зливній гідролінії встановлені фільтр 19 з переливним клапаном, охолоджувач 20 робочої рідини, а у баці – датчик 21 дистанційного вимірювання температури. Контроль тиску у напірній і зливній лініях насосів здійснюється манометрами 22.

Основна операція – копання ґрунту. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндр повороту стріли (поз. 8) – 30%;
- гідроциліндр ковша (поз. 9) – 30%;
- гідродвигун повороту платформи (поз. 10) – 10%;
- гідродвигун механізму приводу гусениць (поз. 11) – 10%;
- гідроциліндри піднімання стріли (поз. 12) – 15%;
- гідроциліндр висування стріли (поз. 13) – 30%;
- гідродвигуни механізму пересування (поз. 14) – 30%.

Причому, гідроциліндри поз. 9, 12, 13 можуть працювати одночасно.

### ***Екскаватори-дреноукладачі***

На рис. 8 зображена принципова двопотокова гідравлічна схема екскаватора-дреноукладача. У даному екскаваторі гідравлічний привід здійснює піднімання, опускання і повертання трубоукладача і робочого органу, обертання барабана тягової лебідки. Гідросистема включає такі основні елементи: гідробак 1, насоси 2 і 3, розподільники 4 і 5, гідромотор 6 привода тягової лебідки, гідроциліндри 7 піднімання і опускання рами трубоукладача, гідроциліндри 8 піднімання і опускання робочого органу, гідроциліндри 9 повороту трубоукладача, гідроциліндр 10 піднімання і опускання опори, гідроциліндра 11 повороту робочого органу. У лініях гідромотора встановлений запобіжний клапан з переливним золотником 12. У робочих лініях гідроциліндрів 7, 8 і 11 застосовані дроселі зі зворотними клапанами 13, призначені для зниження швидкості опускання робочого органу трубоукладача, а також для запобігання падіння цих елементів в разі обриву шланга.

При роботі екскаватора на прямолінійній ділянці вентилем 15 блокуються гідроциліндри 11 повороту робочого органу. Для стабілізації глибини копання за допомогою блокування гідроциліндрів 8 застосований аналогічний вентиль 14. Це забезпечує укладання труб в траншею на однакову глибину незалежно від поздовжніх нахилів поверхні.

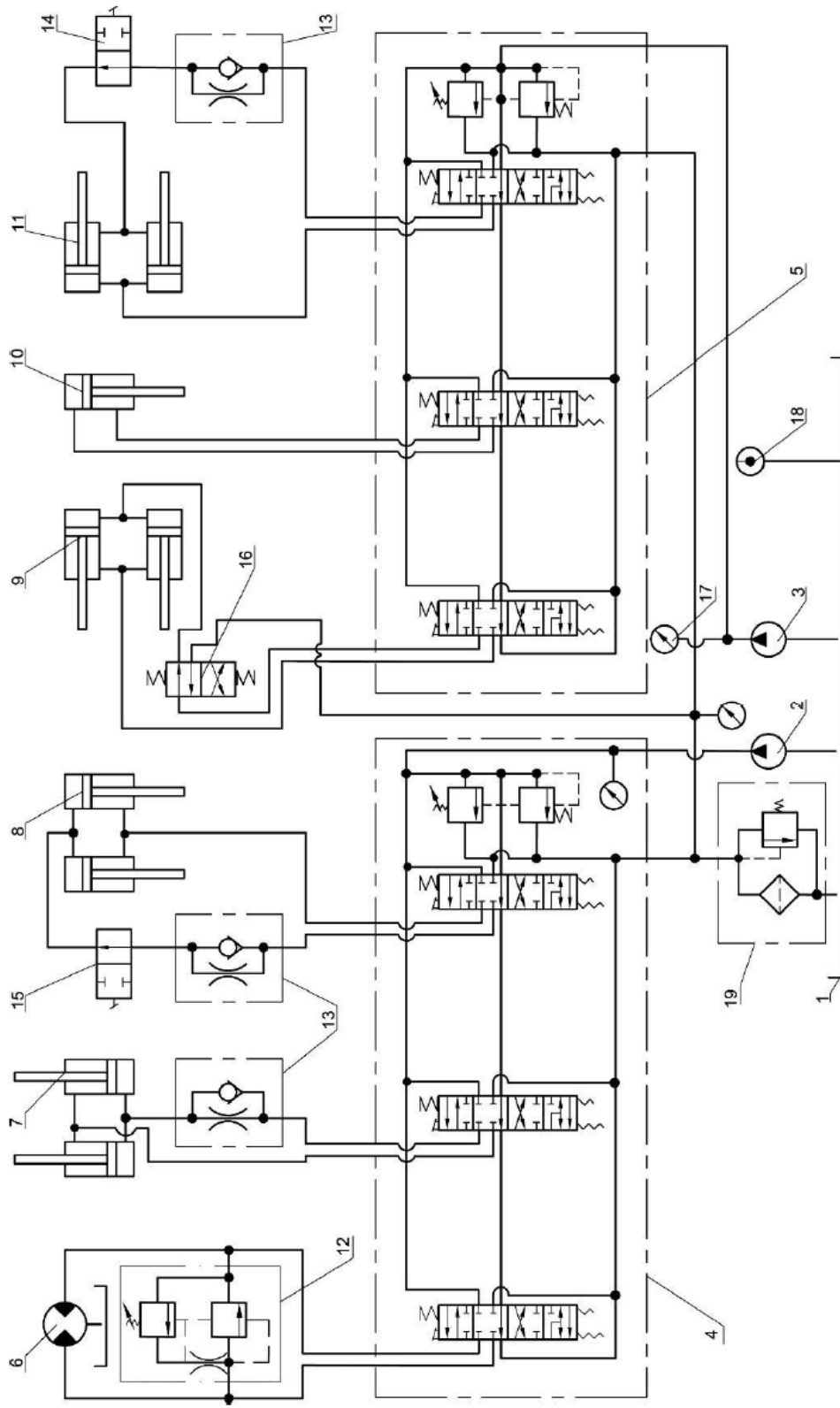


Рис. 8. Принципова гідролічна схема екскаватора - дренаюкладача:

1- бак; 2 , 3 - насос; 4 і 5 - розподільник; 6 - гідродвигун лебідки; 7 - гідроциліндр піднімання рами трубоукладача; 8 - гідроциліндр піднімання робочого органа; 9 - гідроциліндр повороту трубоукладача; 10 - гідроциліндр повороту робочого органа; 12 - запобіжний клапан з переливним золотником; 13 - дросель із зворотнім клапаном; 14 і 15 - вентиль; 16 - золотник з механічним кулачковим управлінням; 17 - манометр; 18 - вимірювальний прилад; 19 - фільтр з переливним клапаном

У поршневих лініях гідроциліндрів 9 встановлений золотник 16 з механічним кулачковим перемиканням. Золотник забезпечує автоматичне повертання трубоукладача при повороті базової машини.

У напірних гідролініях насосів і об'єднаній зливній лінії встановлені манометри 17, а в баці – датчик температури 18. Потік рідини фільтрується лінійним фільтром 19 з переливним клапаном.

Основні операції - піднімання, опускання і поворот трубоукладача і робочого органа, обертання барабана тягової лебідки. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідродвигун лебідки (поз. 6) – 30%;
- гідроциліндри піднімання рами (поз. 7) – 15%;
- гідроциліндри піднімання робочого органа (поз. 8) – 30%;
- гідроциліндри повороту машини (поз. 9) – 30%;
- гідроциліндр опор (поз. 10) – 15%;
- гідроциліндри повороту робочого органа (поз. 11) – 15%;

Причому, гідроциліндри поз. 8, 11 можуть працювати одночасно.

### ***Екскаватори-канавокопачі***

Принципова гідравлічна схема екскаватора-канавокопача (рис. 9) складається з п'яти окремих приводів:

- а) установочних рухів робочого обладнання;
- б) автоматичного утримання заданого рівня і нахилу дна каналу;
- в) робочого пересування машини;
- г) правого робочого органа /фрези/;
- д) лівого робочого органа /фрези/.

Гідропривід установочних рухів робочого обладнання складається з насоса 1, секційного розподільника 2, гідроциліндрів 3 піднімання і опускання робочого органа, гідроциліндрів 4 встановлення робочого органа у транспортне положення, гідроциліндра 5 повороту робочого органа в горизонтальній площині. У поршневих лініях гідроциліндрів 3 і 4 застосовані дроселі 6 із зворотними клапанами, що служать для обмеження швидкості опускання робочого органа. Зливні лінії гідроприводу установочних рухів і гідроприводу автоматичного підтримання заданого рівня і гідроприводу автоматичного підтримання наданого рівня об'єднані. На цій лінії розміщений фільтр 7 з переливним клапаном.

Для автоматичного підтримання заданого рівня і нахилу дна каналу застосовані насос 8 постійної подачі, електрогідравлічний трипозиційний золотник 9, гідроциліндр 10 піднімання і опускання опорної лижі. У напірній лінії гідронасоса встановлений запобіжний клапан 11, а у штоковій лінії гідроциліндра – дросель 12 із зворотнім клапаном.

Гідропривід робочого пересування екскаватора виконаний за замкненою схемою циркуляції робочої рідини. Привід включає регульований насос 13, розподільний блок 14 з ручним і гідравлічним керуванням. Розподільний блок 14 призначений для обмеження тиску в напірних лініях системи і забезпечення підживлення. Гідропривід пересування має також гідромотор 15 привода механізму ходу, систему підживлення, що складається з нерегульованого насоса 16, фільтра 17 з переливним клапаном, охолоджувача рідини 18.

Гідропривід обертання лівої та правої фрез виконаний також за замкненою схемою циркуляції рідини. Насоси постійної подачі 19 і 20 спрямовують рідину до секційних розподільників 21 і 22, робочі секції яких мають блоки запобіжних клапанів. Фрези обертаються гідромоторами 23 і 24. Підживлення систем – від насосу 25, який подає рідину крізь фільтр 26, теплообмінник 27 у всмоктувальні лінії насосів 19 і 20. Коли необхідність у підживленні відпадає, насос 25 перекачує рідину крізь переливний золотник 28 знов у бак. Для вимірювання тиску напірні та зливні лінії гідросистеми мають манометри 29, а в об'єднаному баці 30 є дистанційний термометр 31.

Основна операція – копання ґрунту. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри піднімання робочого органа (поз. 3) – 15%;
- гідроциліндри встановлення робочого органа в транспортне положення (поз. 4) – 10%;
- гідроциліндр повороту робочого органа (поз. 5) – 15%;
- гідроциліндр опори (поз. 10) – 10%;
- гідродвигуни механізму пересування (поз. 15) – 30%;
- гідродвигуни обертання фрези (поз. 23, 24) – 30%.

Причому, гідродвигуни поз. 15, 23, 24 можуть працювати одночасно.

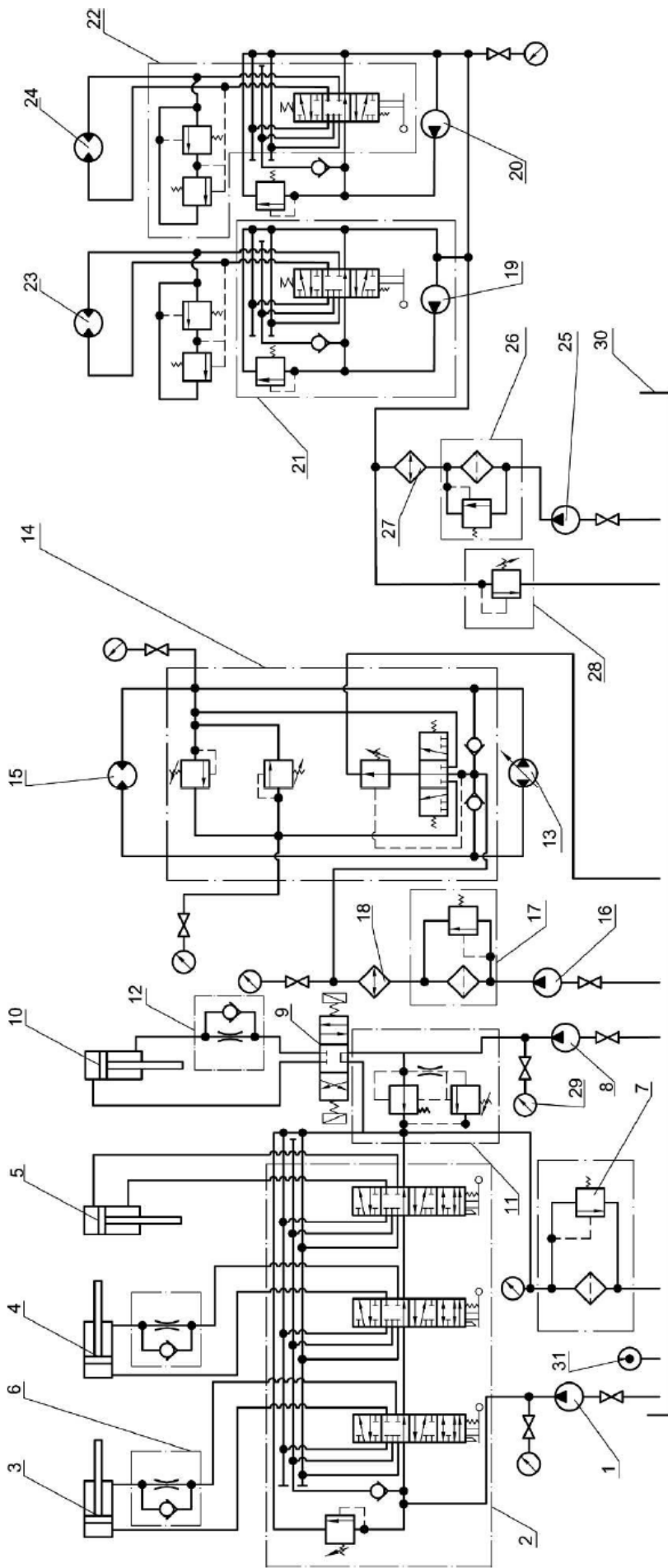


Рис. 9. Принципова гідравлічна схема екскаватора - канавокопача:

1, 8, 16, 19, 20, 25 - насос; 2 - секційний розподільник; 3 - гідроциліндр розподільник; 4 - гідроциліндр піднімання робочого органу; 5 - гідроциліндр повороту робочого органу; 6, 12 - дросель із зворотнім клапаном; 7, 17, 26 - робочого органу в транспортне положення; 9 - золотник; 10 - гідроциліндр опори ліжжі; 11 - гідроциліндр розподільник з блоком запобіжних клапанів; 13 - регульований насос; 14 - фільтр із переливним клапаном; 15 - гідродвигун пересування; 18, 27 - охолоджувач; 21, 22 - секційний розподільник з блоком запобіжних клапанів; 23, 24 - гідродвигуни обертання фрези; 28 - переливний золотник; 29 - манометр; 30 - бак; 31 - вимірювальний прилад

### *Бульдозери, розпушувачі, корчувачі та кущорізи*

Гідравлічні схеми сучасних бульдозерів передбачають агрегування на гусеничному або пневмоколісному тягачі різноманітного навісного обладнання (кущорізного, корчувального та розпушуючого). Гідропривід бульдозерів повинен забезпечувати піднімання, опускання, зміну кутів нахилу і перекосу відвалу, а також дозволяти встановлення блока автоматичного керування бульдозерним обладнанням.

Типова гідравлічна схема бульдозера, розпушувача, корчувача та кущоріза (рис. 10) включає такі елементи: бак 1, насос постійної подачі 2, секційний розподільник 3, гідроциліндри 4 піднімання і опускання відвалу бульдозера (або робочого органу корчувача), гідроциліндри 5 і 6 нахилу і перекосу відвалу, гідроциліндри 7 блокування підвіски ходового механізму гусеничного рушія, гідроциліндри 8 піднімання і опускання корчувача або рами розпушувача. Крім того, до складу гідросистеми входять гідрозамок 9, роз'ємні з'єднання 10, дросель зі зворотним клапаном 11, трипозиційний золотник 12 з електрогідравлічним керуванням, двопозиційний золотник 13, гідроциліндр 14 односторонньої дії з пружинним вертанням, додатковий запобіжний клапан 15, дросель з регулятором 16, манометри 17, термометр 18, фільтр 19 з переливним клапаном.

З бака 1 робоча рідина подається насосом 2 в напірну секцію розподільника 3. Чотирипозиційний золотник А спрямовує потік рідини у гідроциліндри 4 піднімання і опускання відвалу бульдозера. Трипозиційні золотники Б і В керують гідроциліндрами 5 і 6, які змінюють кути нахилу і перекосу відвалу. При одночасному висуванні або втягуванні штоків гідроциліндрів 5 і 6 змінюється кут нахилу відвалу, а при подаванні рідини у протилежні порожнини цих гідроциліндрів регулюється перекис відвалу.

Трипозиційні золотники Г і Д керують відповідно гідроциліндрами 7 і 8 блокування підвіски ходової частини трактора і піднімання-опускання корчувача або рами розпушувача.

У штоковій лінії гідроциліндрів піднімання і опускання відвалу бульдозера встановлений дросель 11 зі зворотнім клапаном, що забезпечує суцільність потоку рідини і уповільнення швидкості опускання відвалу. Приєднання гідроциліндрів до розподільника і з'єднання деяких інших гідроліній здійснюється з допомогою швидкокороз'ємних муфт 10 зі зворотними клапанами. Застосування цих муфт зменшує витрати рідини при виконанні монтажних робіт і виключає попадання в гідросистему зовнішніх забруднень і вологи. Гідрозамок 9 призначений для стабілізації положення рами розпушувача або корчувача.

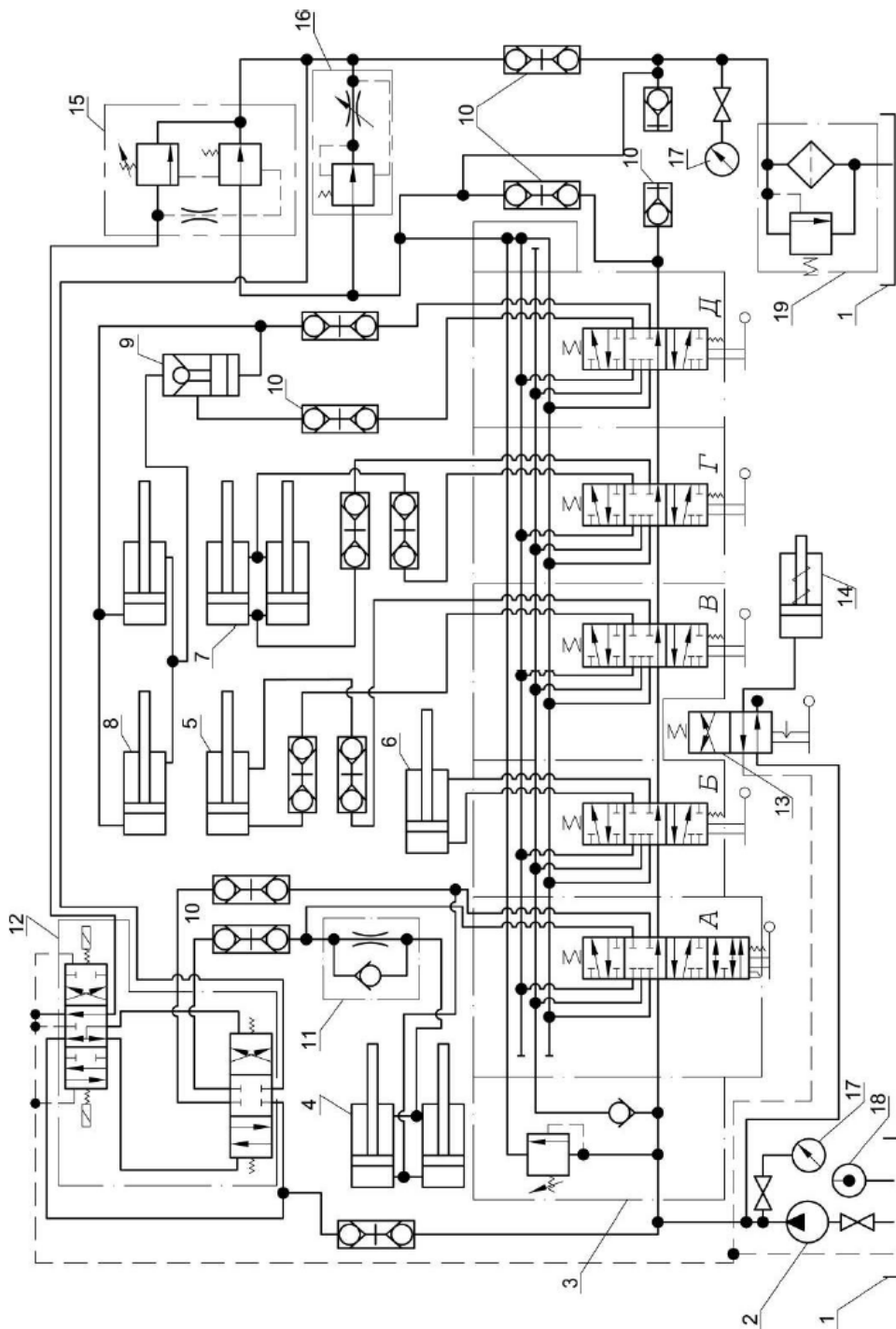


Рис. 10. Принципова гідравлічна схема бульдозера - розпушувача (кущоріза):

1- бак; 2 - насос; 3 - секційний розподільник; 4 - гідроциліндр піднімання та опускання відвалу; 5, 6 - гідроциліндри нахилу та перекосу відвалу; 7 - гідроциліндр блокування підвіски механізму пересування; 8 - гідроциліндри піднімання та опускання рами розпушувача; 9 - гідроциліндр піднімання та опускання рами розпушувача; 10 - розняття; 11- дросель із зворотнім клапаном; 12, 13 - розподільники; 14 - гідроциліндр фіксації розпушувача; 15 - запобіжний клапан; 16 - дросель; 17 - манометр; 18 - термометр; 19 - фільтр із переливним клапаном

У гідравлічній схемі передбачена можливість автоматичного керування відвалом бульдозера з допомогою трипозиційного електрогідравлічного золотника 12, який залежно від електричного сигналу спеціальних датчиків з'єднує поршневі або штокові порожнини гідроциліндрів з напірною лінією насоса. Автоматичне керування дає змогу підтримувати постійну глибину різання ґрунту або влаштувати планувальні роботи.

Для автоматичного регулювання роз'єднується муфта 23. Потік рідини від розподільника 3 у бак спрямовується через запобіжний клапан 15 з переливним золотником. Цей клапан дистанційно керується від електрогідравлічного золотника 12. При ввімкненні золотника 12 клапан 15 закривається і потік рідини поступає від насоса в напірну лінію золотника 12, який спрямовує цей потік в штокову або поршневу порожнину гідроциліндрів 4. Для регулювання швидкості переміщення штоків гідроциліндрів 4 при автоматичному керуванні відвалом застосований дросель з регулятором 16.

Температура робочої рідини виміряється дистанційним термометром 18, а тиск у зливній і напірній лініях - манометрами 17. Очищується робоча рідина від механічних домішок фільтром 19 з переливним клапаном.

З метою фіксації стояка розпушувача у необхідному положенні застосований гідроциліндр 14 односторонньої дії з пружинним поверненням, що вмикається автоматичним двопозиційним золотником 13 з ручним керуванням.

Основна операція – розробка зовнішнього середовища з одночасним рухом. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри піднімання відвалу (поз. 4) – 25%;
- гідроциліндри нахилу і перекосу відвалу (поз. 5, 6) – 30%;
- гідроциліндри блокування пересування (поз. 7) – 15%;
- гідроциліндри піднімання рами розпушувача (поз. 8) – 15%;
- гідроциліндри фіксації розпушувача (поз. 14) – 15%.

Причому, гідроциліндри поз. 4, 8 можуть працювати одночасно.

### ***Одноковшеві фронтальні та напівповоротні навантажувачі***

Останнім часом широкого поширення в будівництві набули одноковшеві фронтальні навантажувачі на гусеничних і пневмоколісних

тракторах, а також на спеціальних шасі. Гідравлічний привід робочого обладнання здійснює всі технологічні операції: піднімання й опускання стріли, повертання ковша, переміщення заслінки двощелепного ковша, затиск і повертання монтажно-поворотного пристрою, а також піднімання і опускання відвалу бульдозера (якщо навантажувач має бульдозерне обладнання).

Принципова гідравлічна схема одноковшевого фронтального навантажувача (рис. 11) включає такі елементи: гідробак 1, нерегульований насос 2, секційний розподільник 3, гідроциліндри 4 повертання

ковша, гідроциліндри 5 піднімання та опускання стріли, гідроциліндри 6 пересування заслінки двощелепного ковша, гідроциліндри 8 піднімання і опускання робочого органу розпушувача, змінний гідроциліндр 9 повертання монтажно-поворотного пристрою, гідроциліндри 10 піднімання і опускання відвалу бульдозера. Крім того, до складу гідросистеми навантажувача входять: гідравлічні вимикачі 11, зворотні клапани 12, роз'ємні з'єднання 13, дроселі зі зворотнім клапаном 14, гідравлічний амортизатор 15, гідрозамки 16, манометри 17, фільтр з переливним клапаном 18.

Принцип дії гідравлічного привода такий. Нерегульований насос 2 подає робочу рідину з бака 1 до секційного розподільника 3. Золотник А керує гідроциліндрами 4 повороту ковша. На штоку одного з гідроциліндрів встановлені упори, які в положеннях копання і повного відкидання ковша зафіксують золотник і автоматично повертають його в нейтральне положення.

Золотник Б, що керує гідроциліндром 5 піднімання і опускання стріли, має також гідравлічний вимикач 11, який розфіксує золотник у двох положеннях стріли; транспортному (знизу) і вивантаження (зверху). Розфіксований золотник повертається у вихідне (нейтральне) положення під дією пружини.

Проміжна секція між золотниками А і Б забезпечує по черзі рух ковша і стріли. При одночасному ввімкненні золотників А і Б з лінії насоса з'єднується тільки золотник А. Ввімкнення золотника Б можливе при нейтральному положенні золотника А.

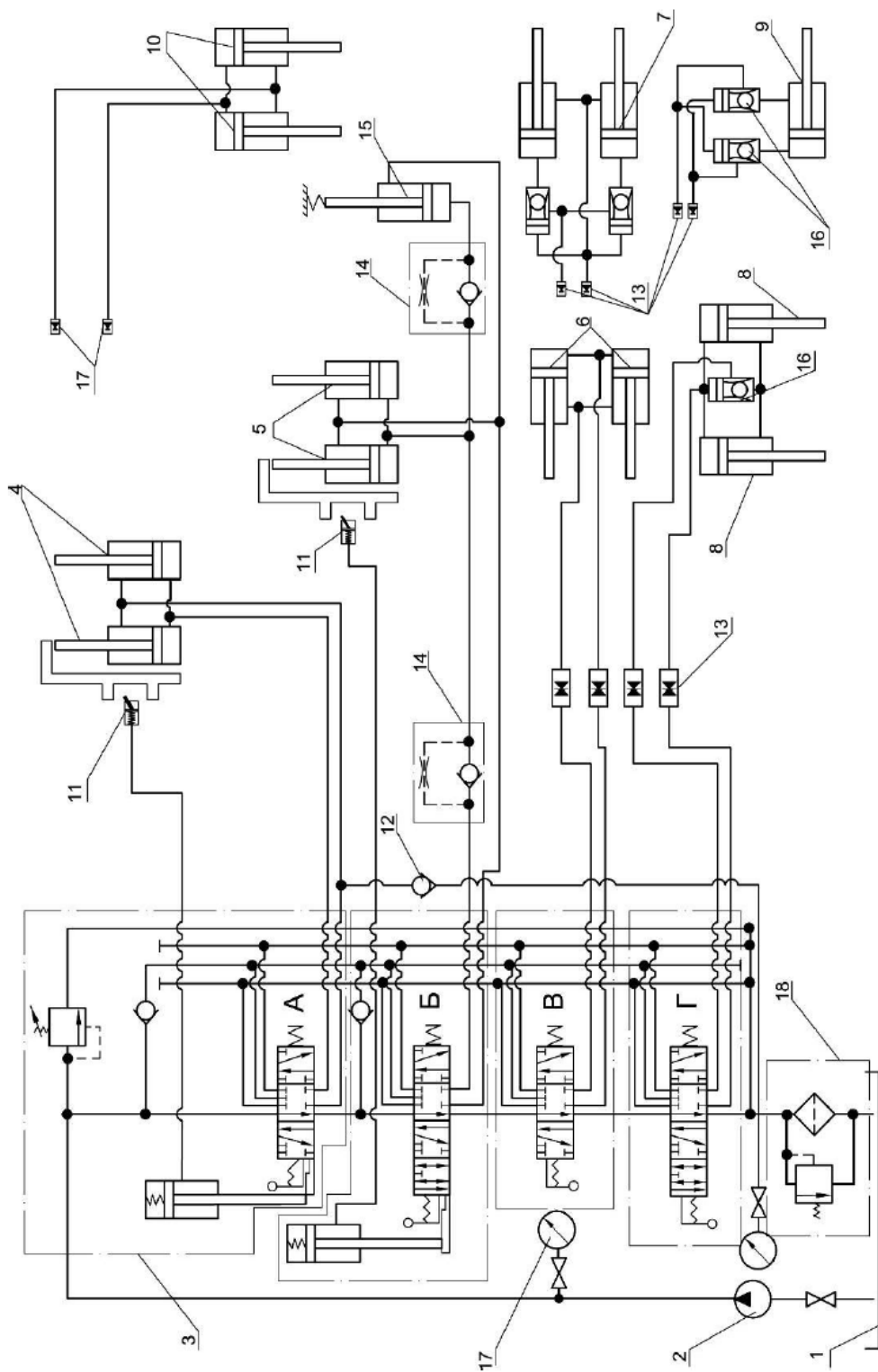


Рис. 11. Принципова гідравлічна схема фронтального навантажувача:

1- бак; 2 - насос; 3 - секційний розподільник; 4 - гідроциліндр повороту ковша; 5 - гідроциліндри піднімання та опускання стріли; 6 - гідроциліндри переміщення заслінки ковша; 7, 9, 10-змінні гідроциліндри; 8 - гідроциліндри розпушувача; 11 - вимикач; 12 - зворотній клапан; 13 - розняття; 14 - дросель із зворотнім клапаном; 15 -гідроамортизатор; 16 - манометр; 17- манометр; 18 - фільтр із переливним клапаном

Гідравлічні вимикачі 11 золотників А і Б і проміжна секція між цими золотниками дають змогу автоматизувати керування робочими органами навантажувача. Після добування ґрунту ківш закидається, золотник А автоматично встановлюється у нейтральне положення, за яким обидві порожнини гідроциліндрів 4 замкнені, тобто ківш знаходиться у фіксованому стані. Оператор вмикає золотником Б піднімання стріли і спрямовує машину до місця вивантаження. Піднімання стріли до крайнього верхнього положення та її фіксація переведенням золотника Б у нейтральне положення здійснюється без участі оператора.

Золотник В керує гідроциліндрами 6 переміщення заслінки двощелепного ковша або змінними гідроциліндрами 7 затиску монтажно-поворотного пристрою. Золотник Г керує гідроциліндрами 8 піднімання-опускання робочого органу розпушувача або змінним гідроциліндром 9 повороту монтажно-поворотного пристрою, або гідроциліндром рами 10 піднімання-опускання відвалу бульдозера. Якщо навантажувач не обладнаний двощелепним ковшем чи додатковим робочим обладнанням, золотники В і Г заглушені.

Слід зазначити, що золотники Б і Г мають чотиріпозиційне виконання. Четверте (плаваюче) положення золотника використовується під час набирання матеріалу переміщенням навантажувача (золотник Б) або при наявності бульдозерного обладнання (золотник Г).

У поршневих порожнинах гідроциліндрів 5 і 15 застосовані дроселі зі зворотними клапанами, необхідні для обмеження швидкості опускання стріли і гасіння коливань у лінії амортизатора.

При розробці принципової гідравлічної схеми напівповоротного навантажувача за основу може бути прийнята схема фронтального навантажувача (див. рис. 11). Керування моментним гідроциліндром або двома гідроциліндрами повороту платформи можливе від золотника В.

Основна операція – розробка і навантаження будівельного матеріалу. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри повороту ковша (поз. 4) – 30%;
- гідроциліндри піднімання стріли (поз. 5) – 15%;
- гідроциліндри переміщення заслінки ковша (поз. 6) – 20%;
- гідроциліндри розпушувача (поз. 8) – 20%.

Причому, гідроциліндри поз. 4, 5 можуть працювати одночасно.

### *Щелепні лісонавантажувачі*

Щелепні лісонавантажувачі виготовляються, як правило, на базі гусеничних і рідко на базі пневмоколісних тракторів. Гідравлічний привід робочого обладнання забезпечує піднімання стріли та затиск щелепного захвату. Лісонавантажувачі на базі гусеничних тракторів мають перекидне виконання, на базі пневмоколісних – фронтальне. У зв'язку з цим спостерігаються і деякі відзнаки у конструктивному виконанні робочого обладнання і принциповій гідравлічній схемі.

Схема лісонавантажувача перекидного типу (рис. 12) містить такі елементи: гідробак з регулятором (підігрівачем і охолоджувачем) температури, насос 2, секційний розподільник 3 з двома робочими секціями, гідроциліндри 4 захватного пристрою, гідроциліндри 5 стріли, гідроциліндри 6 коромисел, дроселі зі зворотними клапанами 7, блок перепускних і зворотних клапанів 8, фільтр з переливним клапаном 9, манометри 10, термодатчик 11.

Нерегульований насос 2 подає робочу рідину з бака 1 до розподільника 3. Золотник А керує гідроциліндрами захватного пристрою. Після набирання і затиску пакета лісу золотник А встановлюється у нейтральне положення, потім вмикається золотник Б, який спрямовує потік робочої рідини до гідроциліндрів стріли 5 і коромисел 6.

Кінематика навантажувального обладнання виконана таким чином, що спочатку переміщуються штоки гідроциліндрів стріли, а потім – гідроциліндрів коромисел. Почергове спрацьовування гідроциліндрів забезпечує перенесення пакета лісу "через себе". Швидкість опускання стріли з вантажем обмежується дроселями 7 і зворотними клапанами, встановленими на гідро лініях до гідроциліндрів 6 коромисел, а при холостому ході – дроселями, розташованими на шляху до штокових порожнин гідроциліндрів стріли 5. Блок перепускних і зворотних клапанів 8 призначений для обмеження тиску у замкнених порожнинах гідроциліндрів 5 і 6 (при нейтральному положенні золотника Б і піднятому вантажі). Крім того, через зворотні клапани блока підживлюються гідроциліндри 5 і 6 при опусканні вантажу чи стріли (холостий хід).

Основна операція – підйом вантажу. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри захвату (поз. 4) – 40%;
- гідроциліндри піднімання стріли (поз. 5) – 25%;
- гідроциліндри коромисла (поз. 6) – 25%.

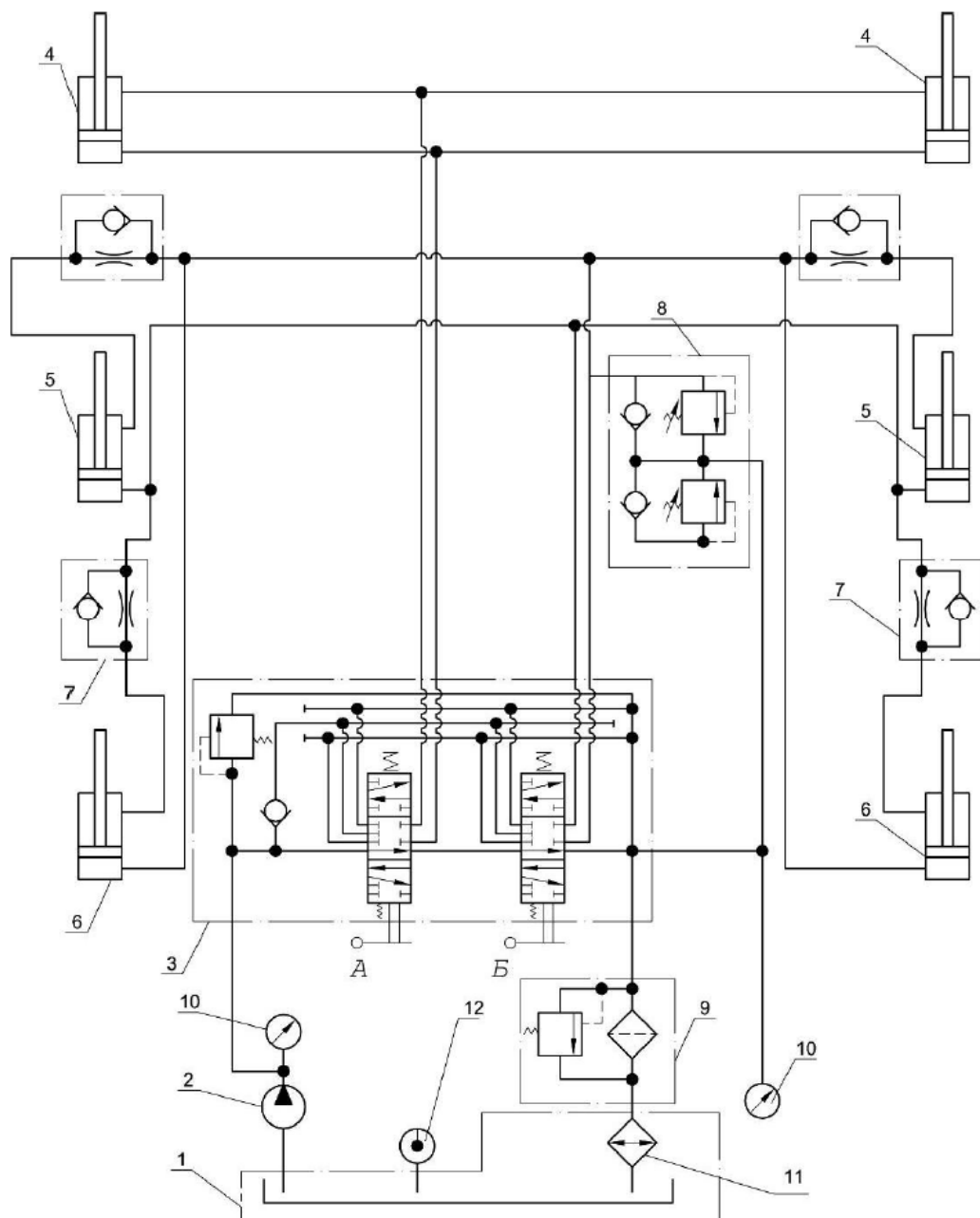


Рис. 12. Принципова гідравлічна схема гусеничного лісонавантажувача:  
 1- гідробак; 2 - насос; 3 - секційний розподільник; 4 - гідроциліндри - захвати; 5 - гідроциліндри стріли; 6 - гідроциліндри коромисла; 7 - дросель із зворотнім клапаном; 8 - блок перепускних та зворотних клапанів; 9 - фільтр із переливним клапаном; 10 - манометр; 11 – охолоджувач; 12 – вимірювальний пристрій.

Причому, гідроциліндри поз. 4, 5, 6 можуть працювати одночасно.  
 Характерна особливість даної схеми лісонавантажувача – наявність в базі пристрою підігріву і охолодження робочої рідини 12, який вмикається в роботу механічно.

Розглянемо принципову гідравлічну схему колісного фронтального лісонавантажувача (рис. 13): гідробак 1, нерегульований насос 2, секційний розподільник 3, гідроциліндри 4 повороту верхньої щелепи, гідроциліндри 5 повороту захватного пристрою, гідроциліндри 6 піднімання і опускання стріли, гідроциліндри 7 піднімання і опускання рукояті, дроселі зі зворотними клапанами 8, фільтр 9 з переливним клапаном 10, манометри 11 і 12 в напірній і зливній лініях, датчик температури 13.

Принцип дії гідропривода колісного лісонавантажувача аналогічний роботі гідропривода гусеничного лісонавантажувача. Відмінність є в тому, що в розподільнику між секціями В і Б встановлена проміжна секція, що запобігає ввімкнення золотників В і Г при роботі золотників А і Б. Таким чином, тільки при нейтральному положенні золотників А і Б, тобто після набирання пакета лісу, стріла і рукоять вмикаються на піднімання.

Основна операція – підйом вантажу. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри верхньої щелепи (поз. 4) – 20%;
- гідроциліндри захвату (поз. 5) – 30%;
- гідроциліндри піднімання стріли (поз. 6) – 30%;
- гідроциліндри рукояті (поз. 7) – 30%.

Причому, гідроциліндри поз. 6, 7 можуть працювати одночасно.

### *Скрепери*

У скреперах гідравлічний привід застосовується для піднімання і опускання ковша, заслінки, висування та відведення задньої стінки або повороту днища ковша, а також для привода елеватора у скреперах з елеваторним завантаженням. Крім того, у великовантажних скреперах гідропривід використовується в рульовому керуванні і мотор-колесах.

Залежно від ємності ковша і способу набирання ґрунту розрізняють три типи принципових гідравлічних схем скреперів:

- з ковшем ємністю до 10 м<sup>3</sup>;
- з ковшами ємністю до 10 м<sup>3</sup> і елеваторним завантаженням;
- з ковшем ємністю понад 10 м<sup>3</sup>.

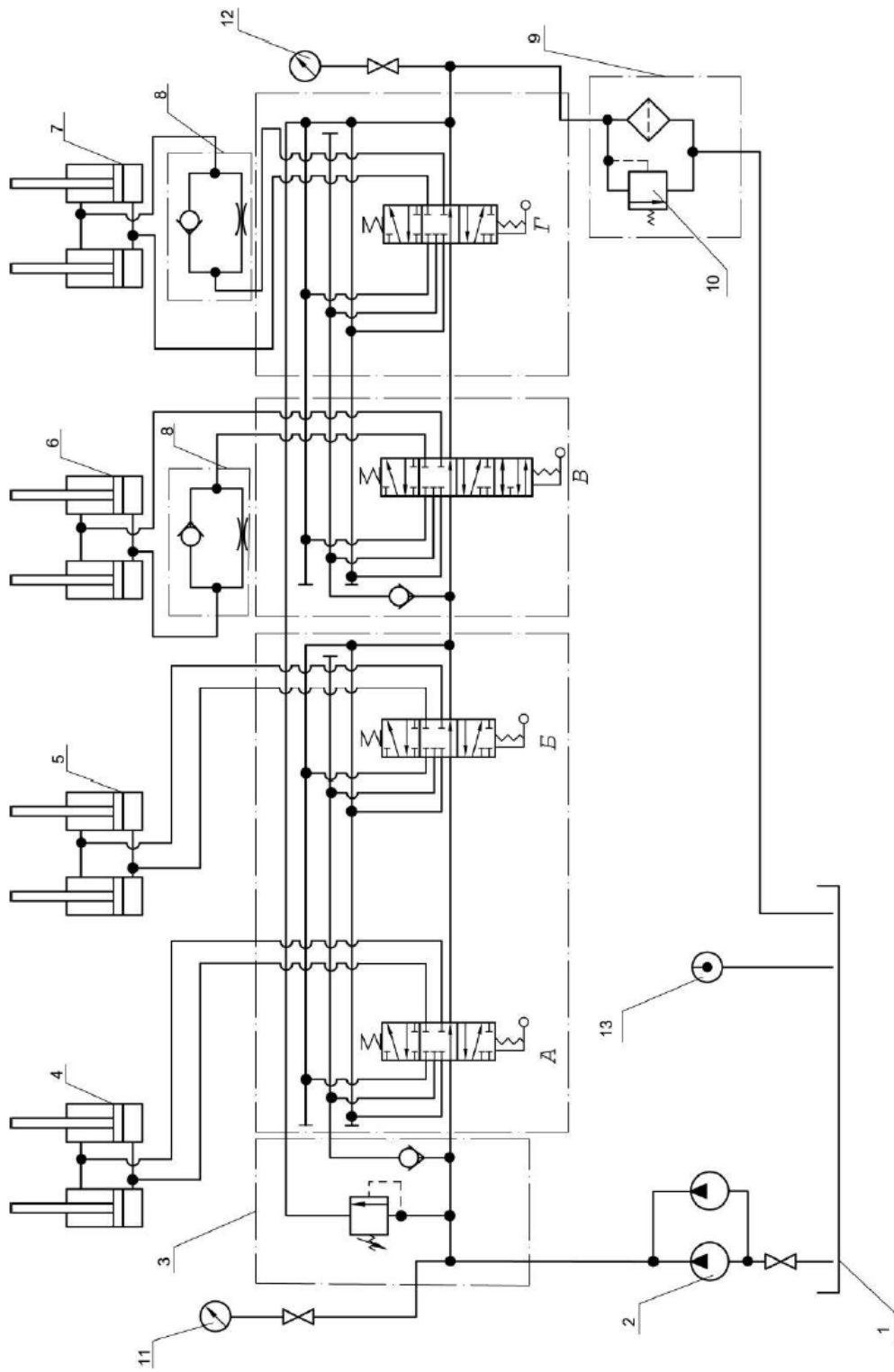


Рис. 13. Принципова гідравлічна схема колісного лісонавантажувача:

1 - бак; 2 - насос; 3 - секційний розподільник; 4- гідроциліндри верхньої щелепи; 5 - гідроциліндри захватного пристрою; 6 і 7 - гідроциліндри стріли та рукояті; 8 - дросель із зворотним клапаном; 9 - фільтр; 10 - манометр; 11 і 12 - манометри; 13 - вимірювальний прилад

Принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем ємністю до 10 м<sup>3</sup> (рис. 14) складається з бака 1, нерегульованого насоса 2, секційного розподільника 3, гідроциліндрів 4 і 5 піднімання-опускання ковша, гідроциліндрів 6 і 7 привода задньої стінки, гідроциліндрів 8, 9 і 10 піднімання-опускання передньої заслінки, гідрозамків 11, перепускних клапанів 12, 13 і 14, зворотних клапанів 15 і 16, фільтра 17 з переливним клапаном, манометра 18, термометра 19.

Потік робочої рідини з бака 1 насосом 2 подається до розподільника 3. Золотник А керує гідроциліндром 4 або 5 піднімання і опускання ковша. Залежно від конструктивної схеми скрепера застосовують четверту або п'яту пари гідроциліндрів, відмінність яких у тому, що піднімання ковша відбувається при подаванні рідини в штокову або поршневу порожнину. З метою запобігання трубопроводів від динамічних навантажень і довільного опускання ковша при транспортуванні вантажу в гідролінії піднімання ковша застосовані гідрозамки 11.

Золотник Б керує гідроциліндром 6 або 7, який забезпечує рух задньої стінки. Залежно від необхідної довжини ходу штока при завантаженні ковша може бути застосований гідроциліндр звичайного або телескопічного виконання. Золотник В керує змінними гідроциліндрами 8, 9 і 10, які забезпечують піднімання-опускання передньої заслінки. Привід передньої заслінки у різних конструктивних виконаннях скреперів можливий трьома варіантами встановлення гідроциліндрів. Тому у схемі (див. рис. 14) вказані три різних способи приєднання гідроциліндрів до золотника В. Якщо гідроциліндр закріплений на силовій рамі скрепера, то піднімання заслінки можна здійснити подачею робочої рідини в поршневу (гідроциліндр 8) або штокову (гідроциліндр 9) порожнину. Штокова порожнина гідроциліндра 8 з'єднана з поршневою перепускним клапаном 14. Крім того, поршнева порожнина цього гідроциліндра з'єднана зі зливною лінією через зворотний клапан 15. Застосування перепускного 14 і зворотного 15 клапанів необхідне для усунення перевантажень (у штоковій порожнині і кавітації рідини в поршневій порожнині гідроциліндра 8), які можуть відбуватися під час дії ковша на заслінку при його підніманні і нейтральному положенні золотника В.

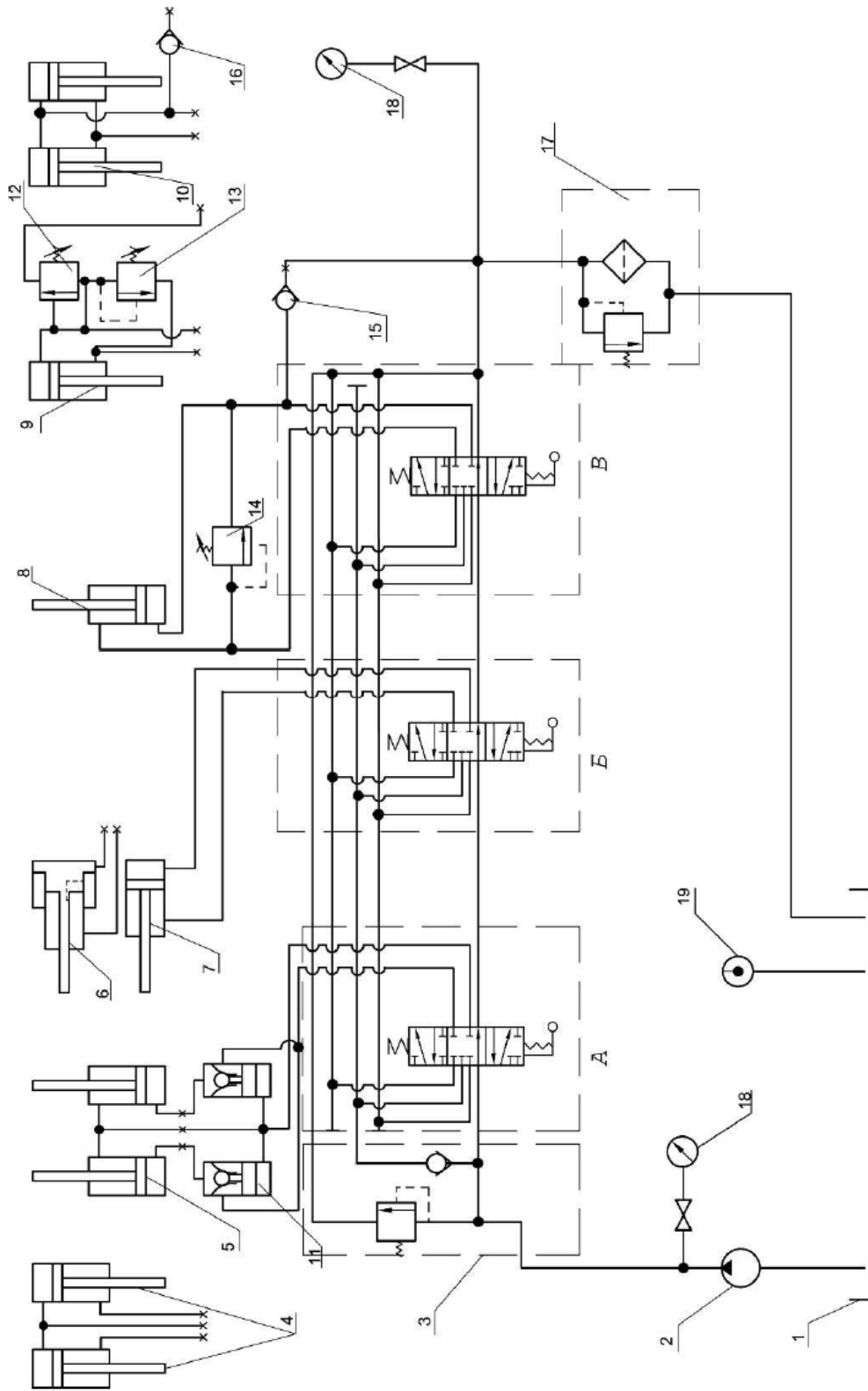


Рис. 14. Принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем ємністю до 10 м<sup>3</sup>.  
 1 - бак; 2 - насос; 3 - секційний розподільник; 4 і 5 - гідроциліндри ковша; 6 і 7 - гідроциліндри задньої стінки; 8, 9 і 10 - гідроциліндри передньої заслінки; 11 - гідрозамок; 12, 13 і 14 - перепускні клапани; 15 і 16 - зворотні клапани; 17 - фільтр із переливним клапаном; 18 - манометр; 19 - термометр

Аналогічна система застосована на гідроциліндрі 9, відмінність полягає лише в тому, що надлишок рідини з поршневої порожнини перепускається в зливну через клапан 12, а зворотній клапан відсутній. Якщо гідроциліндри 10 піднімання-опускання заслінки кріпляться на ковші, то перепускні клапани не потрібні. Зворотній клапан 16 застосований для виключення кавітації у поршневих порожнинах гідроциліндрів під час опускання заслінки під дією власної ваги. На зливній лінії встановлений фільтр 17 з переливним клапаном. Тиск рідини в напірній і зливній лініях визначається за допомогою манометрів 18, а температура в баці – за допомогою дистанційних термометрів 19.

Основна операція – пересування з одночасним наповненням ковша ґрунтом. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри ковша (поз. 5) – 30%;
- гідроциліндри задньої стінки (поз. 7) – 15%;
- гідроциліндри передньої заслінки (поз. 8) – 15%.

Причому, гідроциліндри поз. 5 і 8 можуть працювати одночасно.

Принципова гідравлічна схема скрепера з елеваторним завантаженням (рис. 15) складається з гідробака 1, насосів 2 і 3, секційних розподільників 4 і 5, гідроциліндрів 7 піднімання і опускання ковша, гідрозамків 8, гідромотора привода елеватора 9, фільтра 10 з переливним клапаном, манометрів 11, термометра 12.

Від насоса 2 робоча рідина надходить до секційного розподільника 4. Золотник А керує гідроциліндрами 6 розвантаження ковша, а золотник Б – гідроциліндрами 7 піднімання і опускання ковша. У штокових порожнинах гідроциліндрів 7 встановлені гідрозамки 8, призначені для зниження гідравлічних навантажень у трубопроводах і надійного запирання штокових порожнин під час транспортування вантажу. Насос 3 призначений для приводу гідромотора елеватора.

На об'єднаній зливній лінії встановлений фільтр 10 з переливним клапаном. Тиск у напірній і зливній лініях вимірюється манометрами 11, а температура робочої рідини – дистанційним термометром 12.

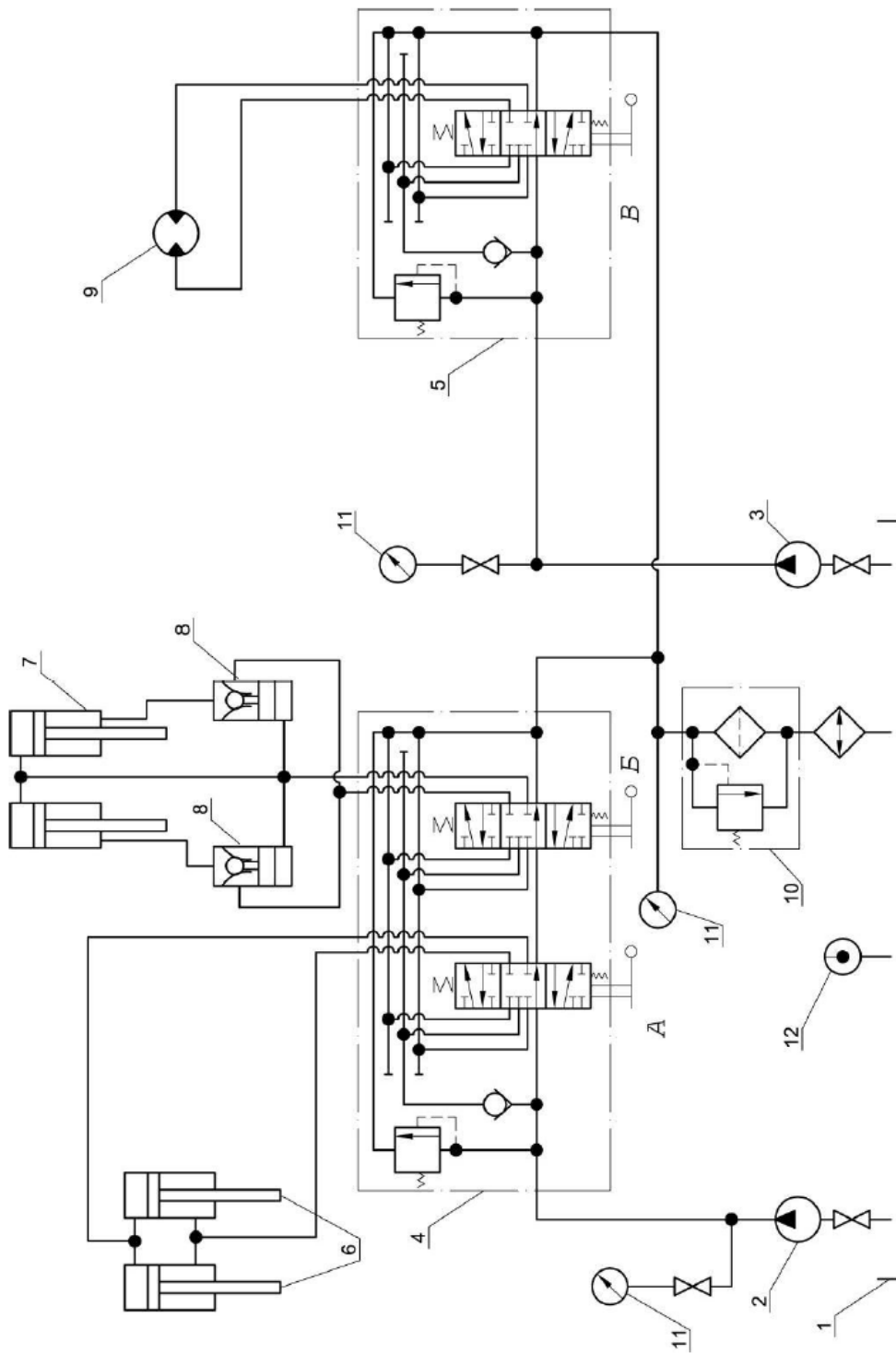


Рис. 15. Принципова гідралічна схема скрепера з ковшем ємністю до 10 м<sup>3</sup> з елеваторним навантажуванням:

- 1 - бак; 2 і 3 - насоси; 4 і 5 - секційний розподільник; 6 - гідроциліндри задньої стінки; 7 - гідроциліндри ковша; 8 - гідроциліндри ковша; 8 - гідроциліндри ковша; 9 - гідродвигун елеватора; 10 - фільтр із переливним клапаном; 11 - манометр; 12 - термометр

Основна операція – пересування з одночасним наповненням ковша ґрунтом. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри задньої стінки (поз. 6) – 30%;
- гідроциліндри ковша (поз. 7) – 20%;
- гідромотор елеватора (поз. 9) – 40%.

Причому, гідромеханізми не можуть працювати одночасно.

На рис. 16 зображена принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем ємністю понад 10 м<sup>3</sup>.

У великовантажних скреперах застосовується електрогідравлічне керування гідродвигунами. Електрогідравлічні розподільники встановлюють у безпосередній близькості від гідроциліндрів на причіпній частині скрепера, а від насосів і бака через сідельний або зчіпний пристрій проводяться тільки два шланги високого та низького тиску (замість шести). Це підвищує надійність гідропривода, знижує збитки тиску у трубопроводах, не захаращує сідельно-зчіпний пристрій і поліпшує зовнішній вигляд скрепера. Крім того, застосування електрогідравлічного керування поліпшує умови праці і знижує втомлюваність оператора.

Гідравлічна схема (рис. 16) включає бак 1, нерегульований насос 2, електрогідравлічні розподільники 3, 4 і 5, гідроциліндри 6 піднімання-опускання заслінки, гідроциліндри 7 піднімання-опускання ковша, гідроциліндри 8 привода задньої стінки, електрогідравлічний запобіжний клапан 9, фільтр із переливним клапаном 10, манометри 11, термометр 12.

При вимкнених електромагнітних розподільниках потік рідини від насоса через нормально відкритий орган запобіжного клапана 9 і фільтр 10 спрямовується знову в бак 1. Ввімкненням електромагніта одного з розподільників пересувається золотник керування, що з'єднує торцеву порожнину головного золотника зі зливною лінією. Через те що перед фільтром завадою є підпір потоку рідини не менше 0,3 МПа, зливна лінія використовується як лінія керування. Переміщуючись в одне з крайніх положень (праве чи ліве), головний золотник з'єднує штокові (або поршневі) порожнини гідроциліндрів з напірною лінією насоса, а протилежні порожнини (поршневі або штокові) – зі зливною. Таким чином, забезпечується зворотно-поступальний рух штоків гідроциліндрів, а з ними і рух робочого обладнання.

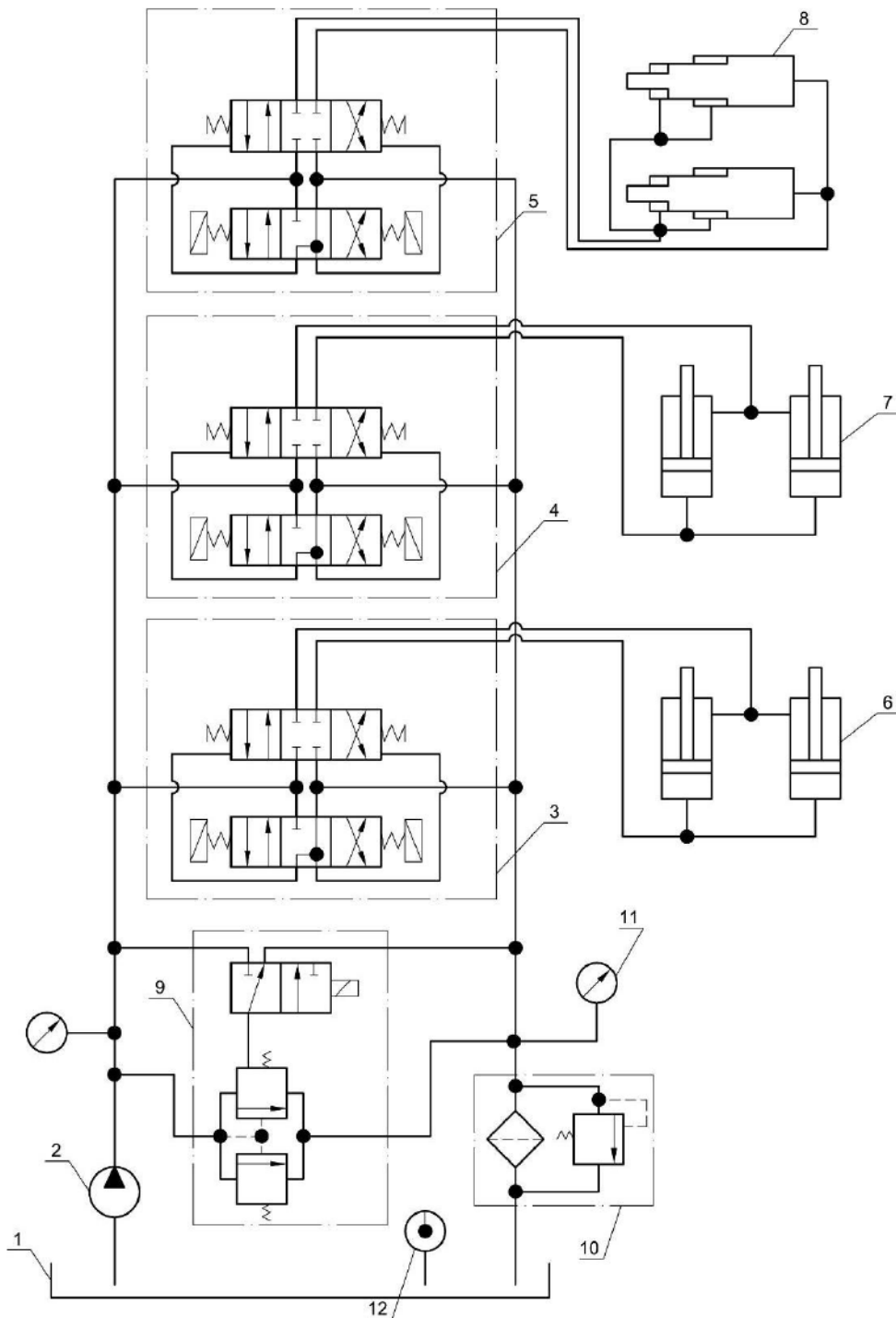


Рис. 16. Принципова гідравлічна схема скрепера з ковшем ємністю більше 10 м<sup>3</sup>:  
 1 - бак; 2 - насос; 3, 4 і 5 - електрогідравлічні розподільники; 6 - гідроциліндри заслінки; 7 - гідроциліндри ковша; 8 - гідроциліндри задньої стінки; 9 - запобіжний клапан; 10 - фільтр із переливним клапаном; 11- манометр; 12 - термометр

При ввімкненні будь-якого електромагніта розподільника одночасно вмикається електромагніт золотника керування запобіжним клапаном і нормально відкритий орган клапана закривається. Потік рідини від насоса 2 спрямовується до розподільників 3, 4 і 5. У разі підвищення тиску в системі вище номінального спрацьовує нормально

закритий орган запобіжного клапана, і рідина від насоса надходить у бак.

Для контролю за режимом роботи гідропривода встановлені манометри 11 в напірній і зливній лініях, а у баці – дистанційний термометр 12.

Основна операція – пересування з одночасним наповненням ковша ґрунтом. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри заслінки (поз. 6) – 15%;
- гідроциліндри ковша (поз. 7) – 30%;
- гідроциліндри задньої стінки (поз. 8) – 20%.

Причому, гідроциліндри поз. 6 і 8 можуть працювати одночасно.

### *Автогрейдери*

Гідравлічний привід в автогрейдерах застосовується для піднімання-опускання змінного обладнання (корчувача, бульдозера), піднімання-опускання і повороту відвалу, зміни положення (виносу) тягової рами, нахилу коліс, повороту передніх коліс (рульове керування).

Гідравлічна схема автогрейдера важкого типу (рис. 17) включає бак 1, нерегульовані насоси 2 і 3, секційний розподільник 4, гідроциліндр 5 піднімання-опускання відвалу (правий), гідроциліндр 6 висування відвалу, гідроциліндр 7 піднімання-опускання кирковача (бульдозерного відвала), гідромотор 8 повороту відвалу в плані, гідроциліндр 9 виносу тягової рами, гідроциліндр 10 піднімання-опускання відвалу (лівий), гідроциліндр 11 керування колесами, золотник 12 повороту коліс, запобіжний клапан 13, дільник потоку 14, гідропідсилювач 15, фільтр 16 з переливним клапаном, манометри 17, термометр 18.

Золотники А і Е керують гідроциліндрами 5 і 10 зміни кута нахилу відвалу у вертикальній площині. При подаванні рідини у протилежні порожнини гідроциліндрів 5 і 10 змінюється кут нахилу, а при подаванні рідини в одноіменні порожнини відбувається піднімання або опускання відвалу. Золотник Б керує гідроциліндром 6 висування відвалу в горизонтальній площині, а золотник Д гідроциліндром 9 бокового винесення тягової рами. Золотники В і Г керують відповідно гідромотором 8 повороту і гідроциліндром 7 піднімання-опускання кирковача (бульдозерного відвалу).

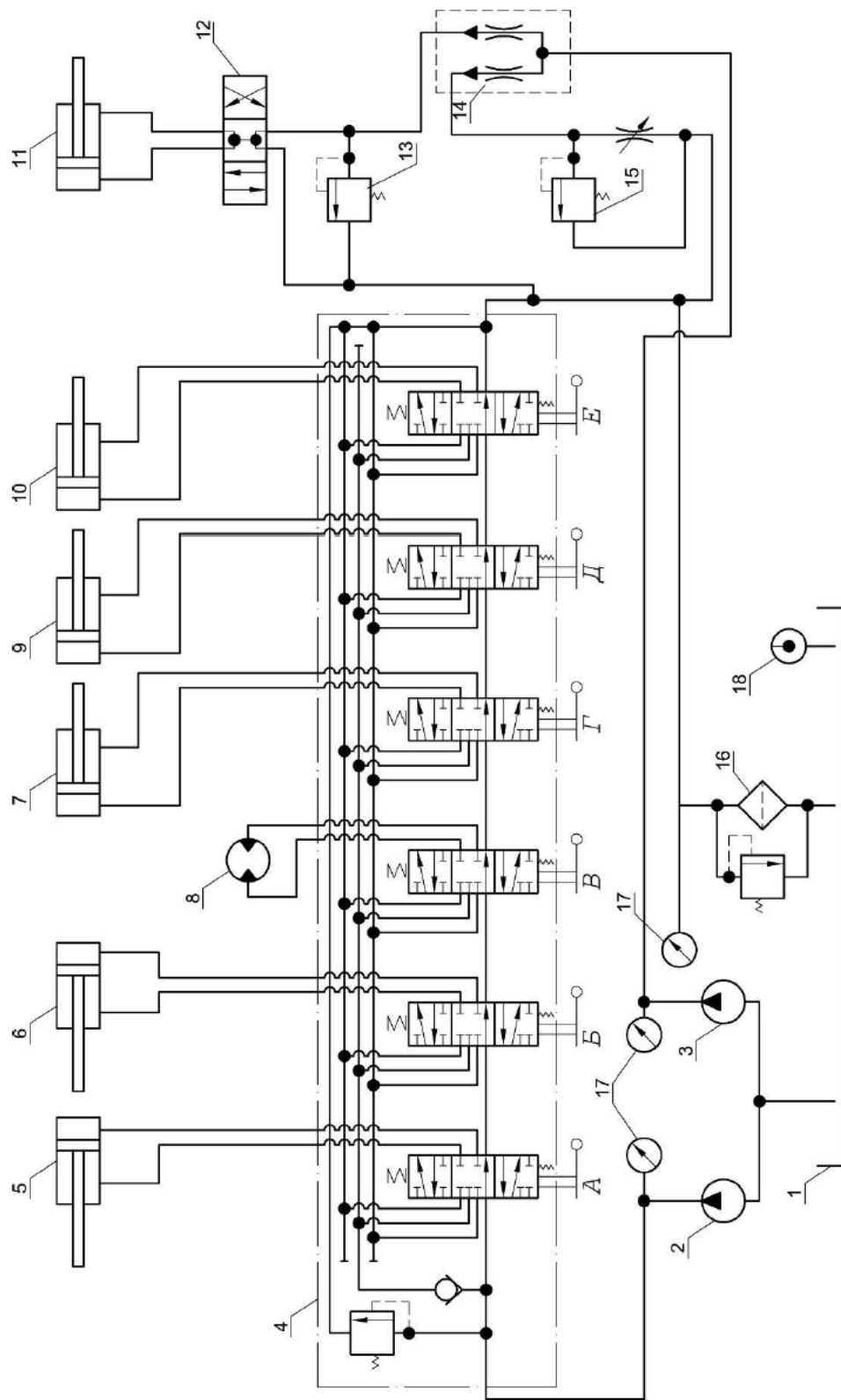


Рис. 17. Принципова гідравлічна схема автогрейдера:

1 - бак; 2 і 3 - насоси; 4 - секційний розподільник; 5 і 10 - лівий і правий гідроциліндри піднімання відвалу; 6 - гідроциліндр висування відвалу; 7 - гідроциліндр повертання відвалу; 8 - гідродвигун вивозу тягової рами; 9 - гідроциліндр вивозу тягової рами; 11 - гідроциліндр керування колесами; 12 - золотник; 13 - запобіжний клапан; 14 - дільник потоку; 15 - гідропідсилювач; 16 - манометр; 17 - термометр; 18 - термометр

Гідропідсилювач 15 і золотник 12 мають механічний зв'язок з рульовою колонкою автогрейдера. При зміні напрямку руху і залежно від положення золотник 12 спрямовує потік рідини від насоса в поршневу або штокову порожнину гідроциліндра 11. Дільник потоку 14 призначений для забезпечення робочою рідиною двох споживачів (гідропідсилювача 15 і гідроциліндра 11 керування колесами) від одного джерела (насоса 3) за різних зовнішніх навантажень. Фільтр 16 з переливним клапаном встановлений на об'єднаній зливній лінії. Для вимірювання тиску в напірних лініях насосів і зливній лінії застосовані манометри 17, а для заміру температури - дистанційний термометр 18.

Основна операція – пересування базової машини з одночасною розробкою ґрунту. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідроциліндри піднімання відвалу (поз. 5, 10) – 15%;
- гідроциліндр висування відвалу (поз. 6) – 15%;
- гідроциліндр кирковача (поз. 7) – 15%;
- гідродвигун повороту відвалу (поз. 8) – 15%;
- гідроциліндр виносу тягової рами (поз. 9) – 15%;
- гідроциліндри керування колесами (поз. 11) – 30%.

Причому, гідроциліндри поз. 5, 6, 10 та 11 можуть працювати одночасно.

### ***Колісні та гусеничні тягачі***

Об'ємні гідропередачі на колісних і гусеничних машинах мають деякі переваги перед механічними трансмісіями:

- безступінчасте регулювання швидкості пересування;
- плавна передача крутного моменту;
- можливість вимкнення коробки передач і всієї механічної трансмісії (карданний вал, задній міст, бортові редуктори);
- вільне компонування агрегатів гідропередачі на машині;
- простота реверсування і легкість автоматизації керування швидкістю руху і реверсування;
- можливість гальмування без використання двигуна і спеціальних гальмівних пристроїв;
- простота пристроїв запобігання двигуна від перевантажень;
- стабільний крутний момент за малої кутової швидкості;
- широка уніфікація гідрообладнання.

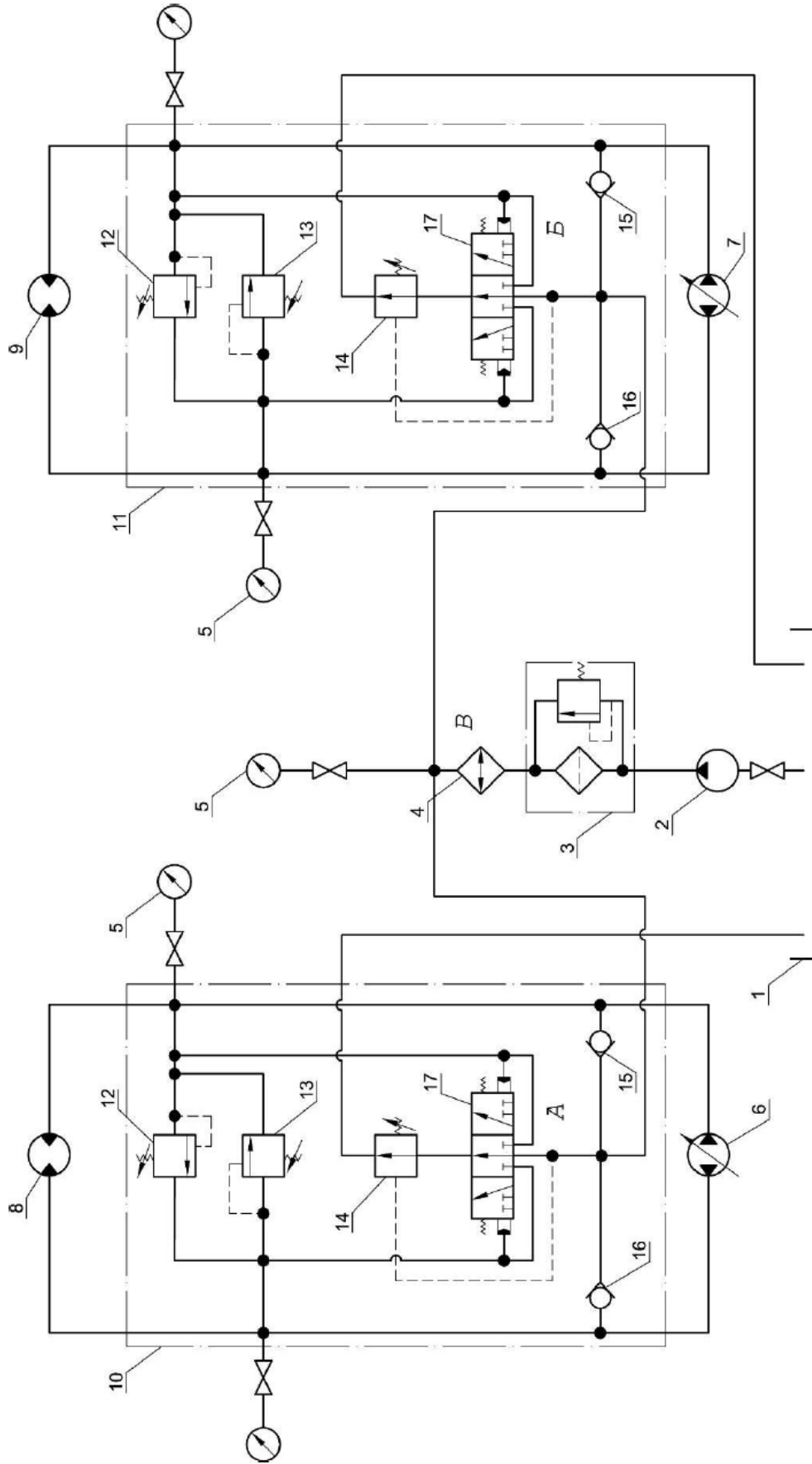


Рис. 18. Принципова гідравлічна схема гусеничного і колісного тягача:

1 - бак; 2 - регульований насос; 3 - фільтр із переливним клапаном; 4 - охолоджувач; 5 - манометр; 6 і 7 - регульовані насоси; 8 і 9 - гідродвигуни лівий і правий; 10 і 11 - блок клапанів; 12, 13, 14 - запобіжні клапани; 15 і 16 - зворотні клапани; 17 - золотник із сервоклапаном

Це дозволяє на 25-30% підвищити продуктивність мобільних машин, а довговічність їх при роботі на номінальних режимах сягає 10000 годин.

Об'ємні гідروпередачі застосовуються на навантажувачах, автогрейдерів, екскаваторів, колісних і гусеничних тягачів, котках, тракторах, комбайнах та інших машинах.

Вище розглянуті гідравлічні схеми повноповоротних екскаваторів, які мають гідравлічний привод гусеничного та колісного ходу. Далі наведені схеми об'ємних гідропередач колісних і гусеничних самохідних тягачів і котків. На рис. 18 зображена принципова гідравлічна схема колісного або гусеничного тягача. Привод ходової частини складається з двох гідросистем А і Б закритого типу, які забезпечують обертання правої і лівої гусениць і загальної гідросистеми підживлення В. Схема включає бак 1, нерегульований насос 2, фільтр з переливним клапаном 3, теплообмінник 4, манометри 5, два регульованих насоси 6 і 7, гідромотори 8 і 9, клапанні коробки 10 і 11, що складаються із запобіжних клапанів 12, 13 і 14, зворотних клапанів 15 і 16 та золотників 17.

Регульовані насоси 6 і 7 мають ручне і автоматичне (на кресленні не показане) керування і призначені для створення змінного потоку рідини, що поступає до гідромоторів 8 і 9. За рахунок зміни величини потоку (подачі) регулюється швидкість переміщення тягача.

У замкнутих гідросистемах А і Б потік рідини від насоса надходить до робочої камери гідромотора, а від нього – у всмоктувальний патрубок насоса. У напірній лінії можливий витік рідини (об'ємні витрати), для поповнення яких передбачена система підживлення В. Підживлюючий насос 2 подає робочу рідину у клапанні коробки 10 і 11. Залежно від того, які лінії у закритих гідросистемах А і Б є зливними, туди і спрямовується потік від насоса 2 через зворотні клапани 15 і 16. Запобіжні клапани 12 і 13 призначені для захисту від перевантажень закритих гідросистем, а клапан 14 – системи підживлення В.

Трипозиційний золотник 17 у нейтральному положенні пропускає потік рідини від насоса 2 до запобіжного клапана 14 з нормально відкритим робочим органом. У крайніх положеннях (лівому чи правому) золотник спрямовує потік рідини із системи підживлення у всмоктувальну лінію насосів 6 і 7.

Основна операція – пересування базової машини. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідромотор лівого колеса (поз. 8) – 40%;
- гідромотор правого колеса (поз. 9) – 40%.

Причому, гідромотори поз. 8 і 9 працюють одночасно.

### *Котки*

Гідравлічний привід котків використовується в рульовому керуванні і механізмі ходу (рис. 19). Гідросистема включає такі елементи: бак 1, регульований насос 2, нерегульовані насоси 3 і 4, фільтри 5 і 6 з переливними клапанами, охолоджувач 7, гідропідсилювач 8, двопозиційний золотник 9, клапанну коробку 10, гідромотори 11, гідрозамки 12, гідроциліндри 13, розподільник 14, манометри 15, датчик температури 16, дросель 17.

Гідросистема приводу ходу котка виконана за умови замкненої циркуляції робочої рідини. Реверсивний регульований насос 2 подає робочу рідину гідромоторам 11 привода вальців. Зміна швидкості і напрямку переміщення котка досягається величиною і напрямком потоку рідини від насоса 2. Для забезпечення керування насосом застосований гідропідсилювач 8.

Перемикання гідросистеми на нейтральний і робочий режими здійснюється двопозиційним золотником 9. Нейтральний режим досягається з'єднанням напірної та зливної ліній. У цьому положенні поршневі порожнини гідрозамків 12 стоянкових гальм з'єднані зі зливом, і гальма надійно утримують машину.

При вмиканні золотникового розподільника 9 у робоче положення потік рідини від насоса спрямляється до гідромоторів 11, а поршнева порожнина гідрозамків 12 з'єднується з напірною лінією насоса 4. Так відбувається розгальмування вальців.

Клапанна коробка 10 призначена для керування лінією підживлення. Зворотні клапани коробки по черзі з'єднують зливну лінію гідросистеми привода ходу з лінією підживлення. Надлишок рідини, що поступає від насоса 4, зливається через охолоджувач 7 у бак. Запобіжні клапани коробки 10 захищають гідросистему від перевантажень шляхом перепускання частини рідини з напірної лінії у зливну. Нерегульований

насос 4 утворює стійкий потік живлення лінії ходу котка. Для відокремленого керування рульовими гідроциліндрами 13 використаний двозолотниковий чотирипозиційний розподільник 14, в який вмонтований запобіжний клапан непрямої дії. Нерегульований насос 3 утворює потік рідини для гідропідсилювача 8 і рульових гідроциліндрів 13. З метою обмеження потоку рідини, що надходить у рульове керування, застосований дросель 17.

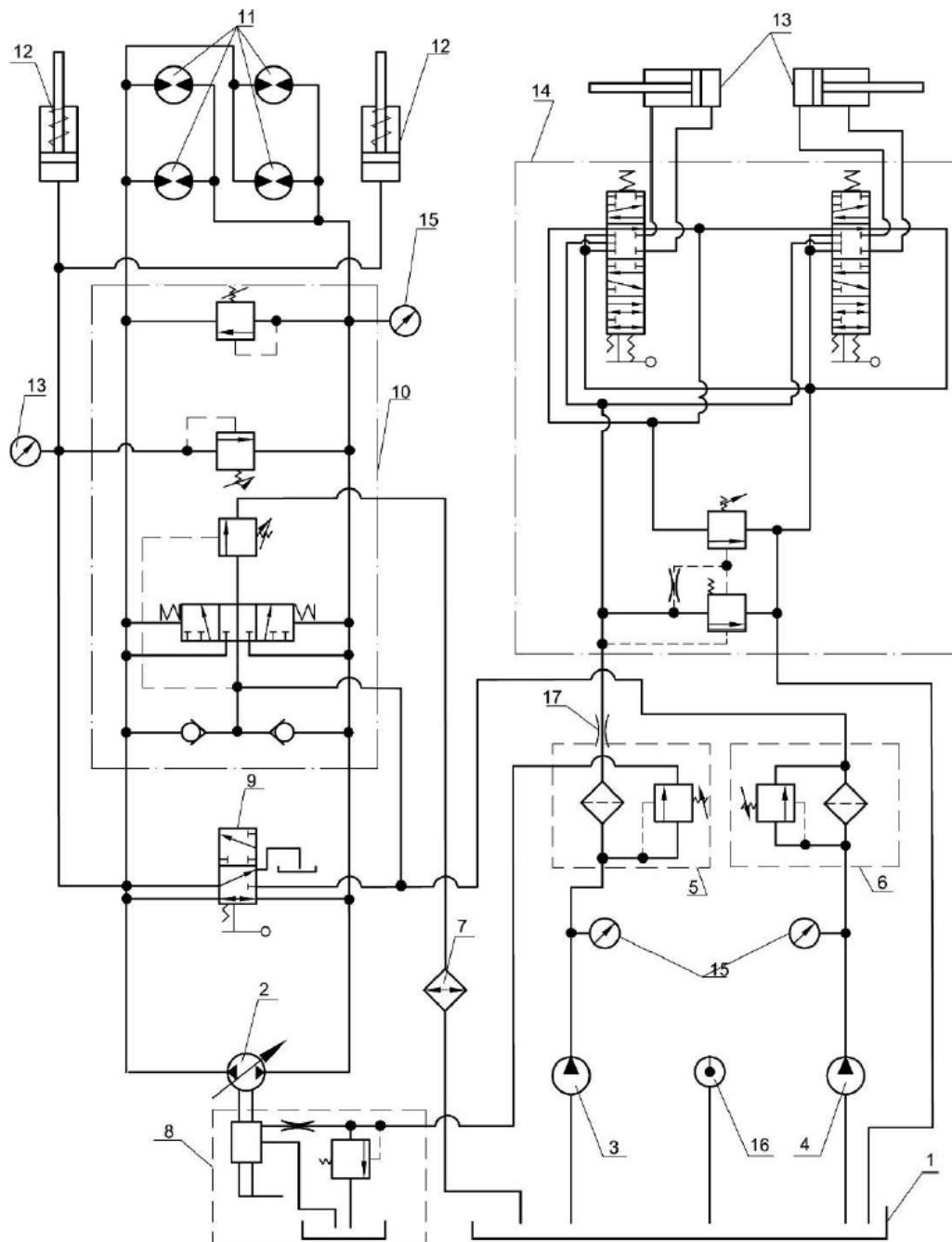


Рис. 19. Принципова гідравлічна схема котка:

1 - бак; 2 - регульований насос; 3 і 4 - нерегульовані насоси; 5 і 6 - фільтр із переливним клапаном; 7 - охолоджувач; 8 - гідропідсилювач; 9 - золотник; 10 - блок клапанів; 11 - гідродвигун; 12 - гідрозамикач; 13 - гідроциліндри повороту; 14 - блок розподільників; 15 - манометр; 16 - термометр; 17 - дросель

Фільтри 5 і 6, встановлені на напірних лініях насосів 3 і 4, призначені для очищення мастила від механічних домішок. Для вимірювання тиску в основній і допоміжній гідросистемах застосовані манометри 15, а для вимірювання температури – дистанційний термометр 16.

Основна операція – пересування базової машини. Потужність двигуна базової машини умовно розподіляється у такому співвідношенні:

- гідромотори привода котка (поз. 11) – 60%;
- гідроциліндри повороту (поз. 13) – 30%.

Причому, гідромеханізми поз. 11 і 13 можуть працювати одночасно.

## **4. Силовий розрахунок гідроприводу машин**

### ***4.1. Розрахунок корисної потужності***

Силовий розрахунок гідрофікованих будівельних, дорожніх та підйомно-транспортних машин є обов'язковою вимогою для вибору насосів та гідрообладнання, визначення номінального тиску робочої рідини в гідросистемі заданої машини, та виконання розрахунків основних деталей та вузлів проектованої машини. Він складається з визначення зусиль на робочих органах та гідродвигунах приводу робочого обладнання, механізму ходу, повороту платформи і т.д. [2, 3]. Враховуючи, що подібні розрахунки надто громіздкі і потребують спеціальних знань та будуть докладно розглядатися в наступних дисциплінах, можна обмежитись орієнтованим розподіленням потужності базового двигуна, щоб визначити значення потужності, яка потрібна для роботи кожного гідро двигуна в гідроприводі розглянутих машин.

Передусім визначають корисну потужність, тобто потужність, що витрачається на корисну роботу для кожної окремої машини [29]:

$$N_K = N_D \cdot \eta_{\text{пр.р.о.}}$$

де  $N_D$  – потужність базового двигуна (дизеля) (таблиця 1), кВт;  
 $\eta_{\text{пр.р.о.}}$  – ККД приводу та робочого обладнання заданої машини. Для екскаваторів, навантажувачів, лісо навантажувачів з гідронасосами

постійної подачі  $\eta_{\text{пр.р.о.}} = 0,45 \dots 0,57$ ; з насосами змінної подачі  $\eta_{\text{пр.р.о.}} = 0,52 \dots 0,64$ ; для розпушувачів, бульдозерів, скреперів, автогрейдерів, тягачів, котків  $\eta_{\text{пр.р.о.}} = 0,75 \dots 0,8$ .

Силовий розрахунок дозволяє визначити реальну потужність усіх гідродвигунів (гідроциліндрів та гідромоторів) і підібрати їх типорозміри з уніфікованого та нормалізованого гідрообладнання. Згідно вказаному наприкінці описання до кожної машини співвідношенню розподілення потужності для кожного гідромеханізму (гідроциліндра і гідромотора) у відсотках треба визначити необхідне значення потужності, користуючись наступною залежністю:

$$N_i = k \cdot N_K,$$

де  $k$  – вказане наприкінці до описання роботи машини значення у відсотках для певного гідромеханізму.

Якщо гідропривід машини складається з кількох насосів та гідродвигунів (багатопотокові схеми), силовий розрахунок слід виконати для усіх потоків з урахуванням специфіки роботи машини.

#### **4.2. Вибір робочої рідини**

Робочу рідину для об'ємного гідропривода вибирають з урахуванням заданих в межах температури повітря для працюючого гідроприводу. Для гідроприводу, що працює на відкритому повітрі, наприклад у будівельних машинах, вибираємо як робочу рідину всесезонне мастило ВМГЗ. Замінюючими робочими рідинами з урахуванням експлуатації гідроприводу в межах заданої температури оточуючого повітря від  $-30$  до  $+35^\circ\text{C}$  вибираємо:

А – для літніх умов експлуатації – мастило І-30А;

Б – для зимових умов експлуатації – мастило веретенне АУ.

Характеристика робочих рідин для об'ємного гідроприводу наведено у таблиці 2.

## Характеристика робочих рідин для об'ємного гідроприводу

Робоча рідина	В'язкість $\nu$ , $\text{м}^2/\text{с} \cdot 10^{-6}$	Густина $\rho$ , $\text{кг}/\text{м}^3$	Температура, °С		Межа допустимої температури повітря, °С	Характеристика робочої рідини
			застигання	спалювання		
1	2	3	4	5	6	7
ВМГЗ (МГ-15-В)	10...12	860	-66	135	-50...80	Всесезонна рідина із заглушуючими, антиокислювальними і антипінними присадками, не утворює стійкої піни.
АМГ-10 (МГ-15Б)	10	850	-70	92	-55...60	Замінювач масла ВМГЗ, рідина всесезонна із заглушуючими та антиокислювальними присадками, не утворює стійкої піни і легких осадків, але з меншою змащувальною спроможністю.
Трансформаторне мастило ТК	9,6	896	-45	135	-40...90	Ці мастила рекомендується використовувати для зимових умов експлуатації об'ємного гідроприводу у разі відсутності робочих рідин ВМГЗ та АМГ-10.
Мастило веретенне АУ	12...14	890	-45	163	-35...60	Використовується як заміник ВМГЗ а також для БДМ на базі тракторів.
Мастило індустріальне І-12А	10...14	895	-30	165	-20...40	Без присадок. Рекомендується для гідросистем промислового обладнання. Може бути заміником для БДМ на базі тракторів взимку.
І-20А (І-Г-А-32)	17...23	896	-15	180	10...50	Без присадок. Рекомендується для гідросистем промислового обладнання та БДМ на базі тракторів в літній період.
Мастило індустріальне, І-30А(І-Г-А-46)	27.. 33	900	-15	180	0...50	Рекомендується для використання в літній період. Без присадок.
Мастило МГ-30 (МГ-46Б)	30	980	-35	190	-10...70	Рекомендується для літніх умов, має антиокислювальні і антипінні присадки. Створено на основі І-30А.

1	2	3	4	5	6	7
Мастило МГ-20	20	885	-40	180	-20...55	Рекомендується для експлуатації гідропривода у приміщенні при 0°C, має антиокислювальні та антипінні присадки, не утворює стійкої піни і легких осадів.
МГЕ-10А (МГ-15-В)	10	850	-66	135	-55...90	Рекомендується для літніх умов, має антиокислювальні і антипінні присадки.
МГЕ-46В або МГ-30У	30	980	-35	190	-20...80	Хороша здатність до змащування; стійкість проти вспінювання та утворення і відкладення смолистих осадків. Використовується для гідрооб'ємних передач.
Автомобільне МГТ	6...7	860	-55	160	До -50	Використовується для гідромеханічних передач
Автомобільне А	23...30	870	-40	175	До -40	Використовується в гідротрансформаторах, гідромеханічних та автомобільних коробках передач.
Автомобільне Р	12...14	850	-45	163	До -35	Рекомендується для використання в літній період. Без присадок.
Мастило турбінне Т-22	20...23	901	-15	180	5...50	Для гідросистем бульдозерів та інших на базі тракторів.

#### 4.3. Визначення потужності насосів. Вибір насосів

Розрахунок гідравлічного приводу необхідно починати з визначення номінального робочого тиску рідини та вибору гідронасосів. Спочатку визначають потужність  $N_H$  приводу насоса за максимальним значенням суми всіх потужностей одночасно працюючих гідродвигунів, підключених за допомогою одного насоса [29]:

$$N_H = \sum N_{ци} / \eta_{ГМ.Н} \eta_{ГМ.Ц} + \sum N_{мі} / \eta_{ГМ.Н} \eta_{ГМ.М},$$

де  $N_{ци}$ ,  $N_{мі}$  – потужність одночасно працюючих гідроциліндрів та гідромоторів, кВт:  $\eta_{ГМ.Н} \cong 0,90$ ;  $\eta_{ГМ.М} \cong 0,93$ ;  $\eta_{ГМ.Ц} \cong 0,95$  – відповідно гідромеханічний ККД насоса, гідромотора, гідроциліндра.

При живленні гідродвигунів від кількох гідронасосів, що подають рідину в одну напірну гідролінію (рисунок 13), потужність приводу

визначається так само, як і для одного насоса, а потім пропорційно їх подачам розраховується для кожного окремого насоса. Для двопотокової гідросистеми з насосами, що забезпечують функціонування різноманітних груп гідродвигунів (рисунок 8), потужність приводу кожного насоса розраховують окремо. Потужність приводу регульованих насосів (рисунок 5) визначають за формулою, але одержаний результат ділять на діапазон  $n'$  регулювання подачі насоса. Звичайно,  $n' \cong 1,8...2,4$ .

За потужністю приводу насоса підбирають номінальний робочий тиск  $P_H$  гідросистеми. Рекомендуються такі співвідношення значень потужності гідропривода та робочого тиску [5, 6]:

Потужність, кВт	до 0,1	0,1...1,0	1,0...5,0	5,0...20,0	більше 20
Тиск, МПа	1,0	1,0...6,3	6,3...10	10...16	16...32

Для будівельних та дорожніх машин приймаються такі значення номінального робочого тиску: 10; 16; 20; 25; 32 МПа.

Знаючи потужність приводу та робочий тиск, можна розрахувати потрібну подачу насоса [2, 24, 25, 26], л/хв:

$$Q_H = 61,2N_H / P_H,$$

де  $N_H$  – потужність приводу насоса, кВт;  $P_H$  – номінальний тиск у гідросистемі, МПа.

За відомим значенням потужності  $N_H$ , робочого тиску  $P_H$ , подачі  $Q_H$  обирають насос (або насоси) для гідропривода проектованої машини (див. дод. 2). При цьому бажано, щоб номінальна частота обертання вала насоса  $n_H$  наближалася до частоти обертання вала базового двигуна машини  $n_{дв}$  (таблиця 1).

При обранні кількості та типу насосів треба враховувати такі практичні рекомендації:

- у гідроприводі підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин часто використовують шестеренні та аксіально-поршневі насоси, гідромотори, рідше – пластинчасті та радіально-поршневі насоси;
- у гідросистемах легкого та середнього режимів роботи доцільно застосовувати шестеренні насоси, а для важкого та надто важкого режимів - аксіально-поршневі;

- аксіально-поршневі насоси порівняно з шестеренними насосами мають більш високий об'ємний ККД за низьких температур і нижчий – за високих;

- якщо розрахунок гідроприводу машини показав необхідність використання двох та більше насосів, то для уніфікації доцільно використати один тип і навіть одну марку насосів;

- використання більше двох насосів, що живлять одну напірну гідролінію, не рекомендується.

Фактична або номінальна подача обраного насоса уточнюється за наступною залежністю:

$$Q_H = q \cdot n_{дв} \cdot \eta_0,$$

де  $q$  – робочий об'єм обраного насоса, см<sup>3</sup>;  $n_{дв}$  – кількість обертів базового двигуна (таблиця 1), хв<sup>-1</sup>;  $\eta_0$  – об'ємний ККД обраного насоса.

Після вибору насоса треба уточнити частоту обертання його вала, необхідну для забезпечення потрібної подачі [29], об/хв:

$$n_H = 10^3 Q_H / z_H q_H \eta_{об.н},$$

де  $z_H$  – кількість насосів даної гідролінії;  $q_H$  – робочий об'єм насоса (див. дод. 2) см<sup>3</sup>/об;  $Q_H$  – подача насоса л/хв;  $\eta_{об.н}$  – об'ємний ККД насоса (див. дод. 2).

Розраховане число обертів вала насоса повинно бути в інтервалі, вказаному в додатку 2, тобто:

$$n_{ном} \leq n_H < n_{max}.$$

Визначивши передаточне відношення між валом відбору потужності базового двигуна та валом насоса за формулою

$$i = n_{дв} / n_H,$$

можна спроектувати механізм приводу насоса.

#### **4.4. Підбір гідрообладнання**

Згідно заданої гідравлічної схеми необхідно підібрати відповідні елементи гідрообладнання. До основних елементів гідрообладнання, крім насосів і гідродвигунів, належать: напрямна гідроапаратура (розподільники, зворотні клапани, гідрозамки, гідроклапани послідовності, блоки сервокерування); регулююча гідроапаратура (запобіжні, підживлюючі та редукційні клапани, дроселі та регулятори

потокі робочої рідини); трубопроводи та з'єднувальна апаратура; гідробаки та фільтри. Більшість перелічених елементів вибирають із нормалізованих та уніфікованих видів гідрообладнання. Методика розрахунку та вибору важливих гідроагрегатів, трубопроводів та інших наведена далі.

4.4.1. Розподільники призначені для надання та зміни напрямку руху потоку рідини з метою забезпечення ввімкнення, реверсу та зупинки гідродвигунів. У гідросистемах будівельних та дорожніх машин найчастіше використовують золотникові розподільники.

За кількістю положень золотника їх поділяють на дво-, три- та чотирьохпозиційні (на схемах зображують відповідно двома, трьома та чотирма квадратами) (див. дод. 1). За конструктивними ознаками розрізняють секційні та моноблочні розподільники. Секційні розподільники збираються з окремих уніфікованих секцій - напірної, робочих (за числом гідродвигунів) і зливної. Моноблочні розподільники випускаються з двома, трьома та чотирма золотниками, розташованими в одному корпусі. Тип та марку розподільника вибирають за номінальним тиском  $P_H$ , подачею насоса  $Q_H$  та кількістю гідродвигунів (число золотників), приєднаних до одного розподільника (див. дод. 4). Для гідроприводів, що працюють у легкому та середньому режимах вибирають моноблочні ( $P_H=7$  МПа і  $P_H=10$  МПа) розподільники, а для важкого та надто важкого режимів експлуатації – секційні та моноблочні з номінальним тиском  $P_H=16$  МПа,  $P_H=25$  МПа і  $P_H=32$  МПа. Відомості про конструктивні особливості гідророзподільників, їх маркірування, умовні позначення нормалізованих секцій тощо наведені в [1, 21, 29].

4.4.2. Зворотні клапани призначені для вільного пропускання потоку рідини в одному (прямому) напрямку та запирання його у зворотному напрямку. В додатку 5 наведені технічні характеристики простих (типу Г51-2) і спеціальних зворотних клапанів, які застосовуються у будівельних та дорожніх машинах.

4.4.3. Гідрозамки призначені для вільного пропускання потоку рідини в одному напрямку та запирання його у зворотному напрямку (див. дод. 6). Але при подачі тиску керування в порожнину золотника, що пересуває запірний елемент, гідрозамок відкривається. В цьому випадку, рідина може проходити в прямому та зворотному напрямках. Гідрозамки використовують в автокранах, екскаваторах, навантажувачах

та інших машинах для запобігання довільного опускання робочого органа. При цьому використовуються, як правило, односторонні гідрозамки (що перекривають одну гідролінію) розвантаженого та нерозвантаженого типів. Гідрозамки розвантаженого типу встановлюють між дроселем та гідроциліндром, а нерозвантаженого – між розподільником та дроселем. У додатку 6 наведені технічні характеристики односторонніх гідрозамків серій 61, 62 та спеціальних гідрозамків типу У4610, які використовують на стрілових самохідних кранах серії КС.

4.4.4. Запобіжні клапани призначені для обмеження тиску в напірній лінії шляхом перепускання рідини в зливну гідролінію (див. дод. 7). Вони поділяються на первинні та вторинні. Первинні клапани, що, як правило, вмонтовані в напірну секцію розподільників, запобігають руйнуванню напірної лінії насоса. Вторинні клапани (переливні), що стискаються з робочими секціями розподільників з боку напірних ліній гідродвигунів, слугують для обмеження реактивного тиску при нейтральному положенні золотників. Тиск спрацювання запобіжного клапану звичайно вищий номінального на 15 – 30%.

4.4.5. Підживлюючі клапани призначені для запобігання кавітаційних явищ у гідромоторах, що виникають у результаті розриву суцільного потоку рідини, наприклад: у гідроприводі механізму пересування при розгоні, гальмуванні тощо. З конструктивних міркувань підживлюючі та вторинні (запобіжні) переливні клапани монтується в одному корпусі - блоці, що встановлюються на робочих секціях розподільника з боку напірних ліній гідромоторів. Технічні характеристики нормалізованих блоків наведено у додатку 7.

4.4.6. Дроселі призначені для зміни потоку рідини, що подається у гідродвигуни для регулювання швидкості робочого органу. Дроселі можуть бути регульовані, в яких змінюється опір потоку рідини, та нерегульовані, в яких опір залишається сталим. У будівельних та дорожніх машинах найчастіше використовують нерегульовані дроселі зі зворотнім клапаном, призначені для обмеження потоку рідини в одному напрямку та безперешкодного пропускання його в іншому (див. дод. 8). Такі дроселі застосовують також у напірних гідролініях гідроциліндрів піднімання-опускання робочого обладнання екскаваторів, кранів, навантажувачів та інших машин (рисунок 4). Широко використовують

дроселі з регулятором, з регулятором та запобіжним клапаном (див. дод. 10, 11).

4.4.7. Для очищення робочої рідини від механічних домішок, застосовують фільтри, вибір яких здійснюється за номінальним потоком рідини та потрібною номінальною тонкістю фільтрації. В гідросистемах будівельних та дорожніх машин використовують в основному лінійні фільтри з паперовим або сітковим фільтроелементом, що забезпечує тонкість фільтрації 25 і 40 мкм (див. дод. 9). Якщо гідросистема має дві або більше насосні установки, що забезпечують роботу кількох гідродвигунів, рекомендується проектувати спільну зливну гідролінію та встановлювати один фільтр. У цьому випадку вибирають фільтр за сумарною подачею насосів. При недостатності одного уніфікованого фільтра можна вибрати два або три однакових фільтри і паралельно ввімкнути їх у зливній лінії.

4.4.8. Якщо в гідросистемі заданої машини у якості гідродвигунів є гідромотори, то за відомим значенням подачі насоса  $Q_H$ , номінальним значенням тиску  $P_H$  і ККД гідросистеми розраховують та вибирають гідромотор. Орієнтовне значення робочого об'єму гідромотора  $q_{ГМ}$  визначають за відомою з кінематичного розрахунку машини кількістю обертів  $n_M$  вала гідродвигуна (табл. 1), см<sup>3</sup>/об:

$$q_{ГМ}^1 = \frac{10^3 Q_H \eta_{об}}{Z n_M},$$

де  $Q_H$  – номінальна подача (витрата) рідини в системі, л/хв;  $\eta_{об}=0,85\dots0,95$  – об'ємний ККД потоку;  $Z$  – максимальна кількість одночасно працюючих гідродвигунів, що живляться даним насосом;  $n_M$  – частота обертання вала гідромотора (таблиця 1), хв<sup>-1</sup>.

За нормованим робочим об'ємом, номінальною частотою обертання  $n_{ном} \leq n_M$  і тиском  $P_H$  вибирають типорозмір гідромотора (див. дод. 2, 3) і уточнюють крутний момент його вала, Н·м:

$$M_M = 0,159 q_{ГМ} P_H \eta_{ГМ},$$

де  $q_{ГМ}$  – нормований робочий об'єм гідромотора см<sup>3</sup>/об;  $\eta_{ГМ}$  – гідромеханічний ККД.

Для схем з гідроциліндрами також можна підібрати існуючі стандартні гідроциліндри (див. дод. 16...18).

#### 4.5. Розрахунок та вибір трубопроводів

Важливим елементом гідропривода є трубопроводи, призначені для передачі енергії від насоса до гідродвигунів і для з'єднання гідроагрегатів між собою. За призначенням трубопроводи поділяють на напірні, всмоктуючі, зливні та дренажні; за конструктивними ознаками – на жорсткі (металеві труби) та гнучкі (гумові, гумовометалеві шланги). Жорсткі трубопроводи виготовляють із сталевих (сталь 10 або 20) безшовних гарячедеформованих (ДСТУ 8938:2019) і холоднодеформованих (ДСТУ 8939:2019) труб (див. дод. 12) [8, 9]. Гнучкі (еластичні) трубо-проводи (рукави) використовують для передачі потоку рідини між ланками із взаємним переміщенням, а також для компенсації неточностей виготовлення та полегшення збирання. У додатку 13 наведені геометричні розміри та основні характеристики гумових рукавів, армованих металевим високостійким дротом. У гідросистемах труби та рукави з'єднані між собою за допомогою уніфікованої приєднувальної арматури (гайок, штуцерів, трійників, кутників тощо). Підбирати трубопроводи слід за значенням номінального тиску гідросистеми та визначеним нижче внутрішнім діаметром.

4.5.1. Внутрішній діаметр труби, мм :

$$d = 4,5 \sqrt{Q_H / V},$$

де  $Q_H$  – подача насоса, л/хв;  $V$  – швидкість потоку рідини, м/с.

Швидкість потоку робочої рідини вибирають залежно від призначення трубопроводу, тиску в гідросистемі та умов її експлуатації.

Рекомендуються такі значення швидкості потоку рідини:

- для всмоктуючого – 0,85...1,2 м/с;

- для зливного – 1,4...2,0 м/с;

- для напірного – залежно від номінального тиску в гідросистемі:

Тиск, МПа	6,3	10	16	20	25	32
Швидкість $V$ , м/с	2,25	2,7	3,5	3,9	4,25	5,36

4.5.2. Площина поперечного перерізу труби, см<sup>2</sup>:

$$f = Q_H / 6V.$$

4.5.3. Товщину стінки трубопроводу визначають з умови стійкості, мм:

$$S = \frac{P_H d}{2[\sigma_p]},$$

де  $P_H$  – номінальний тиск, МПа;  $[\sigma_p] = 140 \text{ МН/м}^2$  – допустиме напруження розтягнення для сталі 20.

4.5.4. Після розрахунку діаметрів та товщини стінок трубопроводів у всмоктуючих, напірних та зливних гідролініях треба підібрати трубопроводи і виписати їх розміри згідно зі стандартами (додатки 12 та 13). Необхідно пам'ятати, що застосування як великих, так і малих діаметрів трубопроводів – небажане. Мінімальний діаметр дренажних ліній повинен бути 8...10 мм. Безкавітаційну роботу насосів можна забезпечити збільшенням діаметрів і зменшенням довжини всмоктуючого трубопроводу, розташуванням гідробака вище всмоктуючої лінії насоса, а також за допомогою інших засобів [26, 29].

#### **4.6. Визначення втрат тиску в гідросистемі**

Розрахунок втрат тиску в гідросистемі необхідний для визначення ККД гідроприводу, вибору геометричних розмірів, для встановлення працездатності гідроприводу за низьких температур. Гідросистема вважається оптимально спроектованою, якщо втрати тиску не перевищують 6%-10% номінального тиску насосів. Для машин, експлуатованих на півночі, втрати тиску в зимовий час припускаються до 12%, а в період розігрівання робочої рідини – 20%.

При розрахунках гідравлічної системи приймаємо, що максимальна температура робочої рідини  $t_{\max} = 20^\circ \text{C}$ .

Загальні втрати тиску гідравлічної системи можуть бути визначені як сума втрат в гідролініях даної гідросистеми, МПа:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_B + \sum \Delta P_H + \sum \Delta P_3,$$

де  $\sum \Delta P_B$  – сумарні втрати тиску на всмоктуючих ділянках трубопроводів;  $\sum \Delta P_H$  – сумарні втрати тиску на напірних ділянках трубопроводів;  $\sum \Delta P_3$  – сумарні втрати тиску на зливних ділянках трубопроводів.

Втрати тиску на вище наведених ділянках розраховують у такій послідовності. Поділяють гідросистему на ділянки, кожна з яких має однакові швидкості потоку рідини та діаметри трубопроводів і визначають сумарні втрати тиску для кожної гідролінії.

Втрати у всмоктуючий:

$$\sum \Delta P_{\text{В}} = \Delta P_{\text{Ш}} + \Delta P_{\text{М}};$$

напірній

$$\sum \Delta P_{\text{Н}} = \Delta P_{\text{Ш}} + \Delta P_{\text{М}} + \sum \Delta P_{\text{Г}i};$$

зливній

$$\sum \Delta P_{\text{З}} = \Delta P_{\text{Ш}} + \Delta P_{\text{М}} + \sum \Delta P_{\text{Г}i},$$

де  $\Delta P_{\text{Ш}}, \Delta P_{\text{М}}$  – шляхові та місцеві витрати тиску у відповідних трубопроводах (гідролініях) гідросистеми, МПа;  $\sum \Delta P_{\text{Г}i}$  – сума витрат тиску в гідроагрегатах даної гідролінії (розподільник, фільтр, дросель зі зворотнім клапаном та інше, МПа). Втрати тиску в гідроагрегатах  $\Delta P_{\text{Г}i}$  відомі з їх технічних характеристик (див. дод. 4–11), тому ці втрати враховують безпосередньо в формулах.

Шляхові втрати тиску рідини для кожної гідролінії, пов'язані з її тертям об стінки трубопроводів і виникають на прямолінійних ділянках трубопроводів, кПа:

$$\Delta P_{\text{Ш}} = \frac{0,5\lambda L_i \rho V^2}{10^3 d},$$

де  $\lambda$  – гідравлічний коефіцієнт тертя;  $L_i$  і  $d$  – довжина і внутрішній діаметр відповідного трубопроводу, м;  $\rho$  – густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup> (табл.2);  $V$  – швидкість потоку рідини у відповідному трубопроводі, м/с.

Гідравлічний коефіцієнт тертя рідини залежить від числа Рейнольдса і при режимі:

$$\text{ламiнарному} - \lambda = 75 / R_e;$$

$$\text{турбулентному} - \lambda = 0,3146 R_e^{-0,25}.$$

Ламінарному режиму течії рідини в трубопроводах круглого поперечного перетину відповідають числа Рейнольдса  $R_e \leq 2200 \dots 2300$ , турбулентному режиму  $R_e \geq 2200 \dots 2300$ .

Число Рейнольдса для трубопроводів круглого перетину визначається за наступною залежністю:

$$R_e = Vd / \nu,$$

де  $V$  – швидкість потоку рідини, м/с;  $d$  – діаметр трубопроводу, м;  $\nu$  – кінематична в'язкість робочої рідини, м<sup>2</sup>/с (табл. 2).

Місцеві втрати тиску виникають в усіх місцях гідросистеми, де є так звані гідравлічні опори ( місця, де порушується прямолінійність потоку рідини). Місцеві втрати тиску для кожної з гідроліній, кПа:

$$\Delta P_M = 0,5 \sum \xi_i \rho V^2 / 10^3,$$

де  $\xi_i$  – коефіцієнт місцевого опору (див. дод. 14)  $i$ -го гідроелемента, встановленого в гідролінії (трубопроводі);  $\rho$  – густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup> (табл. 2);  $V$  – швидкість потоку рідини у відповідному трубопроводі, м/с.

#### 4.7. Загальний ККД гідросистеми

Наступним етапом розрахунку і проектування гідроприводу є визначення його ККД. Для оптимально розробленої гідросистеми повний (загальний) ККД визначається в межах  $\eta_{заг} = 0,6 \dots 0,7$  як добуток гідравлічного, механічного та об'ємного ККД:

$$\eta_{заг} = \eta_{г} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об}.$$

Гідравлічний ККД розраховують, враховуючи загальні витрати тиску в гідроприводі:

$$\eta_{г} = (P_H - \sum \Delta P) / P_H,$$

де  $P_H$  – номінальний тиск у гідросистемі, МПа;  $\sum \Delta P$  – загальні втрати тиску, МПа.

Механічний ККД знаходять як добуток механічних ККД всього послідовно з'єданого гідрообладнання, в якому відбуваються витрати енергії та тертя:

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.н} \eta_{мех.р} \eta_{мех.гд}.$$

де  $\eta_{мех.н} = 0,84 \dots 0,98$  – механічний ККД насоса (див. дод. 2);  $\eta_{мех.р} = 0,9 \dots 0,95$  – механічний ККД розподільника;  $\eta_{мех.гд}$  – механічний ККД гідродвигуна – для гідромоторів  $\eta = 0,85 \dots 0,94$  (див. дод. 2, 3) і для гідроциліндрів  $\eta = 0,92 \dots 0,98$ .

Об'ємний ККД гідроприводу

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \eta_{об.р} \eta_{об.гд.},$$

де  $\eta_{об.н} = 0,84 \dots 0,98$  об'ємний ККД насоса (додаток 2);  $\eta_{об.р} = 0,92 \dots 0,96$  – об'ємний ККД розподільника;  $\eta_{об.гд.}$  – об'ємний ККД гідродвигуна, що дорівнює  $0,84 \dots 0,98$  для гідромоторів (див. дод. 2, 3), та приймається за одиницю для гідроциліндрів ( $\eta_{гц} = 1$ ).

Для дво- і трипотоккових гідросистем за формулами спочатку визначають загальні ККД кожного потоку окремо, а потім загальний ККД гідроприводу. Наприклад, для двопотокової схеми:

$$\eta_{заг} = \frac{N_{н1} \eta_{заг1} + N_{н2} \eta_{заг2}}{N_{н1} + N_{н2}},$$

де  $N_{н1}, N_{н2}$  – потужності приводів насосів, кВт;  $\eta_{заг1}, \eta_{заг2}$  – загальні ККД відповідно першого і другого потоків.

Для вибору гідродвигунів машини необхідно знати гідромеханічний ККД гідроприводу. Його знаходять як добуток гідравлічного і механічного ККД в гідролінії силового циліндра або мотора:

$$\eta_{г.м} = \eta_{г} \eta_{мех}.$$

#### **4.8. Визначення робочих параметрів поршневого гідроциліндра**

Основні робочі параметри поршневого гідроциліндра (рис. 27...29) з одностороннім штоком при статичному навантаженні  $F_{ст}$  (задається згідно варіанту) визначаються при заданих максимальних швидкостях прямого ходу  $V_1$  відповідно таблиці 1 та зворотного ходу  $V_2 = (V_1 + 0,3)$  м/с, часі розгону при прямому ході  $t = 2$  с, максимальному тиску в напірній лінії  $p_{max}$  від 16 МПа до 32 МПа, загальному ККД циліндра  $\eta = 0,97$ . Робоча рідина – мінеральне мастило.

Сила інерції під час розгону, Н:

$$F_{ін} = \frac{F_{ст}}{gt} (V_1 - 0).$$

Фактичне зусилля, Н:

$$F_{фак} = F_{ст} + F_{ін}.$$

Розрахункове зусилля, Н:

$$F_0 = F_{\text{фак}} / \eta.$$

Діаметр поршня, м:

$$D = \sqrt{4F_0 / (P_{\text{max}} \pi)}.$$

Діаметр штока, м:

$$d = D \sqrt{1 - V_1 / V_2}.$$

Рекомендується прийняти значення діаметрів поршня та штока гідроциліндра згідно стандартним значенням за ДСТУ ISO 4395:2013, які приведені у додатках 16, 17 і 18 [17].

Товщина сталеві гільзи циліндра (м):

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + P_{\text{роз}}}{[\sigma] - P_{\text{роз}}}} - 1 \right).$$

Розрахунок поршневого гідроциліндра наведено у прикладі 4.7 (пункт 4.10).

#### **4.9. Розрахунок теплового режиму роботи гідроприводу**

Тепловий режим розраховують тільки для відокремленої системи гідроприводу, для якої відома споживана насосом потужність  $N_H$  і загальний ККД гідроприводу  $\eta_{\text{заг}}$ .

Збитки енергії за часом роботи гідроприводу перетворюються в теплоту, і масло нагрівається. Тепловий режим розраховується виходячи з балансу теплоти, що виділяється та відводиться в гідросистемі, тобто:

$$N_H (1 - \eta_{\text{заг}}) k = c S \Delta t,$$

де  $k$  – коефіцієнт завантаження гідроприводу (приймаємо  $k=0,5$ );  $c=0,04$  кВт/м<sup>2</sup>·град – коефіцієнт тепловіддачі поверхні гідровузлів;  $S$  – загальна площа поверхні тепловіддачі всіх елементів гідроприводу, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – перепад температури масла-повітря, град.

Порядок розрахунку теплового режиму роботи гідроприводу:

а) визначаємо об'єм маслобака, дм<sup>3</sup>, із співвідношення  $W_0 = (2...3)Q_H$ , підставляючи значення подачі одного чи всіх паралельно працюючих на загальну гідролінію насоса  $Q_H$ , л/хв. Розрахункове значення об'єму  $W_0$  маслобака округлюють до більшого значення з наступного ряду номінальних об'ємів маслобаків, дм<sup>3</sup>:

1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000;

б) виходячи зі співвідношення основних розмірів маслобака (рисунок 20)  $H = 3B$ ;  $L = 4B$  та прийнятим вище номінальним значенням об'єму маслобака визначають площу тепловіддачі маслобака,  $\text{дм}^2$ :

$$S_B = 6,5^3 \sqrt{W_0^2};$$

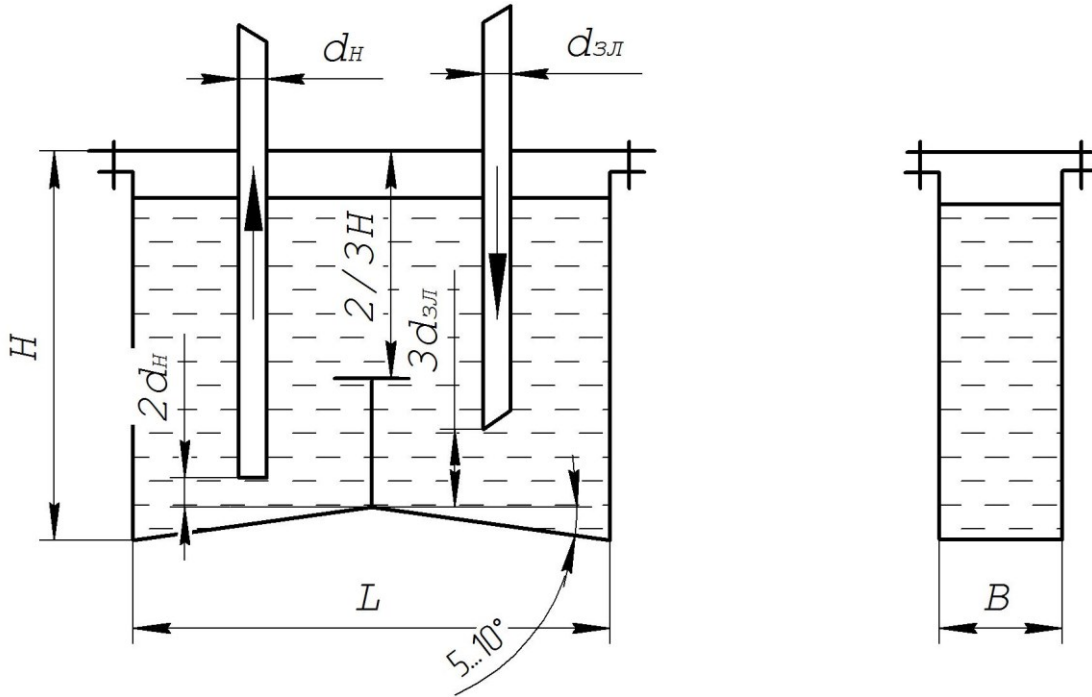


Рис. 20. Схема для розрахунку маслобака

в) визначають площу тепловіддачі кожної гідролінії (всмоктуючої, напірної та зливної),  $\text{м}^2$ :

$$S_{\Gamma} = 2\pi d_3 L_i,$$

де  $d_3$ ,  $L_i$  – відповідно зовнішній діаметр трубопроводу (гідролінії) і довжина кожної гідролінії в м;

г) визначають площу тепловіддачі гідроциліндра діаметром  $D$  і з ходом поршня  $l$ , (якщо хід поршня не задано, то приймають  $l = 10D$ ),  $\text{м}^2$ :

$$S_{\Gamma\text{Ц}} = \pi D l;$$

д) визначають загальну площу поверхні тепловіддачі, причому, площею тепловіддачі гідромоторів нехтують:

$$S = S_B + \sum S_{\Gamma} + \sum S_{\Gamma\text{Ц}},$$

де  $S_B$ ,  $\sum S_G$ ,  $\sum S_{ГЦ}$  – площа бака, сума площ тепловіддачі гідролінії та сума площ тепловіддачі одночасно працюючих гідроциліндрів.

е) на основі рівняння теплового балансу виводять розрахункову формулу і визначають перепад температури  $\Delta t$ :

$$\Delta t = \frac{N_H (1 - \eta_{\text{заг}}) k}{cS};$$

де  $N_H$  – потужність обраного насоса;  $\eta_{\text{заг}}$  – загальний ККД (пункт 4.7);  $k$  – коефіцієнт завантаження гідроприводу (приймаємо  $k=0,5$ );  $c=0,04$  кВт/м<sup>2</sup>·град – коефіцієнт тепловіддачі поверхні гідровузлів;  $S$  – загальна площа поверхні тепловіддачі всіх елементів гідроприводу, м<sup>2</sup>.

є) визначають температуру нагрівання масла:

$$t_M = t_{\Pi} + \Delta t,$$

де  $t_{\Pi}$  – задане максимальне значення температури повітря приймають  $t_{\Pi}=35^{\circ}\text{C}$  (якщо ця температура не задана).

Якщо температура нагрівання масла не перевищує припустимої  $70^{\circ}\text{C}$ , то в пояснювальній записці роблять висновок, що маслоохолоджувач непотрібний. В іншому разі роблять висновок про необхідність маслоохолоджувача і визначають кількість теплоти  $E$ , яку необхідно щосекунди відводити маслоохолоджувачем, а саме:  $E = C(t_M - 80)$ , кДж або кВт.

Маслоохолоджувач зазвичай підключають у зливній гідролінії (рис. 7).

Розміри маслобака визначають, виходячи з рисунка 20 і співвідношень:

висота маслобака  $H = 3B$ ; довжина маслобака  $L = 4B$ , а ширина маслобака визначається математично з наступної залежності  $W_0 = L \cdot B \cdot H = 4B \cdot B \cdot 3B = 12B^3$ :

$$B = \sqrt[3]{\frac{W_0}{12}}.$$

#### **4.10. Приклади розрахунку елементів гідроприводу**

Згідно вихідним даним до курсової роботи в останній колонці таблиці 1 вказано який елемент гідросистеми треба розрахувати і

виконати його складальне креслення. При розрахунках приймати значення номінального тиску, витрати робочої рідини (подачі насоса), швидкості потоку рідини в залежності від тиску та густини рідини за значеннями визначеними в ході розрахунків у попередніх пунктах.

#### Приклад 4.1. Розрахунок дроселя.

Визначити максимальну площу робочого прохідного перерізу дроселя (рис. 21) та умовний прохід підвідного каналу за даними: витрата  $Q=20$  л/хв; перепад тисків  $\Delta p=2$  МПа; швидкість потоку рідини в підвідному каналі  $V=4$  м/с. Робоча рідина – нафтова; коефіцієнт витрат  $\mu=0,61$ ;  $\rho=900$  кг/м<sup>3</sup>.

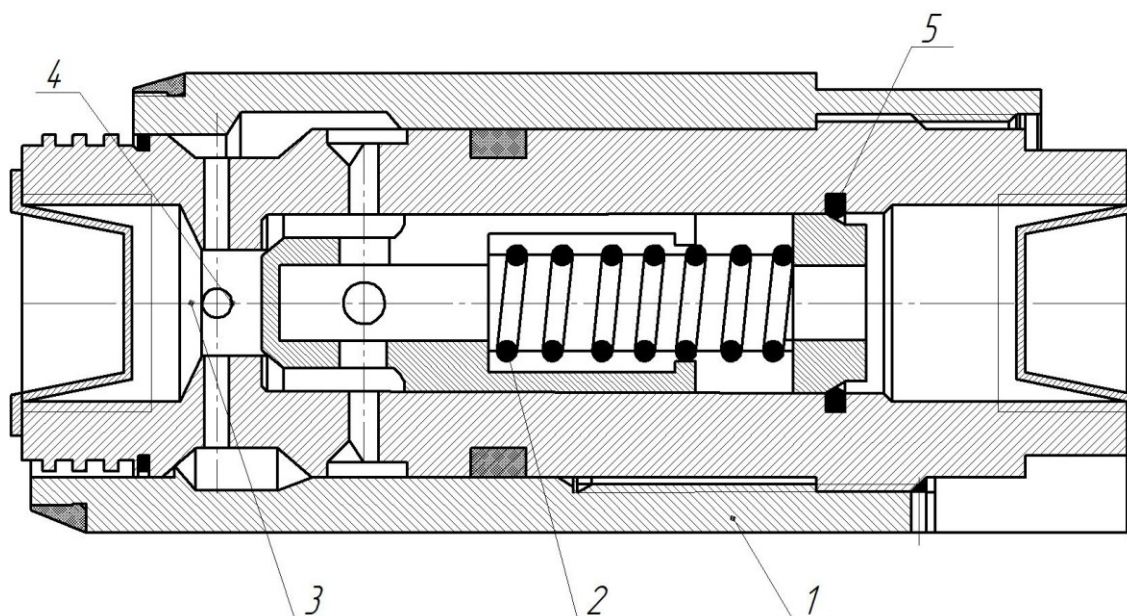


Рис. 21. Схема дроселя зі зворотнім клапаном: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – клапан; 4 – жиклер; 5 – кільце ущільнюоче

*Розв'язання:* Площа прохідного перетину дроселя, враховуючи, що

$$Q = 20 \text{ л/хв} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{60} = 3,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}:$$

$$S_{\text{др}} = \frac{Q}{\mu \sqrt{2\Delta p/\rho}} = \frac{3,3 \cdot 10^{-4}}{0,61 \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^6}{900}}} = 8,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 8,2 \text{ мм}^2.$$

Умовний прохід підвідного каналу:

$$D_y = 1,13 \sqrt{Q/V} = 1,13 \sqrt{3,3 \cdot 10^{-4}/4} = 1,02 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Прийняти значення  $D_y$  за даними додатку 11.

#### Приклад 4.2. Розрахунок золотника розподільника.

Визначити основні розміри циліндричного золотника розподільника 4/3 (рис. 22). Номінальний тиск на вході  $P_{\text{НОМ}}=20$  МПа; перепад тисків на золотнику  $\Delta p=2$  МПа; витрата через розподільник  $Q=60$  л/хв. Робоча рідина – нафтова.

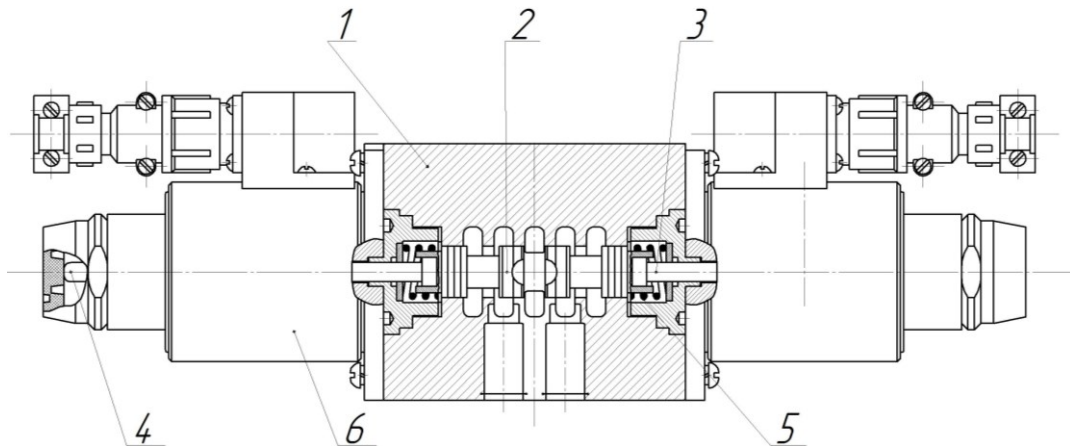


Рис. 22. Схема золотника розподільника: 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – шток керуючий; 4 – кнопка електромагніта; 5 – пружина; 6 – електромагніт

*Розв'язання:* Перепад тисків на одній щілині золотника:

$$\Delta P_{\text{зол}} = (P_{\text{НОМ}} - \Delta p) / 2 = (20 - 2) / 2 = 9 \text{ МПа.}$$

Витрата через розподільник  $Q=60 \cdot 10^{-3} / 60 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Прийнявши, що щілина утворюється двома вікнами ( $n=2$ ) шириною  $b = d_{\text{зол}} / 2$ , при ході золотника  $X=1,4$  мм, визначаймо діаметр золотника:

$$Q = \mu b n X \sqrt{2 \Delta p / \rho} = \mu \frac{1}{2} d_{\text{зол}} n X \sqrt{2 \Delta p / \rho};$$

$$d_{\text{зол}} = \frac{2Q}{\mu n X \sqrt{2 \Delta p / \rho}} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 2 \cdot 0,14 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2 \cdot 9 \cdot 10^6}{900}}} = 86 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

#### Приклад 4.3. Розрахунок радіально-поршневого насоса

Визначити основні розміри робочих елементів радіально-поршневого насоса (рис. 23). Параметри насоса: подача 4 л/с; номінальний тиск 10 МПа; частота обертання вала  $n=980$  об/хв; об'ємний ККД  $\eta_{\text{об}}=0,98$ ; загальний ККД  $\eta=0,92$ .

Розв'язання: Теоретична подача насоса:

$$Q_T = Q/\eta_{об}; Q_T = 4/0,98 = 4,08 \text{ л/с} = 4,08 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Робочий об'єм:

$$V_0 = Q_T/n = 4,08 \cdot 60 \cdot 10^{-3}/980 = 0,249 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Приймаючи кількість поршнів  $Z=9$  в одному ряді, кількість рядів поршнів  $k=2$  і кількість циклів  $m=1$ ; відносний хід поршня  $h=0,65$ , знаходимо діаметр поршня, м:

$$d_{п} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi Z k h m}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,249 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 0,65 \cdot 1}} \cong 0,03 \text{ м}.$$

Дійсний хід поршня:

$$h = \frac{4V_0}{\pi d_{п}^2 Z k m} = \frac{4 \cdot 0,249 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (3 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 1} = 0,0197 \text{ м}.$$

Ексцентриситет:

$$e = h/2 = 0,0197/2 = 0,00985 \text{ м} = 9,85 \text{ мм}.$$

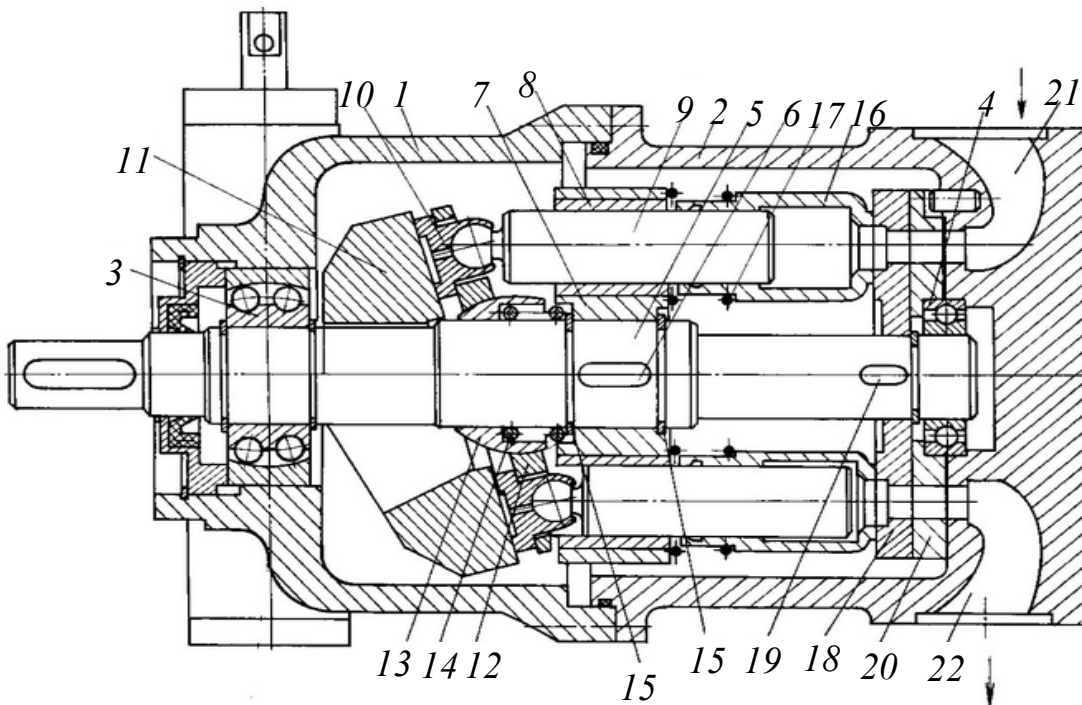


Рис. 23. Схема радіально-поршневого насоса: 1 – кришка корпусу; 2 – корпус; 3, 4 – підшипник; 5 – вал; 6, 19 – шпонка; 7 – ротор; 8 – кільце поршня; 9 – поршень; 10 – підп'ятник; 11 – блок ковзаючий; 12 – обойма; 13 – сідло; 14, 17 – ущільнювач; 15 – кільце стопорне; 16 – циліндр; 18 – кришка упора; 20 – упор; 21 – отвір всмоктуючий; 22 – отвір нагнітальний

Довжина поршня  $l = 2 \cdot (e + d_{\text{п}}) \cong 80$  мм. Діаметр цапфового розподільника  $D_0 = 5d_{\text{п}} = 5 \cdot 30 = 150$  мм. Діаметр ротора  $D_p = 12,5d_{\text{п}} = 12,5 \cdot 30 = 375$  мм. Внутрішній діаметр опорної поверхні статора  $D_c = D_p + 2e = 375 + 2 \cdot 9,85 = 395$  мм. Приймаємо  $D_c = 400$  мм.

Діаметр каналів у розподільній цапфі при швидкості потоку робочої рідини  $V = 3$  м/с та двох каналах:

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3 \cdot 2}} = 0,0292 \text{ м.}$$

Корисна потужність насоса  $N_{\text{н}} = Q \cdot p = 4 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^6 = 40$  кВт. Потужність, споживана насосом,  $N = 40 / 0,92 = 43,5$  кВт.

#### **Приклад 4.4. Розрахунок шестеренного насоса.**

Визначити основні розміри шестеренного насоса (рис. 24) при подачі  $Q = 30$  л/хв; номінальному тиску  $P_{\text{ном}} = 16,0$  МПа, частоті обертання  $n = 1000$  об/хв, кількості зубців шестерні  $Z = 10$ , об'ємному ККД  $\eta_{\text{об}} = 0,94$ , механічному ККД  $\eta_{\text{мех}} = 0,95$ .

*Розв'язання:* Теоретична подача:

$$Q_{\text{т}} = Q / \eta_{\text{об}} = 30 / 0,94 = 31,9 \text{ л/хв.}$$

Робочий об'єм насоса визначаємо за формулою:

$$V_0 = Q_{\text{т}} / n = 31,9 \cdot 10^3 / 1000 = 31,9 \text{ см}^3.$$

Приймаємо  $32 \text{ см}^3$ .

Приймавши  $Z = 10$ ,  $b = 4m$ , визначаємо модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_0}{2\pi Z \cdot 4}} = \sqrt[3]{\frac{32}{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 4}} \cong 0,5 \text{ см.}$$

За ДСТУ ISO 54-2001 приймаємо  $m = 5$  мм [18].

Тоді початковий діаметр шестерні:  $D_{\text{н}} = mZ = 5 \cdot 10 = 50$  мм.

Ширину вінця шестерні визначаймо за формулою:

$$b = V_0 / (2\pi D_{\text{н}} m) = 32 / (2 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 0,5) = 20,2 \text{ мм.}$$

Корисна потужність насоса:

$$N_{\text{н}} = QP = 30 \cdot 16 / 60 = 8 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса споживана:

$$N = N_H / (\eta_{об} \eta_{мех}) = 8 / (0,94 \cdot 0,95) = 8,96 \text{ кВт.}$$

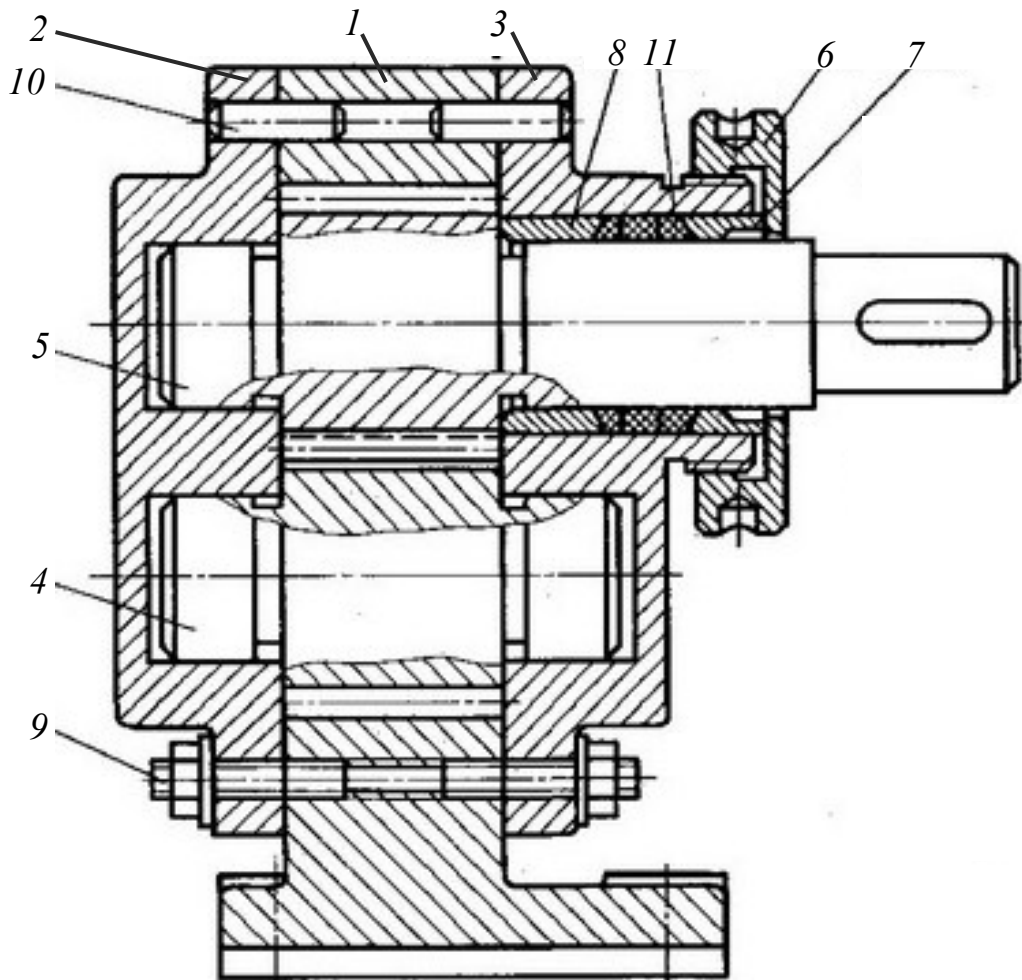


Рис. 24. Схема шестеренного насоса: 1 – корпус; 2, 3 – кришка; 4 – колесо зубчасте; 5 – вал-шестерня; 6 – гайка; 7, 8 – втулка; 9 – шпилька; 10 – штифт; 11 – кільце ущільнююче

#### **Приклад 4.5. Розрахунок аксіально-поршневого насоса**

Визначити основні розміри аксіально-поршневого насоса з нахиленим блоком циліндрів та підймальним несиловим карданним валом (рис. 25), що має такі параметри: подача  $Q=4 \text{ дм}^3/\text{с}$ ; номінальний тиск  $P_{ном}=16 \text{ МПа}$ ; номінальна частота обертання  $n=980 \text{ об/хв}$ , об'ємний ККД  $\eta_{об}=0,98$ ; загальний ККД  $\eta=0,94$ .

*Розв'язання:* Теоретична подача насоса:

$$Q_T = Q / \eta_{об} = 4 / 0,98 = 4,08 \text{ дм}^3 / \text{с} = 4080 \text{ см}^3 / \text{с.}$$

Робочий об'єм:

$$V_0 = Q_T / n = 4080 \cdot 60 / 980 = 249,79 \text{ см}^3.$$

Приймаємо  $V_0 = 250 \text{ см}^3$ .

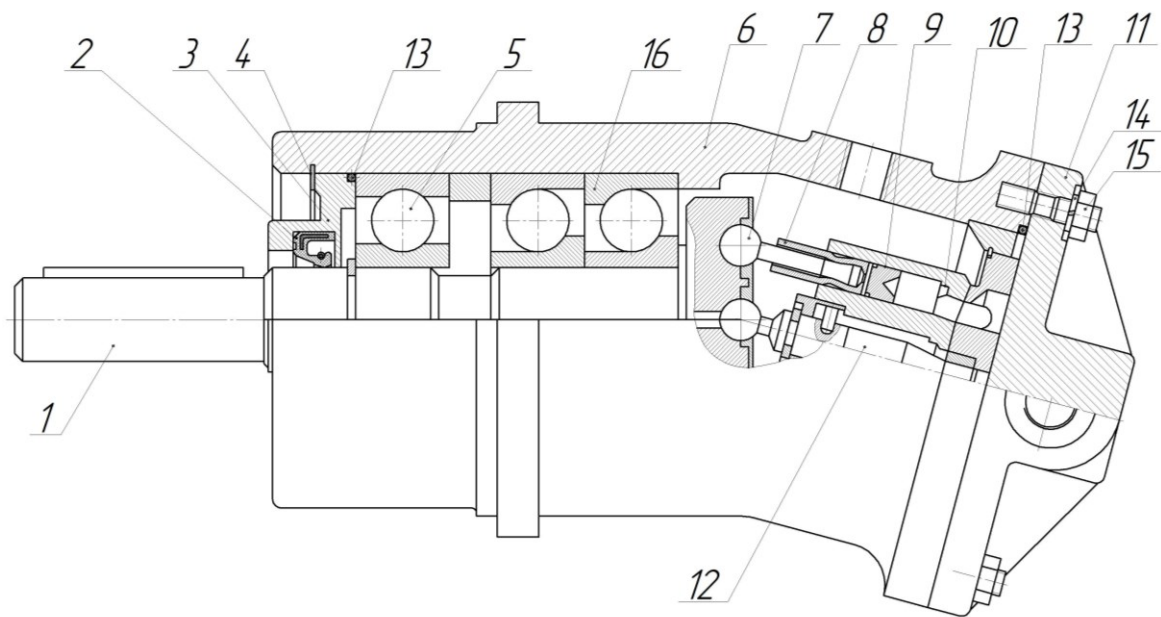


Рис. 25. Схема аксіально-поршневого насоса: 1 – вал; 2 – манжета; 3 – кришка; 4 – кільце упорне; 5, 16 – підшипник; 6 – корпус; 7 – шатун; 8 – поршень; 9 – блок циліндрів; 10 – розподільник; 11 – кришка; 12 – шип центральний; 13 – кільце ущільнююче; 14 – шайба; 15 – болт

Приймаючи кількість поршнів  $Z = 9$  і кут нахилу блока циліндрів  $\beta = 30^\circ$ , визначаємо діаметр поршня:

$$d_{\text{п}} = 3 \sqrt{\frac{4V_0}{0,4\pi Z^2 \sin \beta}} = 3 \sqrt{\frac{4 \cdot 250}{0,4 \cdot 3,14 \cdot 9^2 \cdot 0,5}} \cong 2,7 \text{ см} = 27 \text{ мм.}$$

Діаметр кола розташування осей-циліндрів у блоці:

$$D = 0,4d_{\text{п}}Z = 0,4 \cdot 27 \cdot 9 = 97,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $D = 98 \text{ мм}$ .

Зовнішній діаметр блока:

$$D_3 = D + 1,6d_{\text{п}} = 98 + 1,6 \cdot 27 = 142 \text{ мм.}$$

Корисна, потужність насоса:

$$N_{\text{н}} = QP_{\text{ном}} = 4 \cdot 16 = 64 \text{ кВт.}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = P_{\text{ном}}/\eta = 64/0,94 = 68 \text{ кВт.}$$

#### **Приклад 4.6. Розрахунок запобіжного клапана**

Визначити основні розміри кінцевого запобіжного клапана прямої дії (рис. 26) з наступними параметрами: тиск відкриття клапана

$p_0=16$  МПа, збільшення тиску  $\Delta p_Q=0,5$  МПа при пропусканні рідини у кількості  $Q=2$  дм<sup>3</sup>/с, коефіцієнт витрат  $\mu=0,61$ . Робоча рідина – мінеральне мастило;  $\rho=900$  кг/м<sup>3</sup>.

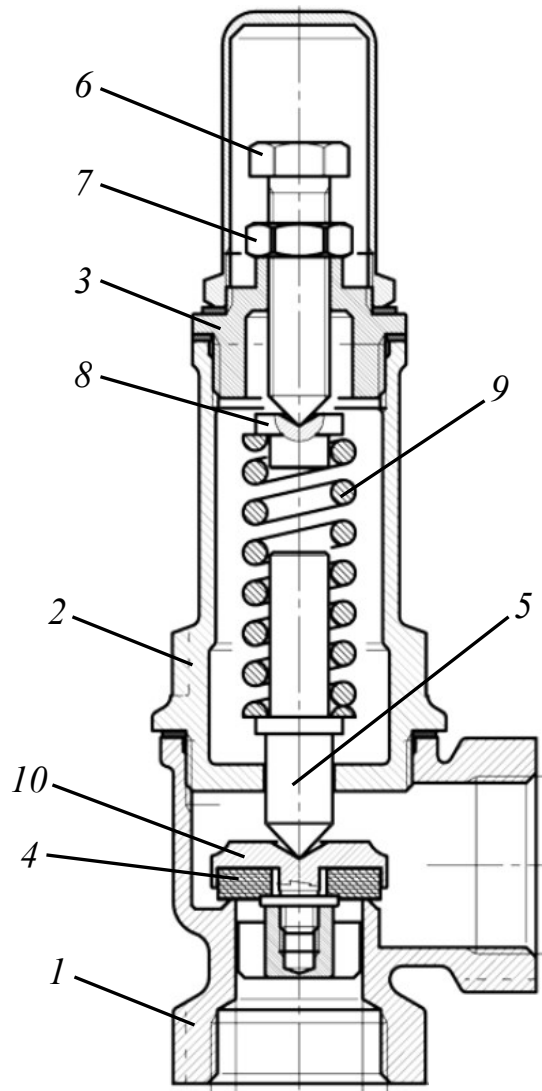


Рис. 26. Схема запобіжного клапана прямої дії: 1 – корпус; 2 – кожух; 3 – кришка; 4 – диск; 5 – стрижень; 6 – гвинт регулювання; 7 – гайка; 8 – шайба; 9 – пружина; 10 – сідло

*Розв'язання:* Умовний прохід підвідного каналу при швидкості рідини у щіліні  $V=4$  м/с:

$$D_y = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 1,13 \sqrt{\frac{2000}{400}} = 2,35 \text{ см.}$$

Приймаємо  $D_y = 25$  мм;  $\alpha = 45^\circ$ .

Середній діаметр  $d_{\text{сер}} = D_y + 0,5 = 25,5$  мм.

Висота підймання клапана:

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d_{\text{сер}} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_0 + \Delta p_Q)}};$$
$$h = \frac{2000}{0,61 \cdot 3,14 \cdot 2,55 \cdot 0,707} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot 16,5 \cdot 10^6 \cdot 10^4}} = 0,031 \text{ см.}$$

Сила пружини при попередній деформації:

$$F_0 = p_0 \frac{\pi D_y^2}{4} = 16 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} = 7850 \text{ Н.}$$

Площа опорної фаски:

$$S_{\text{оп}} = \frac{\pi}{4} [(D_y + 0,1)^2 - D_y^2] = \frac{3,14}{4} [(2,5 + 0,1)^2 - 2,5^2] = 0,4 \text{ см}^2.$$

Контактне напруження на опорній фасці:

$$\sigma = 1,5 \frac{F_0}{S_{\text{оп}}} = 1,5 \frac{7850}{0,4} = 294 \text{ МПа.}$$

#### **Приклад 4.7. Розрахунок силового гідроциліндра**

При виконанні цього розрахунку значення  $F_{\text{ст}}$ ,  $V_1 = V_{\text{п}}$  приймати згідно даним таблиці 1. Причому швидкість зворотного ходу  $V_2 = V_1 + 0,3$ .

Визначити основні робочі параметри поршневого гідроциліндра (рис. 27 – 29) з одностороннім штоком при статичному навантаженні  $F_{\text{ст}} = 90000 \text{ Н}$ , максимальних швидкостях прямого та зворотного ходу відповідно  $V_1 = 0,2 \text{ м/с}$  та  $V_2 = 0,5 \text{ м/с}$ , часу розгону при прямому ході  $t = 0,2 \text{ с}$ , максимальному тиску в напірній лінії  $P_{\text{max}} = 16 \text{ МПа}$ , загальному ККД циліндра  $\eta = 0,97$ . Робоча рідина – мінеральне мастило.

*Розв'язання:* Сила інерції під час розгону:

$$F_{\text{ін}} = \frac{F_{\text{ст}}}{gt} (V_1 - 0) = \frac{90000 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 0,2} = 9180 \text{ Н.}$$

Фактичне зусилля:

$$F_{\text{фак}} = F_{\text{ст}} + F_{\text{ін}} = 90000 + 9181 = 99181 \text{ Н.}$$

Розрахункове зусилля:

$$F_0 = F_{\text{фак}} / \eta = 99181 / 0,97 = 102248 \text{ Н.}$$

Діаметр поршня:

$$D = \sqrt{4F_0 / (P_{\max} \pi)} = \sqrt{4 \cdot 102248 / (3,14 \cdot 16 \cdot 10^6)} = 0,09 \text{ м} = 9 \text{ см.}$$

Діаметр штока:

$$d = D \sqrt{1 - V_1 / V_2} = 9 \sqrt{1 - 0,2 / 0,5} = 7 \text{ см.}$$

Рекомендується прийняти значення діаметрів поршня та штока гідроциліндра згідно стандартним значенням за ДСТУ ISO 4395:2013, які приведені у додатках 16, 17 і 18 [17].

Товщина сталеві стінки циліндра:

$$\delta_{\text{ст}} \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + P_{\text{роз}}}{[\sigma] - P_{\text{роз}}}} - 1 \right) = \frac{9}{2} \left( \sqrt{\frac{200 + 16 \cdot 1,2}{200 - 16 \cdot 1,2}} - 1 \right) = 0,5 \text{ см,}$$

де  $[\sigma] = 200$  МПа – допустиме напруження на розтяг матеріалу циліндра;

$P_{\text{роз}} = 1,2 P_{\max}$  – розрахунковий тиск.

Товщина плоского дна циліндра:

$$\delta_{\text{дн}} \geq 0,4 D \sqrt{P_{\text{роз}} / [\sigma]} = 0,4 \cdot 9 \sqrt{16 \cdot 1,2 / 200} = 1,11 \text{ см.}$$

Необхідна витрата рідини:

$$Q = S_{\text{п}} V_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 100 = 1275 \text{ см}^3 / \text{с} = 1,275 \text{ дм}^3 / \text{с.}$$

Потужність гідроциліндра при статичному навантаженні:

$$N = F_{\text{ст}} \cdot V_1 = 90000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 18 \text{ кВт.}$$

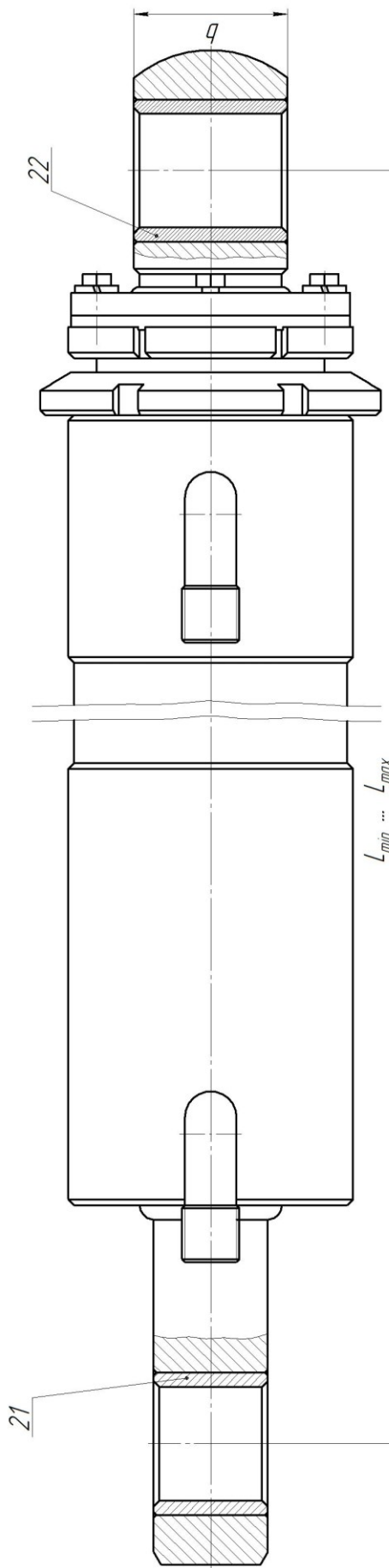
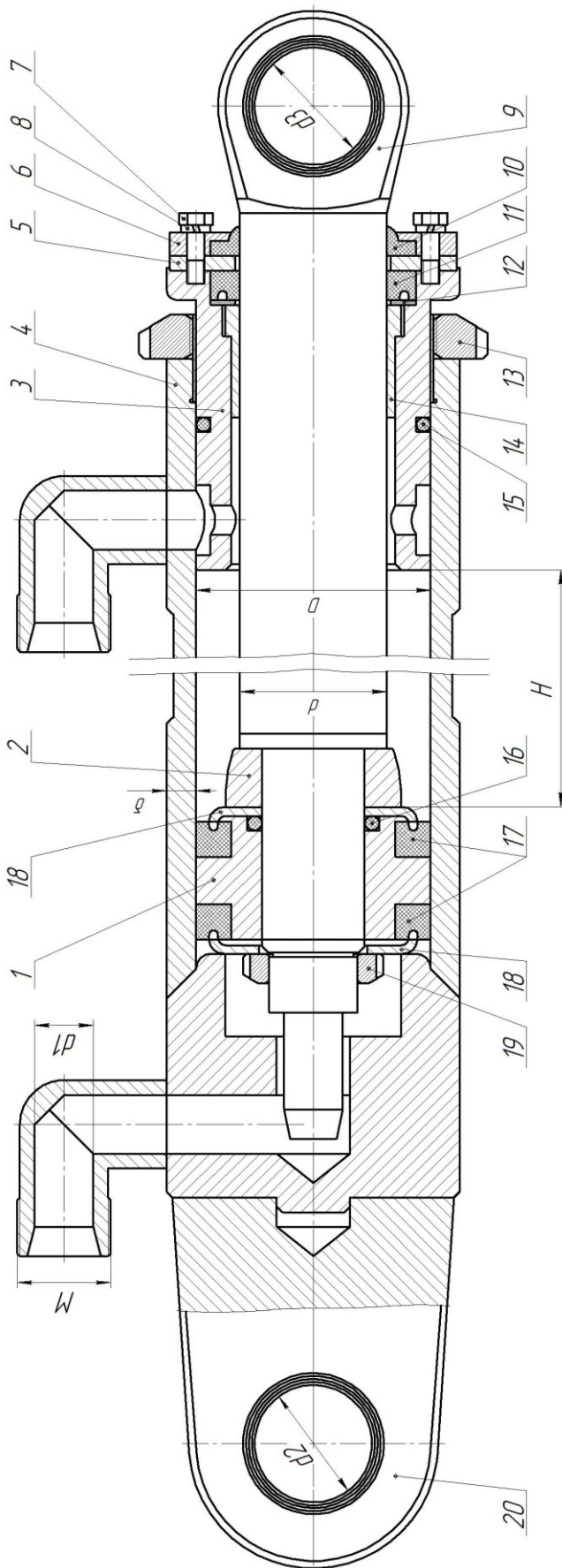


Рис. 27. Гідроциліндр: 1 – поршень; 2 – конус; 3 – кришка; 4 – корпус; 5 – шайба; 6 – кришка; 7 – болт; 8 – шайба; 9 – провушина штоку; 10 – грязейомник; 11, 17 – манжета; 12 – кільце; 13 – гайка; 14 – втулка; 15, 16 – кільце ущільнюоче; 18 – упор; 19 – гайка круга; 20 – провушина циліндру; 21, 22 – втулка

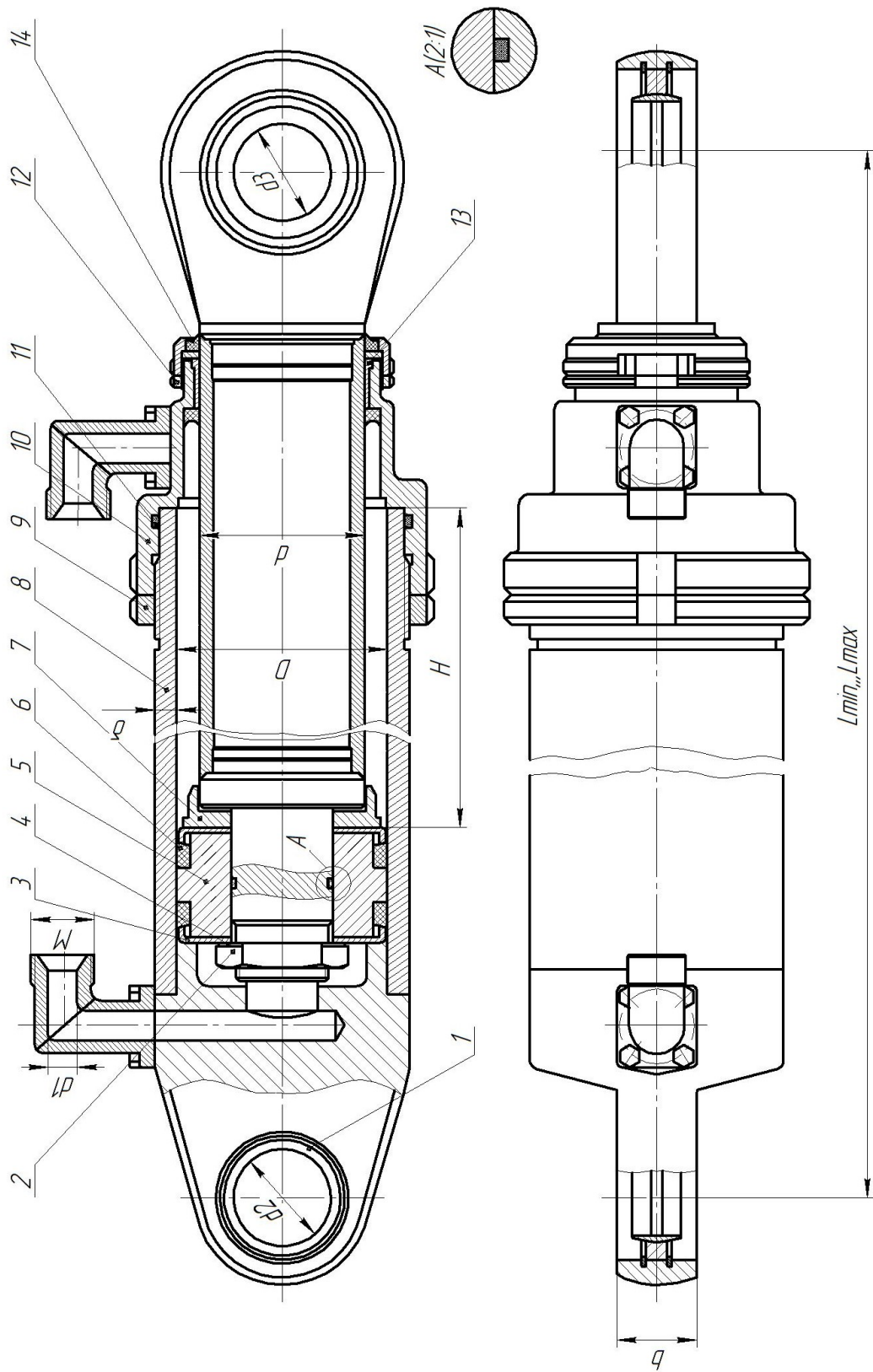


Рис. 28. Гідроциліндр: 1 – проушина циліндру; 2 – гайка; 3 – упор; 4 – шайба стопорна; 5 – поршень; 6 – манжета; 7 – конус; 8 – гільза циліндру; 9 – гайка; 10 – кришка; 11 – кльце; 12 – гайка; 13 – втулка; 14 – грязезйомник

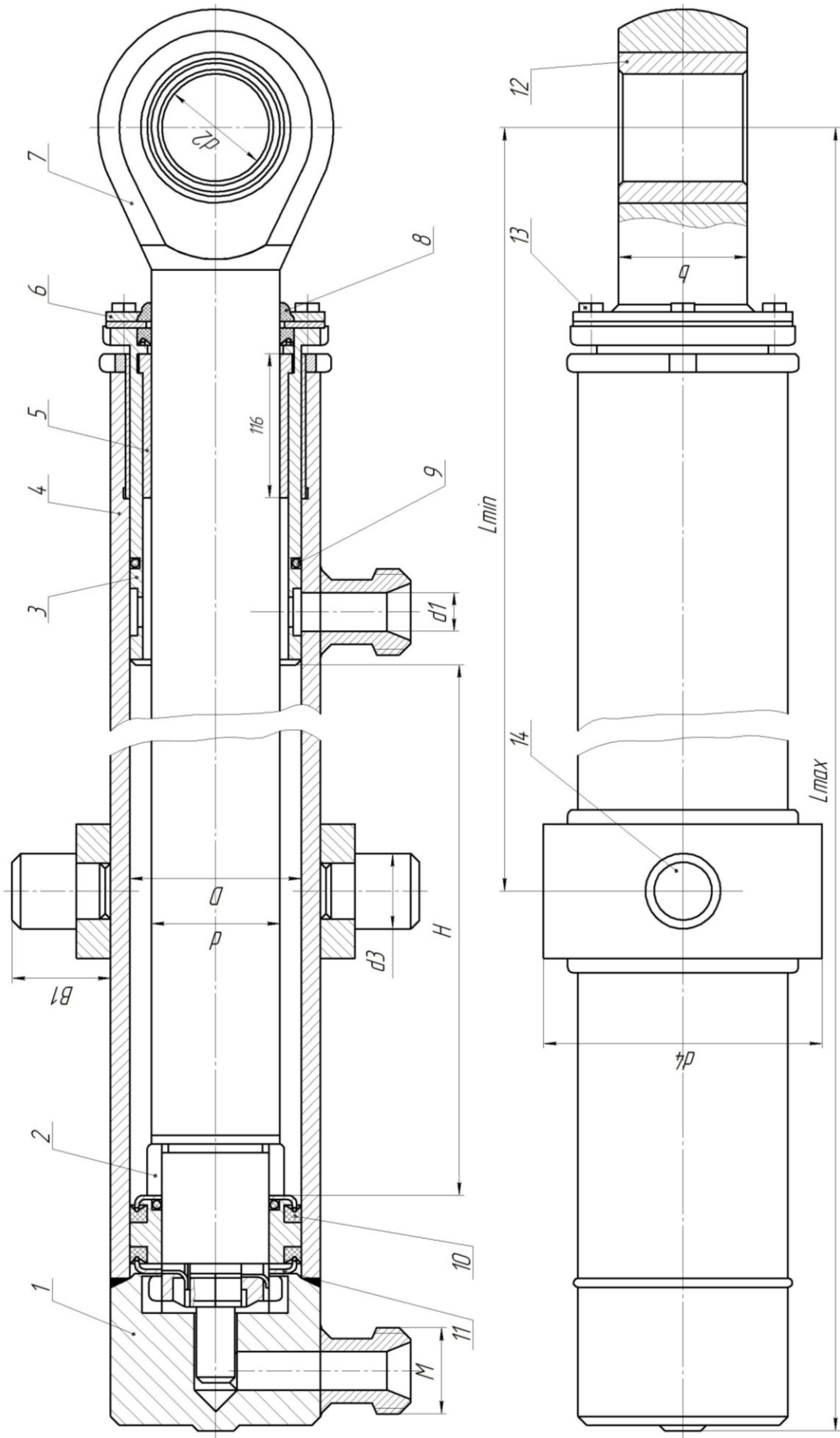


Рис. 29. Гідроциліндр: 1 – кришка; 2 – поршень; 3 – кришка; 4 – корпус; 5 – втулка; 6 – кришка; 7 – проушина штоку; 8 – грязейомник; 9 – кільце ущільнююче; 10 – манжета; 11 – упор; 12 – втулка; 13 – болт; 14 – цапфа

## Виконання графічної частини курсової роботи

Графічна частина складається з принципової схеми гідроприводу та креслення гідроциліндра і заданого гідрообладнання, які подають на окремих аркушах: одного аркушу формату А1 (гідрравлічна схема, виконана згідно додатку 1) та двох аркушів формату А2 (креслення гідроциліндра та гідроагрегата).

Задану гідроапаратуру розраховують (приклади 4.1-4.6), а потім викреслюють на аркуші формату А2 в одній-двох проекціях з розмірами та підшивають у записку після її розрахунку. Також в пояснювальній записці на 1-2 сторінках описують призначення гідроапаратури, конструкцію та принцип дії. Потім розраховують гідроциліндр (приклад 4.7) та викреслюють його на аркуші формату А2 у двох проекціях з обов'язковими поздовжнім і повним або частковим поперечним розрізами та нанесенням усіх прийнятих за розрахунками розмірів, а також довжини ходу поршня або плунжера, габаритних розмірів, основних посадок та приєднувальних розмірів. Якщо не задано – то приймають при діаметрі поршня гідроциліндра  $D$  довжину ходу поршня  $L = 10D$ . Конструкція гідроциліндра повинна бути технологічною у виготовленні, припускати збирання й розбирання і бути сучасною [1-3, 5, 17, 29].

На рисунку 30 показані елементи конструкції і кріплення до гільзи 1 головки (днища) 2 гідроциліндра. На кресленні гідроциліндра передбачено кріплення задньої головки 2 до гільзи 1 зварюванням (рис. 30, а).

У конструкції головки 2 передбачається поверхня  $A$  для її центрування у гільзі 1 і виточка під ущільнююче кільце 3 (при зварюванні за рисунком 30, а виточка не потрібна). В передній головці (рис. 30, в) розташовують напрямну антифрикційну втулку 4, ущільнення 5 штока (плунжера) 6, грязезйомне кільце 7 висотою  $H \cong 10$  мм.

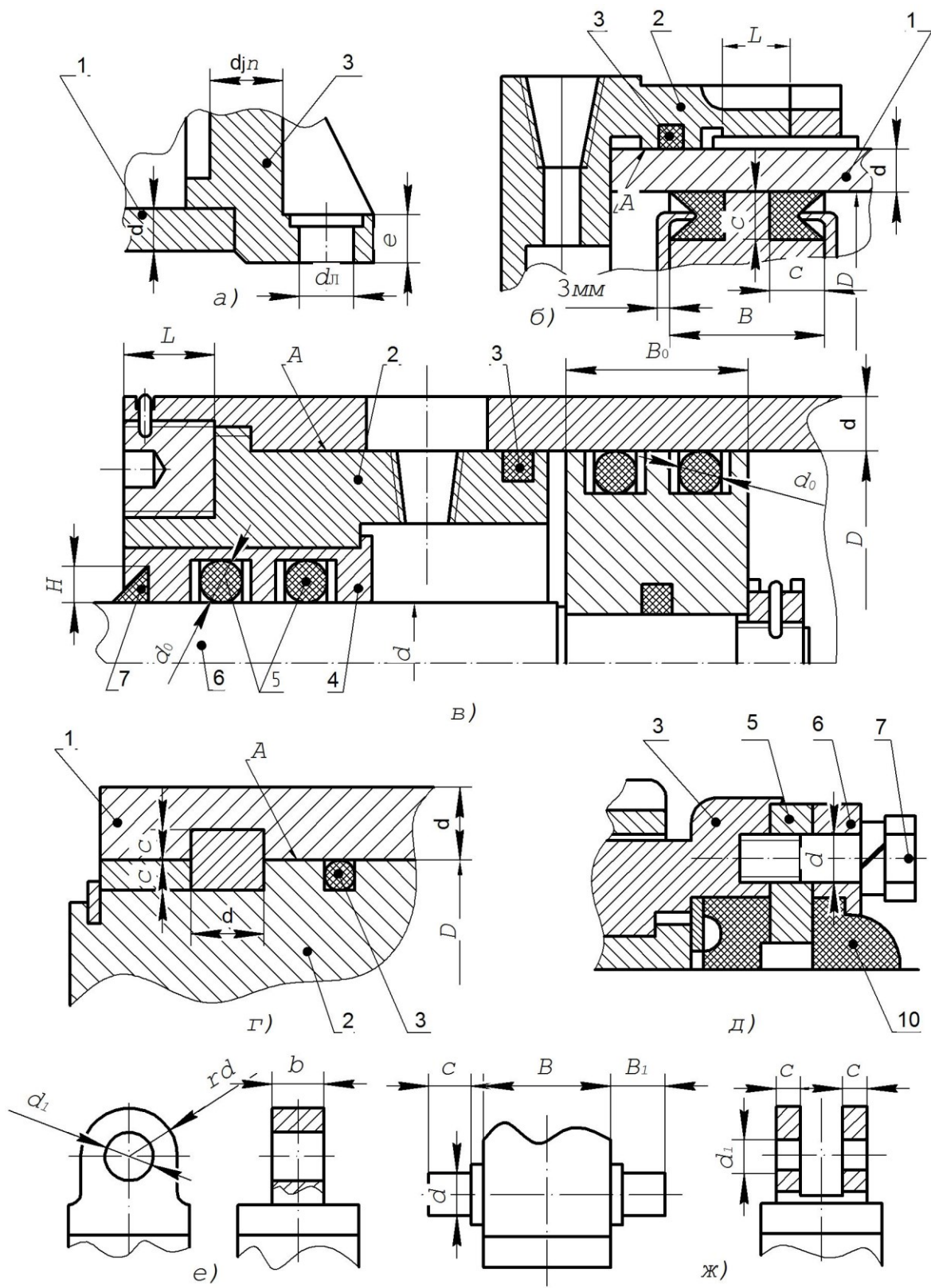


Рис. 30. Елементи конструкції гідроциліндра

Для гідроциліндра з діаметром поршня  $D$  інші розміри поршня приймають (рис. 30, б, в):

- при  $D \leq 125$  мм приймають ширину поршня  $B = 40 \dots 50$  мм, товщину манжети  $C = 12 \dots 14$  мм;
- при  $D = 140 \dots 200$  мм  $B = 60$  мм,  $C = 18 \dots 20$  мм;
- при  $D > 200$  мм  $B \geq 70$  мм,  $C = 24$ .

Вид і розміри для ущільнення штока такі самі, як і для поршня.

Діаметр  $d_1$  отвору у вушці за рисунком 30, *е*, вилці  $d_{\text{л}}$  за рисунком 30, *ж* або діаметр цапф  $d$  за рисунком 30, *е* визначають, виходячи з умови змащування при допустимому питомому тиску в шарнірному з'єднанні  $q = 15 \dots 20$  МПа.

Всі розміри  $d$ ,  $d_{\text{л}}$ ,  $d_1$ ,  $B$  і  $C$  шарнірів гідроциліндра визначають за співвідношенням:

$$d = kB = 2kC = 1,2r = \sqrt{F_0 k / q},$$

де коефіцієнт  $k = 0,8 \dots 1,2$  для вушка (рис. 30, *е*);  $k = 0,3 \dots 0,7$  для вилки (рис. 30, *ж*);  $k = 0,7 \dots 0,9$  для цапф (рис. 30, *ж*);  $F_0$  – зусилля, розвинуте штоком (плунжером), визначається при робочому ході.

Розрахунок на міцність основних елементів гідроциліндра виконується за умовним тиском  $P_y = 1,25p$ , де  $p$  – номінальний тиск. Відповідно збільшується на 25% зусилля  $F_0$ , розвинуте гідроциліндром при робочому ході й обчислене. Це збільшення на 25% враховано у поданих нижче формулах для розрахунку основних елементів гідроциліндра діаметром поршня  $D$  на міцність.

Перевіряємо товщину  $\delta$  стінки гільзи 1 гідроциліндра на міцність (рис. 30)

$$\delta = 1,25pD / 2[\sigma] + C,$$

де  $p$  – номінальний тиск в гідросистемі, МПа;  $D$  – діаметр поршня гідроциліндра, мм; додаток товщини на розточку і корозію  $C = 3 \dots 5$  мм,  $[\sigma] = 150$  МПа. Товщина стінки днища  $\delta_{\text{дн}} \geq 2\delta$  (рис. 30, *а*). При з'єднанні гільзи 1 з головкою 2 на різьбі (рис. 30, *б*, *в*) визначається мінімальна довжина  $L$  перекритої частини різьби :

$$L = \frac{1,25F_0}{D[\sigma_{\text{зм}}]},$$

де  $F_0$  – розрахункове зусилля на штоці гідроциліндра, Н;  $D$  – діаметр поршня гідроциліндра, мм; допустиме напруження  $[\sigma_{зм}] = 20 \dots 40$  МПа.

При з'єднанні гільзи 1 з головкою (днищем) 2 зварюванням (рис. 30, а) перевіряється на розрив міцність зварюваного шва за формулою:

$$\sigma = \frac{0,4F_0}{\delta D} \leq [\sigma_{зв}] = 130 \text{ МПа},$$

де  $F_0$  – розрахункове зусилля на штоці гідроциліндра, Н;  $\delta$  – товщина стінки гільзи, мм;  $D$  – діаметр поршня гідроциліндра, мм.

При з'єднанні гільзи 1 з головкою 2 за допомогою кільця 4 (рис. 30, з) перевіряють їх міцність на зріз і зминання за формулами:

$$\tau_{зр} = 1,25F_0 / S_{зр} \leq [\tau_{зр}] = 120 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зм} = 1,25F_0 / S_{зм} \leq [\sigma_{зм}] = 30 \text{ МПа},$$

причому при розрахунку площ зрізу  $S_{зр} = \pi D b$  і зминання  $S_{зм} = \pi D C$  розміри  $b$  та  $C$  приймають за кресленням гідроциліндра.

Також необхідно перевірити міцність гільзи 1 за місцем зменшення її товщини на величину  $C$  (рис. 30, з) за формулою:

$$\sigma = \frac{0,4F_0}{D \cdot C} \leq [\sigma] = 150 \text{ МПа},$$

де  $F_0$  – розрахункове зусилля на штоці гідроциліндра, Н;  $D$  – діаметр поршня гідроциліндра, мм;  $C = 3 \dots 4$  мм – величина зменшення стінки гільзи гідроциліндра.

Для гідроциліндрів (рис. 27 – 29) при з'єднанні кришок 2 болтами 7 (рис. 30, д) визначають мінімальний діаметр тіла болта:

$$d = 1,4 \sqrt{F_0 / (Z[\sigma])},$$

де кількість болтів  $Z$  приймають 4 або 6 та  $[\sigma] = 100$  МПа.

## Контрольні запитання для підготовки до захисту курсової роботи

1. Що називається гідростатичним тиском? Прилади для вимірювання тиску.
2. Які існують режими руху рідини ?
3. Що є критерієм для визначення режиму руху рідини?
4. Які існують види робочих рідин?
5. З чого складається гідропередача?
6. Як класифікують гідромашини за принципом дії?
7. У чому полягає призначення насосів?
8. У чому полягає призначення гідродвигунів?
9. Які з перелічених насосів відносяться до насосів об'ємної дії?
10. Що є характерним при роботі насоса об'ємної дії?
11. Які технічні показники є основними для гідромашин?
12. Як визначається подача для насосів об'ємної дії?
13. Що називається корисною потужністю насоса?
14. За якою залежністю визначається загальний ККД гідромашин?
15. Що називається робочими характеристиками насоса?
16. В чому полягає відмінність насосів динамічної та об'ємної дії?
17. Що виконує функції робочих органів поршневих насосів?
18. Як класифікують поршневі насоси за організацією процесів всмоктування та нагнітання робочої рідини?
19. Що таке гідравлічний удар?
20. Які типи зачеплення застосовують у шестеренних насосах?
21. В чому полягає відмінність пластинчатих насосів однократної та двократної дії?
22. Чим відрізняються аксіально- та радіально-поршневі насоси?
23. Що характеризує високомоментний двигун.
24. Призначення гідравлічних циліндрів.
25. Які бувають гідроциліндри за видом робочих елементів?
26. Які порожнини утворюються усередині гідроциліндра завдяки поршню?
27. Як визначити зусилля на штоці гідроциліндра?
28. Як визначити швидкість поршня у гідроциліндрі?
29. Навіщо у гідроциліндрах встановлюють демпфер?
30. Навіщо застосовують телескопічні циліндри?
31. Що відноситься до гідроапаратури?

32. Що є основними параметрами гідроапаратів?
33. Яке основне призначення мають гідророзподільники в об'ємному гідроприводі?
34. Як класифікують розподільники за числом позицій?
35. З яких основних елементів складаються золотникові розподільники?
36. Яке основне призначення гідроклапанів тиску?
37. Яку функцію виконують запобіжні клапани в гідросистемах?
38. Яке призначення гідрососеля в гідроприводі будівельних машин?
39. Якими бувають гідрососелі?
40. Яке призначення зворотних клапанів?
41. Яку функцію виконують гідрозамки?
42. З якою метою у гідросистемах встановлюють гідрозамки?
43. Які пристрої відносяться до кондиціонерів робочої рідини?
44. Які пристрої відносяться до гідроємностей?
45. Які ділянки трубопроводів є у кожному гідроприводі?
46. При якому тиску випробують на міцність трубопроводи?
47. Який характер руху вихідної ланки застосовуються у об'ємних гідроприводах?
48. Як класифікується об'ємний гідропривід за характером циркуляції робочої рідини?
49. Які види регулювання гідроприводу застосовують?
50. Завдяки якому керуванню в об'ємному гідроприводі будівельних машин можна змінювати швидкість руху їх робочих органів?
51. Які види втрат тиску мають місце в гідросистемах будівельних машин?
52. Які параметри впливають на значення місцевих втрат тиску в гідросистемах будівельних машин?
53. Які характеристики впливають на шляхові витрати тиску в гідросистемі?
54. Де виникають об'ємні витрати тиску в гідросистемах будівельних машин?
55. При якій температурі нагрівання робочої рідини в гідросистемах будівельних машин потрібен маслоохолоджувач?

56. З чистотою рідини якого класу працюють сучасні гідроприводи будівельних машин?

57. Які властивості гідроприводу включає в себе поняття надійність?

58. Як позначаються елементи на гідравлічних схемах?

59. Які пристрої в електрогідравлічних системах виконують задачу управління?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: підручник / Пелевін Л.Є., Міщук Д.О., Рашківський В.П., Горбатюк Є.В., Аржаєв Г.О., Красніков В.Ф. – Київ: КНУБА, 2015. – 340 с.
3. Гідравліка, гідропривод та гідро- і пневмоавтоматика: конспект лекцій / Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В., Терентьєв О.О., Свідерський А.Т. – Київ: ПП «Мастер Принт», 2018. – 158с.
4. Гідро- та пневмопривод будівельних машин: підручник / Пелевін Л.Є., Гаркавенко О.М., Фомін А.В., Смирнов В.М. Вид. 2-ге, переробл. і допов. – Київ: КНУБА, 2002. – 328 с.
5. Гідропривід будівельних машин: методичні вказівки і завдання до курсової роботи / Пелевін Л.Є., Гаркавенко О.М., Рашківський В.П., Комоцька С.Ю. – Київ: КНУБА, 2010. – 92 с.
6. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: підручник / Федорець В.О., Педченко М.Н., Струтинський В.Б. та ін.; за ред. В.О. Федорця. – Київ: Вища школа, 1995. – 463 с.
7. Губарев О.П., Ганпанцурова О.С. Мехатроніка: циклічно-модульний підхід до вирішення практичних задач автоматизації: навч. посіб. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 169 с.
8. ДСТУ 8938:2019. Труби сталеві безшовні гарячедеформовані. Технічні умови. [Чинний від 2021-01-01]. – Київ: Технічний комітет стандартизації «Труби сталеві та балони» (ТК 8). (Інформація та документація).
9. ДСТУ 8939:2019. Труби сталеві безшовні холоднодеформовані. Технічні умови. [Чинний від 2021-01-01]. – Київ: Технічний комітет стандартизації «Труби сталеві та балони» (ТК 8). (Інформація та документація).
10. ДСТУ EN ISO 4414:2018. Пневмоприводи. Загальні правила застосування та вимоги щодо безпеки для систем та їхніх складових частин (EN ISO 4414:2010, IDT; ISO 4414:2010, IDT). [Чинний від 2019-10-01]. – Київ, ДП «УкрНДНЦ», 2019. (Інформація та документація).
11. ДСТУ ISO 10946-2001. Гідроприводи об'ємні. Пневмогідроакумулятори з роздільником. Вибір переважних гідравлічних отворів (ISO 10946:1999, IDT). [Чинний від 2002-07-01]. – Київ: Технічний комітет стандартизації «Об'ємні гідроприводи,

пневмоприводи і змашувальні системи» (ТК 45). (Інформація та документація).

12. ДСТУ ISO 1219-1:2018. Приводи гідравлічні і пневматичні та їхні елементи. Графічні умовні позначки та принципові схеми. Частина 1. Графічні умовні позначки для звичайних застосувань та застосовні для оброблення даних (ISO 1219-1:2012/Amd 1:2016, IDT). Зміна № 1:2018. [Чинний від 2019-01-01]. – Київ: ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). (Інформація та документація).

13. ДСТУ ISO 1219-2:2018. Приводи гідравлічні і пневматичні та їхні елементи. Графічні умовні позначки та принципові схеми. Частина 2. Принципові схеми (ISO 1219-2:2012, IDT). [Чинний від 2019-01-01]. – Київ: ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). (Інформація та документація).

14. ДСТУ ISO 1219-3:2018. Приводи гідравлічні і пневматичні та їхні елементи. Графічні умовні позначки та принципові схеми. Частина 3. Символьні модулі та позначки групи з'єднання обмоток у принципових схемах (ISO 1219-3:2016, IDT). [Чинний від 2019-01-01]. – Київ: ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). (Інформація та документація).

15. ДСТУ ISO 16030:2006. Пневмоприводи. З'єднання пневмопроводів. Отвори та укрупнені кінці (ISO 16030:2001, IDT) [Чинний від 2007-10-01]. – Київ, Держспоживстандарт України, 2011. (Інформація та документація).

16. ДСТУ ISO 16030:2006. Пневмоприводи. З'єднання пневмопроводів. Отвори та укрупнені кінці (ISO 16030:2001, IDT). [Чинний від 2007-10-01]. – Київ: Технічний комітет стандартизації «Об'ємні гідроприводи, пневмоприводи і змашувальні системи» (ТК 45). (Інформація та документація).

17. ДСТУ ISO 4395:2013. Гідравлічні і пневматичні системи та їхні елементи. Кінці поршневих штоків циліндрів. Типи та розміри (ISO 4395:2009/ISO 4395:2009/Cor 1:2010, IDT). [Чинний від 2014-09-01]. – Київ: ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). (Інформація та документація).

18. ДСТУ ISO 54-2001. Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі (ISO 54:1996, IDT).

[Чинний від 2003-01-01]. – Київ: Технічний комітет «Механічні приводи» (ТК 47). (Інформація та документація).

19. ДСТУ Б А.2.4-1:2009. Умовні графічні зображення та умовні позначки трубопроводів та їх елементів. [Чинний від 2010-01-01]. – Харків: ВАТ «Харківський водоканалпроект». (Інформація та документація).

20. ДСТУ ГОСТ 2.704:2014. Єдина система конструкторської документації. Правила виконання гідравлічних і пневматичних схем (ГОСТ 2.704-2011, ІДТ). [Чинний від 2014-11-01]. – Київ: ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). (Інформація та документація).

21. Мандрус В.І., Лещій Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка: задачі та приклади розрахунків. Львів: Світ, 1995. 264 с.

22. Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В., Комоцька С.Ю. Гідропривод та пневмопривод: методичні вказівки до виконання лабораторних робіт. – Київ: КНУБА, 2021. – 60 с.

23. Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В., Комоцька С.Ю. Тестування пневматичних систем будівельної техніки: навч. посіб. – Київ: КНУБА, 2021. – 108 с.

24. Пелевін Л.Є., Міщук Д.О. Гідравліка та приводи механотронних систем: підручник: у 2 ч. – Київ: КНУБА, 2016. – Ч. 1. – 191 с.

25. Пелевін Л.Є., Міщук Д.О. Гідравліка та приводи механотронних систем: підручник: у 2 ч. – Київ: КНУБА, 2016. – Ч. 2. – 134 с.

26. Пелевін Л.Є., Балака М.М., Аржаєв Г.О. Мехатронні системи гідропневмоавтоматики: навч. посіб. – Київ: Аграр Медіа Груп, 2014. – 192 с.

27. Пелевін Л.Є., Комоцька С.Ю., Балака М.М. Гідравліка, гідроприводи та гідропневмоавтоматика: навч. посіб. – Київ: КНУБА, 2012. – 120 с.

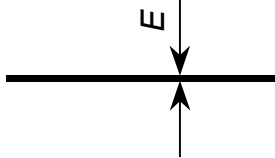
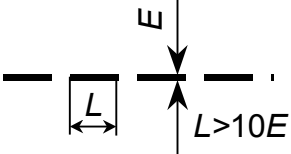
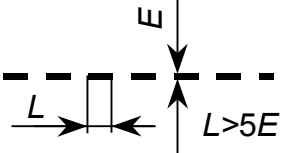
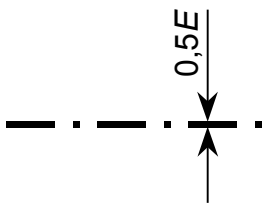
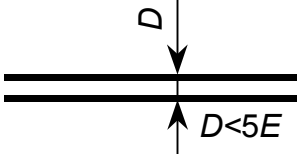
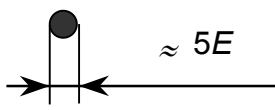
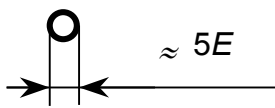

28. Пелевін Л.Є., Рашківський В. П. Структурний синтез гідро- та пневмосистем: навч. посіб. – Київ: КНУБА, 2011. – 82 с.

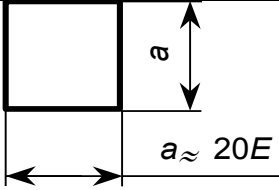
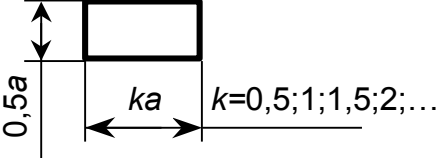
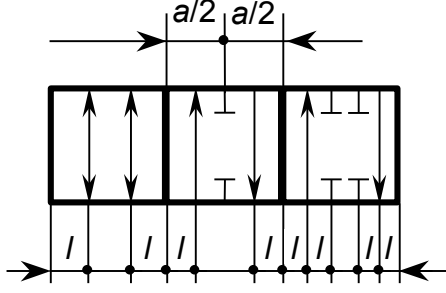
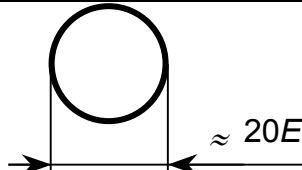
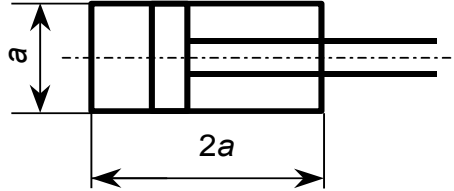
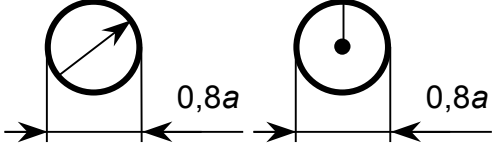
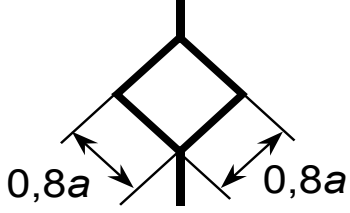
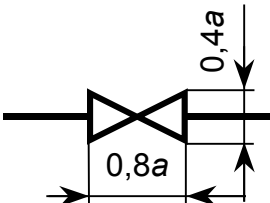
29. Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Курсове проектування з гідроприводу підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних та лісотехнічних машин: навч. посіб. – Київ: Фенікс, 2015. – 104 с.

30. Пневматичні приводи машин будівельно-дорожньої інфраструктури: підручник / Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В., Русан І.В., Терентьев О.О., Свідерський А.Т. – Київ: ФОП Ямчинський О.В., 2020. – 212 с.

31. Синтез гідро- та пневмоавтоматичних систем логістичної техніки: навч. посіб. / Л.Є. Пелевін, Є.В. Горбатюк, О.О. Терентьев, А.Т. Свідерський. – Київ: Інтерсервіс, 2018. – 228 с.

**Співвідношення розмірів елементів умовних позначень  
гідрообладнання згідно ДСТУ ГОСТ 2.704:2014**

Основні елементи гідрообладнання, що зображуються на гідравлічних схемах	Рекомендовані співвідношення товщини основних ліній та розмірів елементів умовних позначень
1	2
1. Трубопроводи, лінії зв'язку	$E = 0,6 \dots 1,5 \text{ мм}$
а) всмоктування, напору, зливу	
б) керування	
в) відводу витоку (дренажні)	
2. Лінія виділення кількох елементів, що утворюють один пристрій (блок)	
3. Лінії механічного зв'язку	
4. Вузол з'єднання трубопроводів (лінії зв'язку)	
5. Головка рукоятки ввімкнення гідроприводу	
6. Ролик, що змикає орган зворотного клапана, шарнір	

1	2
7. Елемент клапана тиску, розподільника.	
8. Елемент керування розподільником	
9. Розташування проходів у розподільниках різноманітного конструктивного виконання.	
10. Елемент насоса, гідромотора	
11. Гідроциліндр	
12. Прилади вимірювальні	
13. Елементи фільтра, охолоджувача, нагрівача	
14. Вентиль (клапан) замковий прохідний	

**Технічні характеристики гідравлічних насосів та насосів-моторів  
будівельних, дорожніх та меліоративних машин**

Тип насоса	Робочий об'єм $q$ , см <sup>3</sup>	Частота обертання, об/хв		Подача $Q_H$ , л/с	Тиск номінальний $P_H$ , МПа	Потужність $N_H$ , кВт	ККД		
		$n_{\min}$	$n_{\max}$				об'ємний $\eta_o$	Механічний $\eta_m$	Загальний $\eta_z$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Шестеренні насоси-мотори</b>									
НШ-10	10,0	1500	1920	0,25...0,32	10	2,7	0,92	0,85	0,80
НШ-32	31,7	1500	1920	0,79...1,01	10	8,7	0,92	0,85	0,80
НШ-32У-2	31,7	950	1920	1,01...1,26	14	17,9	0,92	0,90	0,83
НШ-32-4	31,5	300	1800	0,16...0,94	20	33,2	0,94	0,90	0,89
НШ-46	45,7	1500	1920	1,14...1,46	10	12,5	0,92	0,90	0,85
НШ-50-2	48,2	1920	2400	1,54...1,92	14	23,8	0,92	0,90	0,85
НШ-67	69,0	1500	1920	1,73...2,2	14	26,5	0,94	0,90	0,85
НШ-100-2	98,8	1500	2000	2,47...3,3	14	37,5	0,94	0,90	0,85
НШ-4-4	4	1200	3600	0,08...0,24	20	5,2	0,94	0,90	0,85
НШ-4-6	4	1200	3600	0,08...0,24	20	6,0	0,94	0,90	0,85
НШ-6-6	6,3	960	3000	0,10...0,32	20	8,5	0,94	0,90	0,85
НШ-10-3	10	960	3000	0,16...0,50	16	7,5	0,94	0,90	0,85
НШ-32А-3	31,5	960	1920	0,50...1,26	16	17,6	0,94	0,90	0,85
НШ-32У-3	32	960	1920	0,51...1,28	16	21,0	0,94	0,90	0,85
НШ-40У-4	40	500	3000	0,33...2,00	20	40,0	0,94	0,90	0,85
НШ-50У-3	49,1	960	1920	0,79...1,96	16	25,7	0,94	0,90	0,85
НШ-50А-3	48,8	960	1920	0,78...1,95	16	26,2	0,94	0,90	0,85
НШ-50-4	48,8	300	1800	0,24...1,46	20	51,9	0,94	0,90	0,85
НШ-50У-4	50	500	3000	0,42...2,50	20	50,0	0,94	0,90	0,85
НШ-71-4	69,7	300	1440	0,35...1,67	20	57,0	0,92	0,90	0,85
НШ-71А-3	69,7	960	1500	1,1...1,7	16	30,5	0,95	0,90	0,85
НШ-100А-3	98,8	960	1500	1,58...2,47	16	43,5	0,92	0,90	0,85
НШ-100-4	98,8	300	1440	0,49...2,37	20	80,0	0,92	0,90	0,85
НШ-250-3	250	960	1440	1,25...6,00	16	106,2	0,92	0,90	0,85
НШ-250-4	250	300	1150	1,25...4,79	20	156,0	0,92	0,90	0,85
НШ-400-4	400	300	1150	2,00...7,67	20	250,0	0,92	0,90	0,85
<b>Шестеренні насоси – мотори (секційні)</b>									
НМШ 0.03	30,0	1480	1920	0,68	10	10,3	0,90	0,86	0,78
2НМШ 0.06	60,0	1480	1920	1,33	10	20,6	0,90	0,86	0,78
3НМШ 0.09	90,0	1480	1920	2,00	10	31,0	0,90	0,86	0,78

## Продовження дод. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2НМШ 0.12	120,0	1480	1920	2,67	8	41,5	0,90	0,86	0,78
3НМШ 0.15	150,0	1480	1920	3,33	8	52,5	0,90	0,86	0,78
3НМШ 0.18	180,0	1480	1920	4,00	8	62,5	0,90	0,86	0,78
Пластинчасті насоси нерегульовані									
НПл 16/16	16	1000	1800	0,27...0,48	16	7,5	0,92	0,9	0,85
НПл 20/16	20	1200	1800	0,40...0,60	16	9,6	0,92	0,9	0,85
НПл 25/16	25	1200	1800	0,50...0,75	16	12,0	0,92	0,9	0,85
НПл 45/16	45	1200	1800	0,90...1,35	16	21,5	0,92	0,9	0,85
НПл 56/16	56	1200	1800	1,12...1,68	16	26,8	0,92	0,9	0,85
НПл 80/16	80	1200	1800	1,60...2,40	16	38,4	0,92	0,9	0,85
Пластинчасті насоси регульовані									
НПлР 20/16	20	750	2000	0,25...0,67	16	10,7	0,92	0,9	0,85
НПлР 50/16	50	1000	2000	0,83...1,67	16	26,7	0,92	0,9	0,85
НПлР 125/16	125	1000	1800	2,08...3,75	16	60,0	0,92	0,9	0,85
Аксіально-поршневі нерегульовані насоси									
НПА-64	63,0	1450	1500	1,52...1,57	6,3	10,2	0,98	0,96	0,92
МНА-63	63,0	1500	1700	1,57...1,78	10	17,9	0,96	0,94	0,90
210.12	11,6	2400	5000	0,54...0,97	16	10	0,96	0,92	0,88
210.16	28,1	1920	4000	1,05...1,87	16	19,4	0,96	0,92	0,82
210.20	54,8	1500	3150	1,64...2,88	20	29,5	0,95	0,92	0,87
210.25	107,0	1200	2500	2,5...4,45	20	46,0	0,95	0,92	0,87
210.32	225,0	1120	2000	4,2...7,5	32	77,0	0,94	0,92	0,86
311.20	56	192	3000	0,17...2,8	20	26,4	0,96	0,95	0,91
311.25	112	240	2400	0,44...4,0	20	42,1	0,96	0,95	0,91
311.32	224	300	1920	3,35...3,44	20	67,5	0,96	0,95	0,91
НА-Г6.3/320	6,3	1500	2000	0,15...0,21	32	5,5	0,84	0,81	0,77
НА-16/320	16,0	1500	2000	0,35...0,53	32	13,5	0,86	0,84	0,79
НА-25/320	25,0	1500	2000	0,61...0,83	32	21,5	0,88	0,86	0,80
НА-40/320	40,0	1500	2000	0,90...1,3	32	34,5	0,9	0,88	0,82
НА-63/320	63,0	1500	2000	1,57...2,1	32	57,0	0,92	0,90	0,82
НА-100/320	100	1500	2000	2,45...3,3	32	87,0	0,92	0,90	0,83
НА-160/320	160	1500	2000	3,70...5,3	32	138,0	0,93	0,91	0,84
НА-320/320	320	960	1500	5,0...8,0	32	176,0	0,94	0,92	0,86
НА-400/320	400	960	1500	6,35...10,0	32	222,0	0,94	0,92	0,86
Аксіально-поршневі регульовані насоси									
207.20	54,8	1500	3000	1,62...2,9	20	29,5	0,95	0,94	0,90

## Закінчення дод. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
207.25	107,0	1400	2500	2,5...4,5	16	39,0	0,97	0,94	0,91
207.32	225,0	1120	2000	4,3...7,5	16	66,0	0,98	0,94	0,91
223.20	110,0	1800	2700	3,3...4,9	20	58,0	0,95	0,88	0,85
223.25	214,0	1400	2350	5,04...8,5	16	78,0	0,97	0,88	0,85
313.16	28	1500	1920	0,8...0,83	16	15,3	0,95	0,91	0,85
323.20	56	1800	2400	1,68...1,8	20	59	0,95	0,91	0,85
323.25	214,0	1500	2250	5,4...8,1	20	104,0	0,97	0,88	0,85
224.20*	54,8x2	1500	2950	2,0+2,0	20	45,0	0,95	0,91	0,85
321.224*	112x2	1200	2250	2,1+2,1	20	102	0,95	0,91	0,85
НАР-40/200	40,0	1500	2250	0,92	20	21,0	0,94	0,92	0,89
НАР-63	63,0	1500	2250	1,67	20	38,0	0,94	0,92	0,89
НАР-125/200	125,0	1500	2250	3,33	20	73,0	0,95	0,93	0,90
НАР-400/200	400,0	1000	2250	6,66	20	140,0	0,95	0,93	0,90
НАР-20/320	20,0	1500	2250	0,42	32	16,0	0,94	0,92	0,86
НАР-40/320	40,0	1500	2250	0,83	32	34,0	0,94	0,92	0,86
НАР-80/320	80,0	1500	2250	1,67	32	53,4	0,94	0,92	0,86
НАР-224/320	224,0	960	2250	3,33	32	125,0	0,94	0,92	0,89
НАП-450/320	450,0	960	2250	6,67	32	250,0	0,96	0,94	0,90
Радіально-поршневі нерегульовані насоси									
Н-400	3,2	1450	2000	0,08	20	2,8	0,94	0,92	0,88
Н-401	12	1450	2000	0,3	32	11,5	0,92	0,90	0,80
Н-403	23,2	1450	2000	0,58	32	23,5	0,92	0,90	0,80
Радіально-поршневі регульовані насоси									
ІНП-120	90	1470	2000	2,0	10	25	0,92	0,90	0,85
НП-200	140	1470	2000	3,33	10	37	0,92	0,90	0,85
125А-20	125	960	1500	1,66	20	45	0,85	0,90	0,77
250А-20	250	960	1500	3,33	20	85	0,85	0,90	0,82
500А-20	500	960	1500	6,66	20	182	0,87	0,90	0,77

\* Двопотоківі аксіально-поршневі регульовані насоси для гідросистем одноківшевих екскаваторів

**Технічні характеристики гідромоторів будівельних, дорожніх  
і меліоративних машин**

Тип мотора	Робоч ий об'єм $q$ , см <sup>3</sup> /хв	Частота обертання, об/хв			Номіна льний тиск $P_n$ , МПа	Крутни й номіна льний момент $M$ , Н·м	Номінал ьна потужні сть $N_n$ , кВт	ККД	
		$n_{ном}$	$n_{max}$	$n_{min}$				Гідро- механі чний	Загаль ний
Гідромотори аксіально-поршневі регульовані									
309.25	31-107	1500	-	-	20	-	-	0,95	0,95
309.32	75-225	900	-	-	20	-	-	0,95	0,90
Гідромотори радіально-поршневі високомоментні									
MP 450	452	140	400	1,5	21	1386	19,3	0,89	0,84
MP 700	707	120	340	1	21	2160	26,2	0,90	0,85
MP 1100	1126	100	280	1	21	3530	34,7	0,90	0,85
MP 1800	1809	80	220	1	21	5680	44,7	0,90	0,85
MP 2800	2780	60	170	1	21	8740	51,5	0,90	0,85
MP 4500	4503	40	120	1	21	14000	55,6	0,90	0,85
MP 7000	6993	30	80	1	21	21700	64,7	0,90	0,85
MP-100/250	100	750	960	7	25	360	28,0	0,95	0,90
MP-250/250	250	480	600	3	25	950	46,0	0,95	0,90
MP-630/250	630	300	378	3	25	2400	72,0	0,95	0,90
MP-1600/250	1600	240	300	1,5	25	6000	140,0	0,95	0,90
MP-2500/250	2500	150	192	1	25	9500	140,0	0,95	0,90
MP-250/160	250	240	378	8	16	570	14,0	0,91	0,87
MP-400/160	400	192	300	8	16	925	18,2	0,92	0,88
MP-1000/160	1000	120	192	6	16	2350	29,0	0,95	0,90
MP-4000/160	4000	96	120	5	16	9300	91,5	0,94	0,90
MP-6300/160	6300	60	96	3	16	15000	92,5	0,95	0,90
I MP-2,5	2500	-	120	1	16	9500	59,0	0,97	0,94
MPФ-10	10000	-	90	1,5	16	25000	245,0	0,98	0,94
Гідромотори аксіально-поршневі низькомоментні									
ГМ-50	790	-	980	-	10	1760	-	0,97	0,92
II М-20	251	-	1440	-	10	556	-	0,97	0,92
II М-5	71	-	1440	-	10	158	-	0,97	0,92

## Технічні параметри секційних та моноблочних розподільників

Основні параметри	Секційні розподільники					Моноблочні розподільники								
	P-20	P-25	P-32	P-32	P-32	P-22	P-42	P-23	P-43	P-150	P-16	P-20	P-32	P-40
Умовний прохід, мм	20	25	32	32	32	22	42	23	43	150	16	20	32	40
Тиск, МПа:														
номінальний	16	16	16	25	25	10	7	10	7	10	32	32	32	32
максимальний	18	18	18	32	32	13	10	13	12	12	40	40	40	40
Потік рідини, л/хв:														
номінальний	100	160	250	320	320	45	45	45	45	45	90	160	360	600
максимальний	125	200	230	400	400	75	75	75	75	75	125	200	400	630
Число золотників	1... 8	1... 7	1... 6	1... 5	1... 7	2	2	3	3	3	2... 4	2... 4	2... 4	2... 4
Внутрішній витік мастила (не більше), см <sup>3</sup> /хв	50	75	100	150	150	60	60	60	60	60	80	100	130	140
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,5	0,6	0,6	0,6	0,8	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	2,0	2,2	2,5	2,6
Припустимий тиск на злив, МПа	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	3,0	3,0	3,0	3,0

**Технічна характеристика розподільників з електрогідравлічним керуванням РЕХ 10.3; РЕХ 20.3 та секційних з ручним керуванням типу ГРС**

Основні параметри	Типорозмір			
	РЕХ 10.3	РЕХ 20.3	ГРС 10.2	ГРС 16.2
Умовний прохід, мм	10	20	10	20
Тиск на вході, номінальний, МПа	32	32	25	20
Тиск на зливі, МПа	25	25	2	2
Потік рідини, л/хв: номінальний	40	160	63	100
максимальний	120	360		
Внутрішній витік мастила /не більше/, см <sup>3</sup> /хв	200	320	100	200
Кількість секцій	-	-	2...13	2...10
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,5	0,8	0,4	0,5

**Технічна характеристика зворотних клапанів**

Основні параметри	Г51-21	Г51-22	Г51-23	Г51-24	Г51-25	Г51-26	Г51-27	Р.К10	Р.К20	Р.К.25	Р.К.32
	Умовний прохід, мм	5	10	15	28	35	45				
Номінальний потік, л/хв.	8	18	35	70	140	280	560	30	115	175	260
Номінальний тиск, МПа	20	20	20	20	20	20	20	32	32	32	32
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,4

## Технічна характеристика зворотних клапанів лінійних

Основні параметри	Типорозмір				
	КЛ 10.3	КЛ 16.3	КЛ 20.3	КЛ 25.3	КЛ 32.3
Умовний прохід, мм	10	16	20	25	32
Тиск на вході, номінальний, МПа	32				
Максимальний, МПа	38				
Тиск відкриття клапана, МПа	0,03...0,5				
Потік рідини, л/хв:					
номінальний	32	63	125	160	250
максимальний	50	125	200	300	400
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,15	0,15	0,2	0,2	0,3

## Додаток 6

## Технічна характеристика односторонніх гідрозамків

Основні параметри	Навантажені гідрозамки				Розвантажені гідрозамки					
	61600	61700	61800	61900	62100	62200	62300	62400	У4610. 35А	У4610 .36А
Умовний прохід, мм	16	20	25	32	16	20	25	32	12	20
Номінальний потік, л/хв	63	100	160	250	63	100	160	250	50	100
Тиск, МПа:										
номінальний	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	16	16
максимальний	35	35	35	35	35	35	35	35	21	21
Втрати тиску: $\Delta p$ , МПа	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

**Технічна характеристика запобіжних клапанів**

Основні параметри	Типорозмір						
	КПУ 4/20	КПУ 4/32	КПУ 6/20	КПУ 6/32	КПУ 10/2	КПУ 10/3	КПМ 10/32
Умовний прохід, мм	4	4	6	6	10	10	10
Тиск на вході, МПа:							
номінальний	20	32	20	32	20	32	32
максимальний	25	35	25	35	25	35	35
Номінальний потік, л/хв	4...10		20...35		40...80		63- 100
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3

**Технічна характеристика запобіжних та блоків переливних та підживлюючих клапанів**

Основні параметри	Типорозмір		
	63600	63700	63800
Умовний прохід, мм	20	25	32
Номінальний потік, л/хв	160	250	320
Тиск, МПа: номінальний	5	5	5
максимальний	32	32	32
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,3	0,3	0,3

**Технічна характеристика дроселів із зворотними клапанами ДЛК**

Основні параметри	Типорозмір			
	ДЛК 16/3	ДЛК 20/3	ДЛК 25/3	ДЛК 32/3
Умовний прохід, мм	16	20	25	32
Потік рідини, л/хв:				
номінальний	63	125	160	250
максимальний	125	200	300	400
Тиск на вході, МПа:				
номінальний	32			
максимальний	38			
Тиск спрацювання, МПа	0,05			
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,6...7,0			

**Технічна характеристика дроселів із зворотними клапанами**

Основні параметри	Типорозмір			
	62600	62700	62800	62900
Умовний прохід, мм	16	20	25	32
Номінальний потік, л/хв	63	100	160	250
Тиск на вході, МПа:				
номінальний	32	32	32	32
максимальний	35	35	35	35
Втрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,6...8,0			

## Додаток 9

**Технічна характеристика лінійних фільтрів**

Основні параметри	Типорозмір					
	1.1.25-25	1.1.25-40	1.1.32-25	1.1.32-40	1.1.40-40	1.1.63-40
Умовний прохід, мм	25,0	25,0	32,0	32,0	40,0	63,0
Номінальний потік, л/хв.	63,0	63,0	100,0	100,0	200,0	400,0
Номінальна тонкість фільтрації, мкм	25,0	40,0	25,0	40,0	40,0	40,0
Номінальний тиск, МПа	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
Номінальний перепад тиску $\Delta p$ , МПа	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Ресурс роботи, год	200,0	300,0	200,0	300,0	300,0	300,0

**Втрати тиску в фільтрах**

Тип фільтра	$\Phi 7M \frac{12-10}{200}$	$\Phi 7M \frac{20-10}{200}$	$\Phi 7M \frac{32-10}{200}$	$\Phi 7M \frac{40-10}{200}$
Номінальна пропускна здатність, $Q_{ном}$ , м <sup>3</sup> /с	$4,16 \cdot 10^{-4}$	$10,5 \cdot 10^{-4}$	$26,67 \cdot 10^{-4}$	$53,33 \cdot 10^{-4}$
Втрати тиску, $\Delta p_{\Phi-ном}$ , Н/м <sup>2</sup>	$0,9 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$

## Технічна характеристика дроселів з регулятором типу Г55-3

Основні параметри	Типорозмір										
	Г55-31В	Г55-31Б	Г55-31А	Г55-31	Г55-32А	Г55-32	Г55-33	Г55-34	Г55-35А	Г55-35	Г55-36А
Потік, л/хв:											
номінальний	0,07	0,11	0,16	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	1,0	1,0	1,0
максимальний	3,50	3,00	5,00	8,00	12,0	18,0	35,00	70,00	100,0	140,0	200,0
Витрати тиску $\Delta p$ , МПа	0,5...12,5						0,7...12,5				

## Характеристика дроселів з регулятором і запобіжним клапаном

Основні параметри	Типорозмір									
	ПГ5	АПГ	БПГ	ПГ55	БПГ	БПГ	ПГ55	АПГ	БПГ	
	5-12	55-12	55-12	-14	55-14	55-15	-15	55-15	55-15	
Умовний прохід, мм	10	10	10	20	20	20	32	32	32	
Тиск, МПа:										
номінальний	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	
максимальний	6,3	10,0	20,0	6,3	10,0	20,0	6,3	10,0	20,0	
Тиск розвантаження, $\Delta p$ , МПа	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
Потік, л/хв:										
номінальний	0,10	0,10	0,10	0,25	0,25	0,25	0,4	0,4	0,4	
максимальний	20,0	20,0	20,0	80,0	80,0	80,0	160	160	160	

## Розміри сталевих безшовних труб

Умовний прохід, мм		Номінальний тиск, МПа											
		До 6,3			До 10			До 20			До 32		
		$d_3$ , мм	$S$ , мм	$d_6$ , мм	$d_3$ , мм	$S$ , мм	$d_6$ , мм	$d_3$ , мм	$S$ , мм	$d_6$ , мм	$d_3$ , мм	$S$ , мм	$d_6$ , мм
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
66	ДСТУ 8939:2019	8	1	6	10	2	6	14	3,5	7	14	3,5	7
8		10	1	6	14	3	8	18	4,5	11	18	4,5	9

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
10	ДСТУ 8939:2019	12	1	10	18	3	12	22	5	12	22	5	12
13		14	1	12	20	3,5	13	25	5	15	25	5	15
16		18	1,4	15,2	22	3,5	15	28	6	16	28	6	16
20		22	1,4	19,2	28	3,5	21	34	6	22	34	6	22
25		28	2	24	34	4	26	42	7	28	42	8	26
32	ДСТУ 8938:2019	38	2,5	33	42	4	34	50	7	36	50	8	34
40		45	3	39	50	4	42	60	8	44	60	10	40
50		57	3,5	50	60	5	50	76	10	56	76	12	52
63		68	4	60	76	6	64	89	11	67	89	14	61
80		89	5	79	102	8	86	114	14	86	114	18	78
100		108	5	98	114	8	98	149	16	108	140	22	96

Прийняті позначення:  $d_3$  – зовнішній діаметр, мм;  $d_в$  – внутрішній діаметр;  $S$  – товщина стінки, мм

## Додаток 13

## Розміри рукавів (гнучких шлангів) згідно ДСТУ 6803:2012

Типорозмір рукава	Максимальний тиск, МПа	Діаметр, мм		Приєднувальна різьба	Довжина рукавів, мм
		внутрішній	зовнішній		
РВД-10	25,0	10	23	M20×1,5	375, 400, 450, 500
РВД-20	21,5	12	25	M22×1,5	550, 600, 650, 700
РВД-21	21,0	16	29	M27×2,0	750, 800, 900, 1000
РВД-22	16,5	20	34	M33×2,0	1200, 1400, 1600
РВД-23	15,0	25	43	M42×2,0	1800, 2000, 2200
РВД-17	15,0	32	50	M52×2,0	3500, 3800, 4000
1SN	16,0	12	25	M22×1,5	450, 650, 850, 1050
2SN	28,0	12	25	M22×1,5	450, 650, 850, 1050
2SN	28,0	14	27	M24×1,5	450, 650, 850, 1050
2SN	33,0	10	23	M20×1,5	450, 650, 850, 1050
2SN	33,0	12	25	M22×1,5	450, 650, 850, 1050
2SN	35,0	8	22	M16×1,5	450, 650, 850, 1050

## Значення коефіцієнтів місцевих опорів

Найменування гідравлічного опору	Коефіцієнт місцевих опорів, $\xi_i$
1	2
Розподільник золотниковий	3...5
Зворотний та запобіжний клапани, гідрозамок	2...3
Дросель	2...2,2
Блок клапанів	3...5
Фільтр, охолоджувач	2...3
Раптове розширення (вхід у гідробак і т.п.)	0,8...0,9
Раптове звуження (вихід з гідробаку і т.п.)	0,5...0,7
Штуцер, перехідник, вентиль	0,1...0,15
Заокруглене коліно трубопроводу (згин труби)	0,12...0,15
Поворотне з'єднання труб (кут 90 градусів)	1,5...2
Трійник прямий:	
потік складається 	0,5...0,6
	1,0...2,5
потік розходитьься 	0,9...1,2
	1...1,5
потік, що проходить 	0,1
трійник косий 	0,05

## Режим роботи гідроприводу

Рижим роботи гідроприводу	Коефіцієнт використання номінального тиску	Коефіцієнт продовження роботи під навантаженням	Кількість включень за одну годину роботи	Область призначення
Легкий	менше 0,2	0,1...0,3	до 100	Системи керування, снігоочисники, трубоукладачі, розпушувачі
Середній	0,3...0,4	0,3...0,5	100...200	Скрепери, бульдозери, автогрейдери
Важкий	0,5...0,7	0,5...0,8	200...400	Навантажувачі, автокрани, бульдозери
Дуже важкий	більше 0,7	0,8...0,9	400...800	Екскаратори, котки, машини безперервної дії

Значення основних параметрів гідроциліндрів з номінальним тиском до  $P_{ном} = 16$  МПа  
за ДСТУ ISO 4395:2013

Діаметр поршня $D_3$ , мм	Діаметр штока $d$ , мм		$D_1$	$d_1$		$d_2$		В		$B_1$		$b$		$r_{max}$		$L_{min}$		Хід поршня $L \times 10^2$ , мм
	$\varphi = 1,6$	$\varphi = 2$		10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	10	16	
40	18	25	54	54	20	20	20	70	70	16	16	20	20	28	28	28	28	1; 1,1; 4
50	22	32	68	68	25	25	25	80	80	20	20	25	25	32	32	32	32	1; 3,2; 4; 6,3
63	28	40	83	83	35	35	32	100	100	25	25	32	32	45	45	45	45	1; 2,5...3,6
80	36	50	95	102	40	40	40	120	120	32	32	40	40	50	50	50	50	1,6...10
100	45	63	114	121	40	50	40	140	160	32	40	40	50	50	63	50	63	2...11,2
110	50	70	127	133	40	60	40	160	170	32	45	40	60	50	71	50	71	2,5...10
125	56	80	140	146	50	70	50	160	190	40	50	50	70	65	80	65	80	2,5...14
140	63	90	159	168	50	70	50	180	200	40	50	50	70	65	80	65	80	2,8...14
160	70	100	180	194	70	80	70	200	220	50	63	70	80	80	90	80	90	3,2...16
180	80	110	203	219	70	90	70	220	240	50	63	70	90	80	100	80	100	5...12,5
200	90	125	219	245	80	100	80	250	260	63	80	80	100	90	112	90	112	5...16
220	100	140	245	273	80	110	80	280	300	63	90	80	110	90	135	90	135	6,3; 7,1; 14
250	110	160	273	299	90	120	90	320	320	63	90	90	120	100	145	100	145	20; 22,4

$D_1$  – зовнішній діаметр гільзи;  $L_{min}$  – довжина ходу поршня; інші позначення – див. рисунок 27.

**Значення основних параметрів гідроциліндрів з номінальним тиском до  $P_{\text{ном}} = 32$  МПа за ДСТУ ISO 4395:2013**

Діаметр поршня $D$ , мм	Діаметр штока $d$ , мм		$D_1$		$d_1$		$d_2$		$B$		$B_1$		$b$		$r_{\text{max}}$		$L_{\text{min}}$		Хід поршня $L \times 10^2$ , мм
	$\phi=1,6$	$\phi=2$	25	32	25	32	25	32	25	32	25	32	25	32	25	32	25	32	
100	63	70	127	133	70	70	70	70	190	200	50	50	70	70	80	80	80	80	2; 4; 3,3
110	70	80	140	146	70	80	70	80	200	220	50	63	70	80	80	90	80	90	4; 8
125	80	90	152	159	80	90	80	90	220	240	63	63	80	90	90	100	90	100	4; 5; 10; 12,5
140	90	100	168	180	90	100	90	100	240	260	63	80	90	100	100	112	100	112	6,3; 10; 12,5; 14
160	100	110	194	203	90	100	90	100	240	280	80	80	100	100	100	112	100	112	6,3; 10; 12,5; 14
180	110	125	219	245	100	110	100	110	260	300	80	90	110	110	112	135	112	135	14; 18

Прийняті значення:  $\phi$  – відношення площі поршневої порожнини до площі штокової:

$D, d, D_1, d_2, B, B_1, b, r, L$  – див. рисунки 27, 31.

**Значення зусиль на штоках гідроциліндрів, виконаних за за ДСТУ ISO 4395:2013  
при  $P_{\text{ном}} = 10, 16, 25$  і  $32$  МПа.**

Діаметр поршня $D$ , мм	Штовхальні і тягові зусилля на штоках, кН												
	$P_{\text{ном}} = 10$ МПа			$P_{\text{ном}} = 16$ МПа			$P_{\text{ном}} = 25$ МПа			$P_{\text{ном}} = 32$ МПа			
	Штовхальне	Тягове		Штовхальне	Тягове		Штовхальне	Тягове		Штовхальне	Тягове		
		$\varphi=1,25$	$\varphi=1,6$		$\varphi=1,25$	$\varphi=1,6$		$\varphi=1,6$	$\varphi=2,0$		$\varphi=1,6$	$\varphi=2,0$	
40	12,6	10,0	7,6	20,1	16,0	12,2	—	—	—	—	—	—	—
50	19,6	15,8	11,6	31,4	25,3	18,5	—	—	—	—	—	—	—
63	31,2	25,0	18,6	49,9	40,0	29,8	—	—	—	—	—	—	—
80	50,2	40,1	30,6	83,8	64,1	49,0	—	—	—	—	—	—	—
100	78,5	62,6	47,3	125,6	100,2	75,8	196,3	118,0	100,2	251,3	151,6	128,2	—
110	95,0	75,4	56,5	152,0	120,6	90,4	238,8	141,4	111,9	304,1	181,0	146,4	—
125	122,9	98,0	72,4	196,3	156,9	115,9	306,6	181,0	147,7	392,5	231,7	189,0	—
140	153,9	122,7	90,3	246,2	196,3	144,4	384,8	225,7	188,4	492,4	288,9	241,2	—
160	201,0	162,5	122,5	321,5	270,0	195,8	502,4	306,2	265,0	643,1	391,9	339,1	—
180	254,3	204,1	159,4	407,0	326,6	255,0	635,9	398,4	329,2	813,9	510,0	421,4	—
200	314,0	250,4	191,3	502,4	400,7	306,2	—	—	—	—	—	—	—
220	380,0	301,4	226,1	627,9	482,3	361,7	—	—	—	—	—	—	—
250	490,6	395,6	289,1	785,0	633,0	462,2	—	—	—	—	—	—	—

**Зразок виконання титульного аркуша**

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І  
АРХІТЕКТУРИ**

Кафедра будівельних машин

**КУРСОВА РОБОТА**

з дисципліни “Гідравліка та приводи механотронних систем”  
(назва дисципліни)

на тему: \_\_\_\_\_

Студента(ки) \_\_\_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
спеціальності

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_\_

Члени комісії

\_\_\_\_\_

(підпис)

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_

(підпис)

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_

(підпис)

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

м. Київ - 20\_\_ рік

Навчально-методичне видання

# **ГІДРАВЛІКА ТА ПРИВОДИ МЕХАНОТРОННИХ СИСТЕМ**

Методичні вказівки та завдання  
до виконання курсової роботи  
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
за спеціальностями G9 «Прикладна механіка»,  
G11 «Машинобудування» та A5 «Професійна освіта»

Укладачі: **Рашківський** Володимир Павлович,  
**Горбатюк** Євгеній Володимирович,  
**Комоцька** Світлана Юріївна

Комп'ютерне верстання *Т.І. Кукарєвої*

Ум. друк. арк. 6,51. Обл.-вид. арк. 7,0  
Електронний документ. Вид № 104 /V-25

Виконавець і виготовлювач

Київський національний університет будівництва і архітектури  
Проспект Повітряних Сил, 31, Київ, Україна, 03037

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів  
видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002 р.