

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

**ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ ДЛЯ МАШИН  
ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ**

*Монографія*

Харків  
ХНАДУ  
2022

УДК 62-82 (075.8)

*Рекомендовано до друку Вченою Радою ХНАДУ, Протокол № 47/22/5.7  
від 20 жовтня 2022 р.*

**Рецензенти:**

О.Ф. Луговський, д-р техн. наук, професор (НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»);  
О.Ю. Ребров, д-р техн. наук, професор (НТУ «Харківський політехнічний інститут»);  
В. М. Шатохин, д-р техн. наук, професор (Харківський національний університет будівництва та архітектури).

**Колектив авторів:**

Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. Г. Пімонов, О. О. Резніков, В. О. Шевченко, О. В. Щербак

Об'ємні гідроприводи для машин технічного обслуговування аеродромів та літаків:  
монографія / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. Г. Пімонов, О. О. Резніков,  
В. О. Шевченко, О. В. Щербак. – Харків: ХНАДУ, 2022. – 305 с.

Представлені номенклатура і основні технічні характеристики машин для технічного обслуговування аеродромів та літаків. Розглянуті принципові схеми застосування об'ємних гідроприводів в тракторах та мобільних підйомниках з робочими платформами як базових для цієї галузі, зокрема застосування об'ємних гідроприводів в трансмісіях, технологічному обладнанні та керуванні мобільними машинами. Приведені типорозмірні ряди аксіальнопоршневих та шестеренних гідромашин, гідророзподільників, гідростанцій та комплектних гідроприводів. Дана оцінка технічного рівня гідропрстроїв. Особу увагу приділено розробкам вітчизняних підприємств. Монографія розрахована на фахівців з об'ємного гідропривода, аспірантів і студентів-магістрів.

Іл. 146. Табл. 37. Бібліогр. 112 найм.

*Передрук і всі види копіювання матеріалів монографії допускаються  
лише з посиланням на джерело інформації*

© Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. Г. Пімонов,  
О. О. Резніков, В. О. Шевченко, О. В. Шербак, 2022

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ОГЛЯД МАШИН ДЛЯ ОСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ.....	8
1.1. Загальний огляд аеродромної техніки .....	8
1.2. Сучасний парк машин для обслуговування аеродромів і літаків.....	20
1.3. Номенклатура сучасних гідропрстроїв в машинах для обслуговування аеродромів і літаків .....	29
2. АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ В ТРАКТОРАХ ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА ЯК БАЗОВИХ ДЛЯ СТВОРЕННЯ МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ .....	60
2.1. Застосування об'ємних гідроприводів в тракторах ХТЗ .....	60
2.1.1. Застосування об'ємних гідроприводів в технологічному обладнанні та керуванні колісних тракторів ХТЗ.....	60
2.1.2. Об'ємний гідропривод в трансмісіях тракторів.....	70
2.1.2.1. Особливості використання об'ємних гідроприводів в трансмісіях мобільних машин.....	70
2.1.2.2. Порівняльні характеристики гідромеханічних коробок передач мобільних машин 74	
2.1.2.3. Об'ємні гідроприводи в трансмісіях тракторів.....	85
2.1.2.4. Технічні характеристики тракторної безступеневої двопотокової трансмісії моделі ГОМТ-1С .....	96
2.1.2.5. Гусеничні трактори з бортовим гідроприводом ходу ....	105
2.1.3. Досвід використання технологічних пристроїв з гідроприводом в тракторах ХТЗ .....	108
2.1.3.1. Гідропривод навантажувача Т-156Б .....	108
2.1.3.2. Гідропривод технологічного обладнання трактора ТС-10.....	108
2.1.3.3. Гідроприводи полкової землерийної машини ПЗМ.....	111
2.2. Особливості рульової та гальмівної систем колісних тракторів .....	122
2.2.1. Кермове керування колісних тракторів .....	122
2.2.2. Гальмівні системи тракторів з пневмо-та гідрприводом .....	127

3. ТИПОРОЗМІРНІ РЯДИ ГІДРОМАШИН ДЛЯ ПРИВОДІВ ТЕХНІКИ ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ .....	134
3.1. Аналіз характеристик вітчизняних аксіальнопоршневих гідромашин.....	134
3.1.1. Гідромашини для замкненого ланцюга циркуляції робочої рідини .....	134
3.1.2. Гідромашини для незамкненого ланцюга циркуляції робочої рідини .....	154
3.1.3. Аксіальнопоршневі гідромашини іноземних виробників ..	170
3.2. Типорозмірні ряди і характеристики шестеренних гідромашин.....	175
3.2.1. Загальна інформація о шестеренних насосах.....	175
3.2.2. Шестеренні насоси і гідромотори «Гідросила» серій Мастер, Антей, «К» та «Т».....	180
3.2.3. Насоси закордонного виробництва .....	191
3.3. Героторні гідромотори.....	196
4. ГІДРОАПАРАТУРА .....	203
4.1.Класифікація гідроапаратури.....	203
4.2. Гідроклапани тиску (запобіжні, редуційні, гальмівні і гідрозамки).....	204
4.3. Регулятори витрати .....	214
4.4. Гідророзподільники .....	220
4.4.1. Гідророзподільники імпортного виробництва.....	220
4.4.2. Гідророзподільники вітчизняного виробництва.....	228
4.5. Гідроапаратура на базі пропорційних електромагнітів .....	245
4.6. Синхронізатори витрат .....	257
5. ГІДРООБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ САМОСКІДІВ .....	259
5.1. Гідрообладнання закордонного виробництва .....	259
5.1.1. Рекомендації компанії ОМФВ за розрахунком і підбором комплектуючих гідрообладнання ОГП самоскидів .....	273
5.2. Гідрообладнання виробництва «Гідросила».....	278
6. ГІДРОСТАНЦІЇ ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ .....	285

ВИСНОВКИ .....	292
ЛІТЕРАТУРА.....	295
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЗЧИК.....	306

## ВСТУП

В ХНАДУ ведуться роботи зі створення нового енергоефективного машинного комплексу та модернізації транспортного парку Повітряних Збройних Сил України та Національної Гвардії з врахуванням потенціалу вітчизняного машинобудування та критичного імпорту агрегатів і вузлів. Зокрема, розглядаються питання розробки силових елементів машин для аеродромів та літаків щодо технічного обслуговування, доставки вантажів, заправки паливом та боєкомплектom з використанням модульних конструкцій на базі тракторів вітчизняного виробництва. Одним з завдань цієї роботи є створення концепції формування типорозмірного ряду транспортно-технологічних гідролікованих модульних засобів для обслуговування літаків та методики зонування території навколо літака для забезпечення його захисту від ушкоджень та безпечної роботи обслуговуючого персоналу під час маневрування модульного транспортно-технологічного засобу. Слід відмітити, що на даний час в сучасних тракторах широко застосовується об'ємний гідропривод (ОГП) в системах рульового управління і технологічного обладнання, а також в трансмісіях пересування за допомогою повнопотокових ОГП або гідромеханічних двопотокових безступінчастих передач [8; 10; 27; 40].

Результати досліджень будуть вирішувати проблеми в рамках пріоритетних напрямів розвитку науки України, які належать до сфери національної безпеки та оборони, а саме підвищення боєздатності Повітряних Збройних Сил та Національної Гвардії шляхом впровадження нових енергоефективних транспортно-технологічних схем забезпечення боєздатності при обслуговуванні аеродромів та бойових літаків, створення зразків автомобільної техніки з врахуванням потенціалу вітчизняного машинобудування, і які повинні мати високі експлуатаційні властивості.

В монографії послідовно розглянуті питання застосування об'ємних гідроприводів в сучасних тракторах, зокрема в тракторах виробництва ХТЗ, в трансмісіях, рульовому керуванні, гальмівній системі та технологічному обладнанні. Розглянута сучасна безступінчаста гідромеханічна двопотокова трансмісія на базі

вітчизняних аксіальнопоршневих гідромашин, яка пройшла випробування на колісних тракторах ХТЗ.

Приведені сучасні гідроприсрої, що можуть застосовуватись в об'ємних гідроприводах машин для обслуговування аеродромів та літаків, в тому числі насоси і гідромотори, гідророзподільники, системи рульового керування та гальмів, системи гідроприводів самосвалів та комплектні гідростанції. При цьому досить ретельно

розглянута номенклатура виробництва гідроприсроїв українського виробництва, зокрема кропівницького об'єднання «Гідросила». Слід відмітити поширення за останні роки номенклатури гідроприсроїв з електрогідравлічними засобами пропорційного безступінчастого керування та системами енергозбереження. В висновках до монографії наведені основні досягнення вітчизняних і закордонних виробників щодо номенклатури і технічного рівня гідроприсроїв.

В той же час питання, пов'язані з вибором робочої рідини та її кондиціонуванням, зокрема, вибором засобів фільтрації та терморегулювання, які приведені в роботах [2; 4], плануються для розгляду при написанні наступної монографії, присвяченої засобам енергозбереження в об'ємних гідроприводах машин для обслуговування аеродромів та літаків.

Таким чином, монографія планується для використання інженерами та конструкторами при створенні вітчизняних гідрофікованих засобів для обслуговування аеродромів та літаків, а також може бути корисною для студентів-магістрів, що вивчають дисципліну «Проектування та випробування гідроприводів будівельних та дорожніх машин» на механічному факультеті в ХНАДУ [3].

# 1. ОГЛЯД МАШИН ДЛЯ ОСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ

## 1.1. Загальний огляд аеродромної техніки

До аеродромної техніки відносяться засоби підготовки і обслуговування аеродромів, засоби наземного забезпечення польотів (технічного обслуговування), спеціальні автомобілі комерційного обслуговування і засоби аеродромно-технічного забезпечення, включаючи автомобільну техніку, причепа та установки [105].

Рух автотранспорту по аеродромах строго регламентовано керівними документами і дозволено по спеціально позначених смугах для автотранспорту (на покриття аеродрому наноситься відповідна розмітка), і істотно відрізняється від руху по дорогах загального користування. Інтенсивний розвиток спеціалізованої аеродромної техніки почався в 60-і роки минулого століття в зв'язку з надходженням в експлуатацію реактивної авіації. Так з появою на трасах літаків Ту-104 в аеропортах стали широко впроваджуватися спеціальні автомобілі – потужні заправники, аеродромні тягачі, машини для заправки водою і киснем, багажні машини, автоліфти і нарешті, самохідні трапи.

Для підготовки до вильоту літака було потрібно все більше спецавтомобілів, неприбуття хоч одного з них до терміну під літак зривало графік підготовки і затримувало виліт. Наприклад, для попередньої підготовки бомбардувальника типу Ту-95 було потрібно більше 20 різних спецавтомобілів. Саме тому почали широко впроваджувати бортові автономні енерговузли, включаючи допоміжні силові установки: газотурбінні двигуни, що забезпечують бортові системи електроенергією і повітрям, робочою рідиною в гідросистемах, і забезпечують автономний запуск маршових двигунів.

Огляд типів і технічних характеристик машин для обслуговування аеродромів і літаків на кінець 80-х рр. минулого століття в колишньому СРСР наведено в роботах [105; 1]. Наведемо основні типи машин для обслуговування аеродромів і літаків, які випускалися тоді. При розгляді приводів цих машин застосуємо такі скорочення: ОГП – об'ємний гідропривод; РР – робоча рідина для гідроприводів.

1. Машина електрозабезпечення та запуску повітряних суден. Автономні пересувні агрегати служать джерелом електричної енергії і призначені для живлення постійним і змінним струмом бортової електро-і радіоапаратури літаків при наземному обслуговуванні, а також електричних систем запуску авіаційних газотурбінних двигунів. Для потужних авіадвигунів застосовують повітряні системи запуску, які подають стиснене повітря на спеціальний повітряний стартер, який представляє собою швидкісну турбіну. Турбіна з'єднується за допомогою редуктора з валом авіадвигуна, забезпечуючи його розкрутку. У порівнянні з електростартерною системою запуску повітряна пускова установка має більшу потужність і просту конструкцію. Джерелом стисненого повітря є газотурбінний двигун. В якості приводу генератора використовують двигун базового шасі або автономний.

1.1. Машина АПА-5Д на шасі автомобіля Урал-4320 є аеродромним джерелом електроенергії. У кузові автомобіля змонтована установка з роздавальною коробкою, на якій встановлені генератор постійного струму ПР-600х2 напругою 28,5 В і генератор змінного трифазного струму на 208 В і частотою 400 Гц типу ГТ40ПЧ6, що встановлюється також на літаках, і апаратура управління та захисту, аналогічна літаковим блокам БЗУ-376СБ (блок захисту і управління), БРН-208 (блок регулювання напруги) і ін. Привід здійснюється від коробки відбору потужності двигуна автомобіля.

1.2. Машина АПА-50М на шасі автомобіля ЗІЛ-131 є аеродромним джерелом електроенергії з дизельним двигуном У1Д6-2С в кузові і роздавальною коробкою, на якій знаходяться два генератора постійного струму напругою 28,5 В (ДАТ-36), генератор змінного трифазного струму 208 В, 400 Гц (ГТ40ПЧ8АТВ) і генератор однофазного струму 208 В, 400 Гц (СГО-30У). Є також трифазний трансформатор на 36 В та 400 Гц, і апаратура управління та захисту.

1.3. Машина АПА-80 на шасі автомобіля ЗІЛ-131 в якості аеродромного джерела електроенергії. У кузові автомобіля встановлений двигун КАМАЗ-740 з роздавальною коробкою і блоком синхронних генераторів БГС-112-40, апаратура управління і захисту. Агрегат видає трифазний струм 208 В 400 Гц, однофазний струм 120

В, 400 Гц, трифазний 36 В, 400 Гц, і постійний струм напругою 28,5 В.

1.4. Машина АПА-100 на шасі Урал-4320 в якості аеродромного джерела енергії. У кузові автомобіля встановлений дизель 1Д6ВБ з блоком синхронних генераторів БГС-175. Агрегат видає трифазний струм 208 В, 400 Гц, однофазний струм 120 В, 400 Гц, трифазний 36 В, 400 Гц, і постійний струм напругою 28,5 В.

1.5. Машина АЕМГ-50М на одноосьовому причепі ТАП-3755В (АП-1,5Б) як авіаційного електромотор-генератора і електромашинної промислової напруги 380 В, 50 Гц в літакове 28,5 В потужністю 50 кВт. Працює в режимі «Запуск 24/48 В» і «Запуск 70 В». Також може видавати через змонтовані всередині електромашинні перетворювачі однофазну напругу 115 В, 400 Гц і трифазну 36 В, 400 Гц. Широко застосовується в якості стаціонарного джерела аеродромного застосування для одного або двох літальних апаратів.

1.6. АЕМГ-60/30М на одноосьовому причепі ТАП-3755В (АП-1,5Б) в якості авіаційного електромотор-генератора і електромашинного перетворювача промислової напруги в літакове трифазне 208 В, 400 Гц. Потужність генератора 60 кВт. Є трансформатор на однофазну напругу 120 В, 400 Гц.

2. Паливозаправники. Заправка паливом повітряних суден здійснюється за допомогою спеціальних машин, до яких висуваються вимоги щодо безпеки, місткості цистерни, високої продуктивності, тонкощі фільтрації, швидкості і зручності приєднання до літака, універсальності. Для заправки використовують автомобілі з цистернами, а також напівпричепи і тягачі.

2.1. Моделі ТЗА-7,5-500А на базі автомобіля МАЗ-500 з об'ємом цистерни 7,5 м<sup>3</sup>. Привід паливного насоса здійснювався через коробку відбору потужності двигуна автомобіля.

2.2. Моделі ТЗ-16 на базі сидельних автомобілів КраЗ і напівпричепа-цистерни об'ємом 16 м<sup>3</sup>. Використовувалися в 50-60-х роках до появи моделі ТЗ-22.

2.3. Моделі ТЗ-22 на базі сидельного тягача КраЗ-221 і напівпричепа-цистерни ЧМЗАП-5204М об'ємом 22 м<sup>3</sup> (18 тонн авіаційного палива). Привід насосів здійснювався від автономного двигуна внутрішнього згорання, встановленого на напівпричепі.

2.4. Моделі ТЗ-60 на базі сідельного тягача МАЗ-537 або МАЗ-7410 і напівпричепа-цистерни ЧМЗАП-8685 об'ємом 60 м<sup>3</sup>. Привід насосів здійснювався від автономного двигуна, встановленого на напівпричепі.

3. Заправка мастильних матеріалів і спеціальних рідин здійснюється спеціальними автомобілями на базі серійних шасі. До цього класу машин відносять також заправщкі киснем, повітрязаправщкі і заправники азотом.

3.1. Машина ЗСЖ-66 на базі автомобіля ГАЗ-66, що забезпечує заправку літаків бензином, оливами, сумішами та гідравлічними рідинами відкритим і закритим способом. Машина має систему підігріву олив і рідин в зимовий час, а також систему автоматичного пожежогасіння. Роздавальні насоси мають електричний привід від авіаційного генератора постійного струму ГСР-6000А, обертання ротора якого забезпечується двигуном автомобіля через коробку відбору потужності.

3.2. Машина МЗ-66 служить для заправки мінеральних олив типу МС-20 літальних апаратів. Заправка пістолетна, привід насоса від двигуна автомобіля. Олива в зимовий час підігрівається форсунковим підігрівачем на авіаційному гасі ТС-1.

4. Газозаправники для зарядки повітрям систем літака, накачування коліс і при технічних роботах.

4.1. Модель ВЗ-20 – повітрязаправщкік на шасі вантажних автомобілів ЗІЛ-157(131), ЗІЛ-433422 і Урал-43206. У коробчатому кузові розташовані 20 балонів об'ємом 40 дм<sup>3</sup> під тиском 35 МПа.

4.2. Модель АКЗС-75М-131-П – автомобільна кіснедозаправочна станція на шасі ЗІЛ-131. У коробчатому кузові встановлено від 18 до 21 балонів зі стисненим медичним киснем, а також компресор КП-75М з приводом від коробки відбору потужності двигуна автомобіля. Кузов автомобіля комплектується системою пожежогасіння.

4.3. Модель УГЗС-М – універсальна газозаправна станція на шасі ЗІЛ-433422. В залежності від варіанту виконання може заправляти системи літальних апаратів киснем, повітрям або азотом.

4.4. Модель ТРЖК є транспортним резервуаром рідкого кисню і має стандартну криогенну цистерну ТРЖК-2У або ТРЖК-4М, що встановлюється у відкритому кузові вантажного автомобіля.

Використовується для перевезення і заправки літаків рідким киснем. Кисень видобувається з повітря на окремій станції.

4.5. Модель АКДС-70М – кіснездобувна станція, яка розміщена на трьох автомобілях і причепі. Складається з технологічної машини на шасі КрАЗ-257 або КрАЗ-250, компресорної машини на шасі КрАЗ-257 або КрАЗ-250, допоміжної машини на шасі ЗІЛ-131 або ЗІЛ-130 і електростанції ЕСД-200-30Т/400М на причепі МАЗ-5224В. Устаткування компресорної і технологічної машин змонтовано в закритих кузовах-фургонах. В кузові компресорної машини встановлені два компресори АВШ 3,7/200 (АВШ 3,7/200М), система водяного охолодження з відцентровим насосом 2КМ-6С, трубопроводи та арматура. Привід компресорів здійснюється від електричних двигунів АОП2-92-4П, насоса від електродвигуна АНД-41-2. В кузові технологічної машини змонтовані блок поділу повітря, детандер ДВД-13 (ДПВ-4,2-200/6-2), насос зріджених газів 22НСГ-40/40, блок очищення і осушення повітря та наповнювальна рампа. Електроживлення обладнання здійснюється від промислової мережі, а в польових умовах від пересувної електростанції, змонтованої в кузові причепа. Допоміжне обладнання встановлено в кузові бортового автомобіля, який також служить для буксирування причепа. Отримання кисню та азоту в АКДС-70М засноване на способі глибокого охолодження, зрідження і розділення повітря на основні складові частини – кисень і азот.

5. Машини для підігріву авіадвигунів і повітря.

5.1. Машина УМП-350-131 є уніфікованим підігрівачем на шасі автомобіля ЗІЛ-131. В кузові розміщується калорифер (гасовий котел), через зовнішній і внутрішній контур якого проганяється вентилятором повітря. Один контур є камерою згоряння, у другому гріється повітря, яке потім подається через рукава-повітряпроводи (5 шт.) споживачам. Вентилятор приводиться в обертання двигуном автомобіля через коробку відбору потужності. В якості палива підігрівача використовується авіаційний гас ТС-1. Підігрівач застосовується для передпускового прогріву авіадвигунів, прогріву салонів або відсіків повітряного судна, а також при технічних роботах на літальному апараті в зимовий час.

5.2. Машина МП-70 має гасовий підігрівач на колісному шасі або металевих полозах, які переміщуються вручну. Принцип дії аналогічний УМП-350 з приводом вентилятора від бензинового

двигуна. Машина використовується для підігріву невеликих обсягів і при технічних роботах.

5.3. Машина АМК-24/56 – багатоцільовий кондиціонер повітря на шасі автомобіля ЗІЛ-131. Застосовується для подачі повітря із заданою температурою в систему кондиціонування кабін і відсіків, а також для створення комфортних умов екіпажу, одягненому в висотно-компенсуючі костюми, а також при несенні чергування в кабінах літаків.

5.4. Машина АМ-0,4-М1 – автомобільний кондиціонер на шасі КамАЗ-5320. Призначення як у АМК-24/56. В кузові розміщені дизель-генератор на напругу 380 В і частотою 50 Гц, і два холодильних контура на хладоні R-134a. Машина працює в режимах кондиціонування (теплова потужність до 50 кВт), вентиляції (холодильні контури не діють), обігріву (теплова потужність до 90 кВт). Можливе живлення агрегатів від наземної мережі 380 В і 50 Гц.

6. Тягачі літаків. Ці машини дозволяють істотно скоротити витрату палива літаків, знизити рівень шуму і загазованість навколишнього середовища в зоні аеропорту. Як тягачі невеликих літаків і вертольотів може використовуватися практично будь-яка аеродромна автотехніка. Для великих літальних апаратів були розроблені аеродромні тягачі.

6.1. КЗКТ-537Л – аеродромний тягач на базі баластного тягача МАЗ-537Г («танковоза»). Встановлено дизель Д-12А-525А з гідромеханічної коробкою передач. Аеродромний варіант відрізнявся від базового металевою бортовою платформою. Тягач призначений для буксирування літаків масою до 200 т.

6.2. КрАЗ-214 – військовий тягач підвищеної прохідності. На військових і цивільних аеродромах використовувався для буксирування літаків. Для поліпшення зчеплення коліс з покриттям аеродрому в кузов автомобіля укладають додатковий вантаж типу бетонних блоків.

6.3. КрАЗ-255, який є заміною автомобілю КрАЗ-214.

6.4. МоАЗ-7915 - спеціально розроблений тривісний аеродромний тягач зі зчленованою рамою і двома кабінами – попереду і позаду. На кожній секції рами встановлені двигуни ЯМЗ-8401.10-01 потужністю 600 к.с. з гідромеханічною коробкою передач. Тягач може буксирувати літаки вагою до 275 т.

7. Установки (стенди) для перевірки функціонування гідросистем.

7.1. Машина УПГ-300 на базі автомобіля ЗІЛ-131 служить для перевірки гідросистем. У кузові автомобіля встановлений двигун ЗІЛ-375 з коробкою приводів, на якій знаходяться три гідравлічних насоса з максимальним тиском до 21 МПа, генератор постійного струму ГСР-СТ12 на 28,5 В, апаратура управління та захисту і два балони АБ-350, що заряджаються стисненим повітрям або азотом. Установка може забезпечити довготривалу роботу від однієї до трьох незалежних гідросистем літального апарату, їх заправку і опресовування, а також зарядку азотом або повітрям для створення наддуву в гідробаку. Установка може працювати з робочими рідинами 7-50С-3, АМГ-10 або НГЖ-4.

7.2. Машина ЕГУ-50/210-131(А0001) на шасі ЗІЛ-131 є електрогідрустановкою. У кузові встановлено дизельний двигун 5Д-20-240 з роздавальною коробкою, три насоси, два генератора постійного струму ДАТ-36, генератор трифазного змінного струму ГТ40ПЧ6 і генератор однофазного струму СГО-12.

7.3. Машина ПГУ-210(8А72) є рухомою гідрустановкою, змонтованою в кузові одноосного причепа ТАПЗ-755. Є дві гідросистеми з тиском нагнітання до 25 МПа, привід насосів від електродвигуна 380 В, 50 Гц.

8. Пересувні засоби діагностики і ремонту. Пересувні лабораторії і майстерні на шасі автомобілів або причепів забезпечені обладнанням для проведення складних робіт при обслуговуванні авіатехніки. Застосовуються при комплексних перевірках і настройках обладнання, двигунів, регламентних і ремонтних роботах. Раніше промисловістю випускалися уніфіковані лабораторії для роботи на позабазовому аеродромі з можливістю ремонту бойових ушкоджень літальних апаратів. Машини випускалися на базі автомобілів підвищеної прохідності ЗІЛ-131, ГАЗ-66 і КАМАЗ з кузовами-фургонами типу КУНГ. Такі автомобілі оснащувалися автономними джерелами електроенергії у вигляді причіпних дизель-генераторів, частина лабораторій комплектувалася спеціальними установками, призначеними для забезпечення функціонування контрольно-перевірочного літакового устаткування і систем перетворення промислового електроживлення в літакове, а також гідрустановкою та компресорною станцією. Ці лабораторії,

розроблені в 70-і і 80-і роки 20-го століття, могли експлуатуватися в умовах ядерного і хімічного зараження (мали герметизовані кузова з фільтрувально-вентиляційною установкою), а також забезпечували цілком комфортні робочі та побутові умови для персоналу в будь-який час року (були спальні місця, опалювальна установка на дизельному паливі і система вентиляції). У фургоні розміщувалися слюсарна і зварювальна майстерні, лабораторії електронної автоматики, радіоелектронного обладнання і киснева лабораторія. Приклад заводського маркування деяких лабораторій: КРАС-хх – контрольно-ремонтна автомобільна станція по РЕО; ЛКУ-хх – лабораторія киснева універсальна; ЛПУ-хх – лабораторія приладова універсальна; ЛАВ-хх – лабораторія авіаційного озброєння; ЛЕА-хх – лабораторія електронної автоматики; ЛСД-хх – лабораторія по літаку і двигуну (де хх – шифр комплектації лабораторії під певні типи авіаційної техніки).

9. Самохідні майданчики для обслуговування літаків. Для забезпечення доступу до високорозміщених елементів конструкції літака при технічному обслуговуванні в аеропортах використовують драбини, телескопічні сходи і підйомні майданчики, які по сучасній термінології називають мобільними підйомниками з робочими платформами МПРП [52]. Для ряду літаків висота підйому МПРП повинна досягати більше 20 м. Слід зазначити, що раніше випускалися конструкції, наприклад, самохідний майданчик СПО-15М на базі автомобіля Урал-375Д (Урал-4320) з висотою підйому до 16 м, а в якості приводів технологічного обладнання застосовувався ОГП на авіаційній рідині АМГ-10 при тиску до 16 МПа з застосуванням шестеренного насоса подачею до 16 л/хв.

10. Спецавтотранспорт комерційного обслуговування повітряних суден.

10.1. СПТ-104 – самохідний пасажирський трап для літака Ту-104. Рух трапа по аеродрому забезпечується електромотором з живленням від акумуляторної батареї 28ТЖН-250, підйом сходів здійснюється за допомогою ОГП. Насос ОГП приводиться в обертання електродвигуном, є також ручний насос. РР в ОГП – олива АМГ-10.

10.2. СПТ-114 – самохідний трап для літака типу Ту-114. У порівнянні з СПТ-104 збільшена довжина трапа.

10.3. СПТ-154 – самохідний трап для літака типу Ту-154, конструкція якого аналогічна трапу СПТ-104, але дещо змінений дизайн і конструкція верхнього майданчика сходів під двері ТУ-154, що відкриваються назовні.

10.4. ТПС-22 – самохідний трап на шасі автомобіля УАЗ-452Д. У сучасному варіанті використовується шасі ГАЗ-3302.

10.5. ТГ-1500 – візок вантажний вантажопідйомністю 1500 кг.

10.6. АЛ-10/14 – автоліфт на шасі автомобіля ЗІЛ-431510.

10.7. АПК-12 – автомобіль з підйомним кузовом на шасі автомобіля ГАЗ-53А. Застосовується в аеропортах для перевезення і завантаження багажу.

10.8. МТЗ-80 – колісний трактор в стандартній комплектації (без навісного обладнання) застосовується в аеропортах для переміщення багажних візків. У разі установки снігоприбирального обладнання трактор може використовуватися для прибирання перону.

10.9. Електрокар ЕК-2 – найбільш поширений в аеропортах колишнього СРСР самохідний візок з електроприводом. Тяговий електродвигун постійного струму потужністю 1,5 кВт з живленням від акумуляторної батареї 28ТЖН-250. Як регулятор потужності електродвигуна застосовується кулачковий контролер.

10.10. Автомобіль супроводу – легкова машина або мікроавтобус, який призначений для зустрічі та супроводу (лідирування) при пересуванні пасажирських лайнерів. Обладнується авіаційними засобами радіозв'язку з диспетчерською службою і літаками, нагорі машини встановлюється транспарант з підсвічуванням: «Follow me / Йди за мною».

10.11. Перонний автобус – транспортний засіб для організованого переміщення пасажирів до літака і назад. У «Аерофлоті» понад півстоліття широко застосовувався автопоїзд АППА-4 на базі сідельного тягача ЗІЛ-130В. Напівпричіп міг вмістити до 130 пасажирів стоячи та було 16 сидячих місць.

11. Машини для комплексного обслуговування побутового устаткування літаків, наприклад, доставки продуктів харчування, містять підйомний ізотермічний кузов і висувні площадки для наближення до літака. Ці машини відносяться до класу кейтерингового обладнання з його функціонуванням за допомогою ОГП. За вантажопідйомністю ці машини досягають 50 кН і більше.

12. Машини для мийки літаків служать для очищення з поверхонь літаків кіптяви, бруду, оливи і льоду, а також заправки гарячою водою санітарних вузлів. Ці машини забезпечені робочими майданчиками по типу МПРП, що функціонують за допомогою ОГП.

13. Машини для обробки туалетних відсіків, що забезпечують очищення, промивання гарячою водою і заправку хімічною рідиною баків туалетних відсіків. Машина АС-161 створювалася на базі шасі ЗІЛ-130, ЗІЛ-431412 і ЗІЛ-433362.

14. Засоби обслуговування аеродромів – це автомобільна і автотракторна техніка, яка призначена для підтримки в робочому стані аеродрому.

14.1. ДЕ-210 – роторний снігоочисник на базі ЗІЛ-131. Переднього двигуна у машини немає, а силовий агрегат встановлений в кузові. В залежності від модифікації встановлювалися двигуни У2Д6-250ТК, ЯМЗ-236М2, ЯМЗ-238М2 та ін. Двигун служить як для руху автомобіля, так і для приводу ротора. Застосовується для чорнового очищення аеродрому при сильних снігопадах.

14.2. В-68 – вакуумно-прибиральна машина (пилосос) розроблена на шасі автомобіля КрАЗ-257Б1. Призначена для видалення пилу, сміття та бетонної крихти з поверхні аеродромів.

14.3. ТМ-59 – теплова машина (вітронагнітач). Являє собою колісний трактор Т-150К зі змонтованим попереду і керованим (поворотним) за допомогою ОГП одноосним візком з газотурбінним двигуном ВК-1, на сопло якого надітий широкий насадок, що направляє вихлопні гази двигуна віялом вниз. Служить для видалення сміття, бетонної крихти, льоду і снігового накату з покриття аеродрому. На рис. 1.1 наведені такі машини на автомобілі МАЗ.

14.4. КПМ-130 – поливомийна машина на базі автомобіля ЗІЛ-130, яка аналогічна використовуваними дорожніми та комунальними службами. Застосовується для розчищення аеродрому від неглибокого снігу, підмітання аеродрому, поливу від пилу, при запуску авіаційних двигунів в спеку, охолодження шасі, заправки водою літаків і автомобілів, і як резерв пожежної машини.

14.5. ДЕ-224 – універсальна прибиральна машина аеродромів, яка застосовується переважно в цивільних аеропортах. Побудована

на базі одноосного тягача МАЗ-546П з напівпричепом. Попереду машини встановлений сніговідвал, знизу позаду за сніговідвалом щітка. Зверху встановлений авіаційний двигун АІ-20, а на напівпричепі паливний бак (цистерна).

14.6. АА-40 – стандартний пожежний автомобіль на базі ЗІЛ-131. На аеродромах використовується в якості стартового (чергового).

14.7. АА-70(7313)-220 – спеціальний аеродромний пожежний автомобіль на шасі МАЗ-73131, обладнаний водяною гарматою над кабіною і підбамперними піногенераторами. Запас води 9,5 т, запас піноутворювача 900 дм<sup>3</sup>, порошку 2200 дм<sup>3</sup>. Машина має автономний двигун ЗІЛ-175 для роботи протипожежного обладнання.

14.8. АПМ-90 – прожекторна установка (посадковий дуговий прожектор), змонтована в кузові вантажного автомобіля. Випускалися на шасі ЗІС-150, ЗІЛ-164, ЗІЛ-130 та ЗІЛ-431410. В кузові крім прожектора є бензиновий генератор для автономного живлення. Можлива робота при від промислової мережі.

14.9. Розмічальна машина ДЕ-18 на шасі автомобіля ГАЗ-53А призначена для нанесення розмітки фарбою на дорожнє покриття.



Рис. 1.1. Машини-вітронагнітачі на базі автомобіля МАЗ-500

15. Транспортні машини. Для транспортування різних вантажів в межах аеродрому широко застосовується будь-які аеродромні спеціальні автомобілі, а також вантажні і транспортні автомобілі загального призначення, які дозволено використовувати на аеродромі. На військових аеродромах в штаті груп технічного обслуговування для транспортування літакових агрегатів, блоків, акумуляторів, парашутів та буксирування драбин застосовувалися

бортові вантажівки УАЗ-452Д, плаваючі транспортери типу ЛуАЗ-967, вантажні моторолери та електрокари. Для наземних пошуково-рятувальних команд поставлявся транспорт всюдихідного типу на базі гусеничних тягачів МТ-ЛБ.

16. Радіотехнічне обладнання аеродромів. До такого класу машин відносяться оглядові та посадочні радіолокаційні станції, курсові, глісадні маркерні радіомаяки, радіовисотоміри, радіодалекоміри і навігаційні станції. Ці машини випускалися на автомобільному шасі, причепах і напівпричепах. Якщо для цивільного аеропорту мобільність цього обладнання неактуальна, так як воно стаціонарно встановлюється відповідно до схеми аеродрому, то для військових має бути забезпечена можливість передислокації і розгортання обладнання на новому місці і в стислі терміни. Крім власне станцій і устаткування в комплект входили автономні джерела електроенергії – дизельні електростанції і агрегати живлення.

17. Причіпні і самохідні навантажувачі і крани використовують ОГП для функціонування технологічного обладнання. Вантажопідйомність таких машин до 60 кН і більше. У старих конструкціях тиск в гідросистемі не перевищував 10 МПа. До цього класу машин відноситься самохідний пневмоколісний кран КС-5363АМ («АМ» – модифікація для аеродромів), зокрема, кран для зв'язку, обладнаний літаковим переговорним пристроєм СПУ-7. Застосовувався при різних вантажопідйомних роботах, в тому числі при заміні авіаційних двигунів.

18. До аеродромної техніки відносять також маркувальні машини, профіліровочні і землерийно-транспортні машини – автогрейдери, бульдозери і траншеєкопачі різних типів, зокрема для створення систем водовідведення від аеродромних смуг.

---

На закінчення слід зазначити про застосування в колишньому СРСР машин для обслуговування аеродромів і літаків з гідравлічними принциповими схемами, традиційними для парку підйомно-транспортних машин і мобільних підйомників, в основі яких переважно використовувалися ОГП з дросельним керуванням, насоси постійного робочого об'єму і були відсутні системи електрогідравтоматіки і енергозбереження [1]. В якості базових машин застосування знайшли українські автомобілі КрАЗ, трактори ХТЗ-150 і гусеничні тягачі МТ-ЛБ.

## 1.2. Сучасний парк машин для обслуговування аеродромів і літаків

Для боротьби з вогнем в аеропортах застосовують спеціальні машини, що розвивають високу швидкість для оперативної реакції на надзвичайну ситуацію і комплектуються баками з водою. Ці машини здатні ефективно гасити пожежу навіть з великої відстані. Найбільшим виробником таких аеродромних пожежних машин є американська компанія Oshkosh (рис. 1.2, табл. 1.1). Пожежні машини Oshkosh використовуються в найбільших аеропортах світу [109; 110].

Найбільш затребуваними в лінійці Striker є моделі:

4 x 4 – компактна з баком на 5,5 т води;

6 x 6 – середня, що вміщає до 11,3 т рідини;

8 x 8 – містка з баком на 17 т і максимальною швидкістю 125 км/год.

Випускаються також маневрені і компактні аеродромні машини Stinger на легковому шасі з баком від 450 л. В машинах передбачений відсік для піни і численні електронні системи контролю.



Рис. 1.2. Аеродромні пожежні машини: Oshkosh-Striker 4x4 (зліва) і компактна Oshkosh-Stinger (праворуч)

Таблиця 1.1

Технічні характеристики деяких пожежних машин Oshkosh

Параметри машин	Моделі машин OSHKOSH...			
	Striker 4x4	Striker 6x6	Striker 8x8	Stinger Q4
Макс. швидк, км/год	113	113	125	120

Двигун	Deutz TCD 16.0 L, 967 к.с.	2x770 к.с., Scania 550	Ford F-550
Трансмiсія	Allison 4800 EVS, 7 ступней		FordTorgShift
Колiсна база, мм	5560	6780	6300
Подача стовбура, л/хв:			
на кабiнi	1420/2839	2366/4732	
на бамперi	1136		
Ємнiсть бакiв з водою / пiною, дм <sup>3</sup>	5678/795	11356/1590	17029/2384
Габарити, м	10820x3050 x 3060	12000x3050 x 3560	13500 x 3050 x 3560
Маса, кг	28123	42184	46184

Всi машини OSHKOSH мають кут перекидання бiльше 30 градусiв, для машин серii STRIKER є виконання з виносним лафетним стовбуром (в моделi STINGER Q4 стовбур розмiщений на бамперi) i забезпеченi барабанами з рукавами довжиною до 46 м. В машинi STINGER Q4 є також порошкова система з реагентами масою 54 кг.

Роботи з прибирання аеродрому та навколишньої територii здiйснюються спеціальними машинами в будь-яких погодних умовах i призначенi для догляду за бетонно-асфальтовим покриттям. Унiверсальнiсть цiєї технiки досягається завдяки широкому вибору навісного обладнання. Унiверсальнi всесезоннi комунальнi машини мають багатофункцiональнi пристрiй для швидкої змiни навісного обладнання без використання додаткового iнструменту

Типовим представником таких виробiв є причiпна пiдмiтально-щiтково-продувальна машина HYDROG OLN-3850 польського виробництва [101] (рис. 1.3), призначена для очищення злiтно-посадкового покриття аеропорту вiд пiску, гравiю, снiгу, льоду i металевих забруднень за допомогою широкої щiтки, що обертається, потужного вентилятора, розмiщеного за щiткою, i магнiтної пластини.

Машина може працювати з вантажним автомобiлем, тягачем або трактором. При необхідностi для повноцiнного застосування в зимовий перiод машина обладнується переднiм аеродромним снiгоочисним вiдвалом шириною 5500 мм. Робоча швидкiсть машини досягає 60 км/год, а продуктивнiсть очищення до 231000 м<sup>2</sup>/год. Власний потужний силовий агрегат IVECO приводить в дiю

всі елементи ОГП. Принцип дії машини заснований на завданні оператором з електронного пульта в кабіні необхідних параметрів для очищувальних агрегатів, таких як ширина і швидкість обертання щітки, потужність вентилятора продувки і роботи магнітної плити. Машина має широкий діапазон незалежних налаштувань положення робочих органів для змітання на ліву чи праву сторону. Середня циліндрична щітка під час роботи їде на чотирьох колесах незалежно від положення рами машини, що забезпечує якісне прилягання до основи очищення. Касетна конструкція щітки забезпечує швидку заміну сегментів. Високопродуктивний вентилятор продуває поверхню за щітковим валом і має гідравлічне управління, поєднане зі зміною налаштувань щітки. Магнітна плита опускається за допомогою гідропривода і служить для видалення феромагнітних забруднень. Конструкція машини дає можливість переходу від стану «Робота» в стан «Транспортування» і назад протягом декількох десятків секунд і при обслуговуванні однією особою. Управління всіма робочими рухами машини і аварійна зупинка здійснюються з кабіни водія. ОГП керування опорного колеса полегшує установку машини під час стоянки. Пневматична підвіска задньої осі збільшує термін роботи всіх елементів машини. Техобслуговування і зберігання машини є досить простим. У разі поломки в роботі двигуна або ОГП забезпечується автоматичне відключення робочих органів.



Рис. 1.3. Причіпна підмітально-щітково-продувальна машина HYDROG OLH-3850

Серію аеродромних прибиральних машин поставляє компанія «ЄВРОМАШ» [98]:

1. Щітково-продувочні машини для високошвидкісного прибирання аеродрому від бруду і снігу;

2. Фрезерно-роторні снігоочисники для прибирання і переміщення снігу на значну відстань від злітно-посадкової смуги;

3. Розподільники спеціальних реагентів для нанесення на поверхню смуги. Являють собою шасі транспортного засобу з цистерною зі складом для обробки злітно-посадкової смуги. Моделі машин «Євромаш»: ДЭ235Е(РМ 560), CS420(АМК 360), AS460(АСВ-4000/АС4000), AS 300(АС-3000) и AS 360 (АСВ-3000).

Важливу роль в забезпеченні безпеки польотів грають спеціальні снігоприбиральні машини, наприклад корейського виробника RETECH (рис. 1.4), які дозволяють очистити покриття злітно-посадкової смуги в максимально стислі терміни, гарантуючи ефективне зчеплення шасі літака під час зльоту і посадки [97]. Характеристики машини з двигуном Doosan DL08K потужністю 320 к.с. забезпечують швидку і високу прохідність по засніженій поверхні. Експлуатаційна маса снігоприбиральної машини RETECH в 18 т забезпечує стійкість на слизькому покритті. Велика місткість бункера дозволяє машині за одну ходку вивозити до 6 м<sup>3</sup> снігу. Для обробки зледенілого дорожнього покриття рідким хлористим кальцієм передбачена ємність місткістю 2 м<sup>3</sup>. Великий бульдозерний відвал розміром 5 м х 1,3 м і підмітальна щітка шириною 4,2 м забезпечують високу продуктивність снігоприбиральної машини



Рис. 1.4. Снігоприбиральна машина RETECH на шасі DAEW

Окрім прибирання злітно-посадкової смуги при обслуговуванні аеродромів є необхідність у прибиранні прилеглих площ, пов'язаних з обслуговуванням пасажирів. Для цього використовуються комунальні всесезонні прибиральні універсальні машини, основні функції яких наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Види робіт, що виконуються прибиральними машинами

Зимовий період	Літній період
1. Чистка снігу і полою	1. Підмітання території
2. Покриття протижеледними реагентами	2. Прибирання і вивіз сміття
3. Прибирання сміття	3. Полив території
4. Прибирання тротуарів	3. Догляд за газонами, стрижка кущів
5. Прибирання ступенів та вхідних груп	5. Розчищення каналів для стоку талих вод
6. Очищення і промивання урн	6. Прибирання листя в осінній період
7. Вивезення снігу і сміття	7. Очищення і промивання урн

Наприклад, машини «Nilfisk» включають типорозміри з об'ємом бункерів від  $0,5 \text{ м}^3$  до  $2,2 \text{ м}^3$  і мають відповідну продуктивність від  $13000 \text{ м}^2/\text{год}$  до  $21000 \text{ м}^2/\text{год}$ . Ці машини широко використовують ОГП для ходу, кермового керування та робочих органів.

Як приклад, розглянемо структурну схему ОГП машини «Nilfisk MV4500» [90; 2], до складу якої входять 12 гідромоторів, 26 гідроциліндрів, 3 насоси, 36 гідророзподільників і 20 клапанів тиску з налаштуванням від 2,5 до 35 МПа (рис. 1.5). В ОГП ходу використаний замкнений ланцюг циркуляції РР з регульованим аксіальнопоршневим насосом і героторними гідромоторами в кожному колесі. Максимальний тиск в ОГП становить 35 МПа, в системі підживлення 2,6 МПа. ОГП забезпечує максимальну транспортну швидкість машини 32 км/год, а в технологічному режимі до 19 км/год.

**Гідродвигуни:**

М1...М4 - привод ходу; М5 - обертання вентилятора відсмоктування пилу;  
 М6 - обертання водяного насоса; М7...М12 - обертання снігоприбиральних щіток;  
 Ц1 - керування робочим об'ємом насоса; Ц2...Ц6 - підймання і замикання дверей бункера;  
 Ц7 - підймання бункера; Ц8 - привод повороту колеса від насоса-дозатора НД;  
 Ц9 - нахил щіток або бульдозерного відвалу; Ц10 - нахил дорожньо-мийної машини;  
 Ц11 і Ц12 - розширення зони роботи щіток; Ц13 - привод "спідниці" пилососа;  
 Ц14 і Ц15 - підймання правої і лівої щіток; Ц16 і Ц17 - підйом і опускання  
 всмоктуючої лінії; Ц18 і Ц19 - нахил і розширення зони роботи щіток;  
 Ц20 і Ц21 - нахил лівої і правої швабри дорожньо-мийної машини; Ц22 - привод  
 швидкодіючої муфти; Ц23...Ц26 - перекидання бункера вперед і назад;

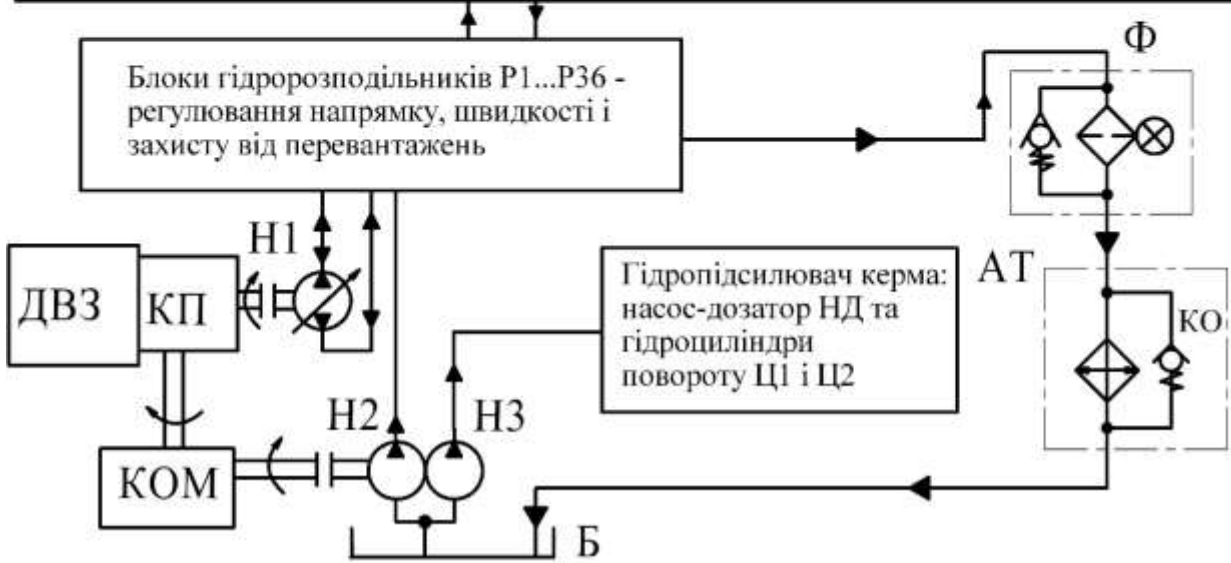


Рис. 1.5. Структурна схема ОГП комунальної машини «Nilfisk»

Чотири гідромотори героторного типу OMSB фірми «SAUER DANFOSS» з робочим об'ємом по 200 см<sup>3</sup> розвивають максимальний сумарний крутний момент 2600 Н.м при тиску 30 МПа і частоту обертання до 240 хв<sup>-1</sup>. Гідромотори масою 18 кг комплектуються вбудованим барабанним гальмом.

Функціонування робочого обладнання забезпечує шестеренний насос Н2 з робочим об'ємом 52 см<sup>3</sup>, привод гідропідсилювача керма обслуговується насосом Н3 з робочим об'ємом 28,2 см<sup>3</sup>. Завдяки клапану пріоритету насос рульового керування подає РР до робочого обладнання при прямолінійному русі машини. Для обертання пилососа використовується гідромотор із робочим об'ємом 25 см<sup>3</sup> і частотою обертання до 2600 хв<sup>-1</sup>. Для обертання щіток використовуються героторні гідромотори з робочим об'ємом 200 см<sup>3</sup> при максимальній частоті обертання в 150 хв<sup>-1</sup>.

Трансмсія машини забезпечена диференціалом на чотири ведучі колеса, розміщеним між насосом і гідромоторами задньої і

передньої осей і складається з комплекту гідропрстроїв: двох розподільників потоку; чотирьох гідророзподільників з гідравлічним керуванням; клапана тиску типу «або»; гідророзподільника з електромагнітним керуванням включення диференціала; трьох запобіжних клапанів. Блокування диференціала при буксуванні одного з коліс машини здійснюється водієм шляхом подачі живлення на електромагніт гідророзподільника. Режим блокування діє до швидкості 6 км/год.

Як гідророзподільники керування гідродвигунами робочих органів машини «Nilfisk MV4500» використані двопозиційні апарати вкручуваного монтажу (рис 1.6):

- Р5 з електромагнітним керуванням, двопровідний, з пружинним поверненням, з герметичним клапанним замиканням;

- Р6 з гідравлічним керуванням, двопровідний, з герметичним клапанним замиканням при подачі тиску керування і пружинним поверненням у вихідне положення;

- Р7 трипровідний з електромагнітним керуванням, золотникового типу, з пружинним поверненням;

- Р 8 з електромагнітним керуванням, двопровідний, золотникового типу, з пружинним поверненням.

Комбінація двопозиційних гідророзподільників з електромагнітним керуванням Р1...Р4 (блок А) дозволяє забезпечити функціонування гідроциліндра Ц на наступних режимах:

- нейтральне («плаваюче») становище при подачі електроживлення на всі чотири магніти У1...У4. При цьому порожнини гідроциліндра сполучені з баком;

- замикання порожнин гідроциліндра при знеструмлених електромагнітах У1...У4;

- висування штока при підведенні РР до поршневої порожнини реалізується при подачі електроживлення на магніти У3 і У4;

- рух штока всередину при підведенні РР до штокової порожнини реалізується при подачі електроживлення на магніти У1 і У2;

- диференціальне підключення порожнин (під однаковим тиском) при подачі електроживлення на магніт У3.

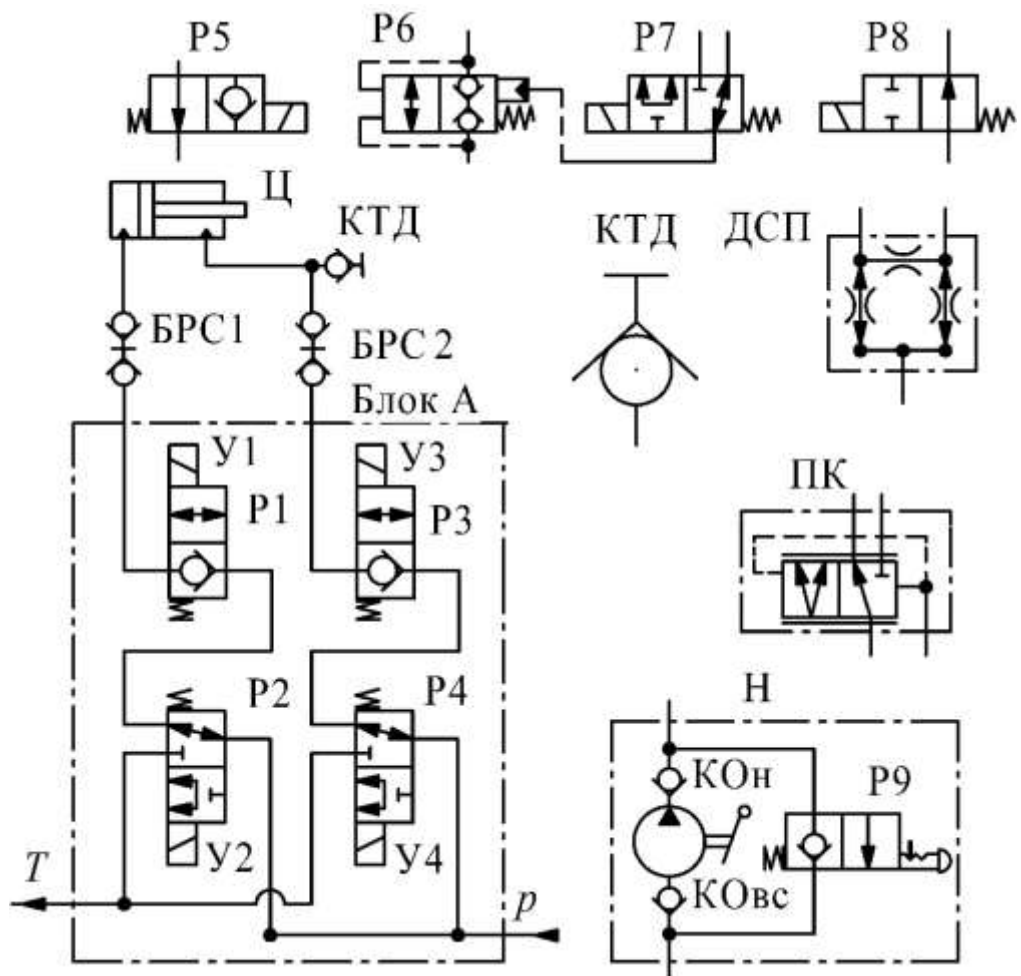


Рис. 1.6. Гідроапаратура комунальної машини «Nilfisk»

В ОГП машини «Nilfisk MV4500» використовуються також:

- дросельний дільник-суматор потоку ДСП;
- клапан пріоритету ПК;
- ручний насос Н, що включає гідророзподільник розвантаження Р9, всмоктуючий КОвс і нагнітальний Кон зворотний клапани;
- БРС – швидкокороз’ємні з’єднання з запірними клапанами, що забезпечують герметичність гідросистеми навіть при від’єднаних від гідропрістроїв рукавів високого тиску РВД (умовно не показані);
- контрольні точки тиску КТД для приєднання манометрів або перетворювачів тиску.

Як РР для ОГП рекомендується застосування оливи AGIP ARNICA 46 з індексом в’язкості 150.

Для обслуговування пасажирів використовуються самохідні та причіпні пасажирські трапи. Наприклад, компанія CAVAG виробляє кілька моделей самохідних трапів JBT AeroTech (моделі EUROSTEP, UDS, UDS з навісом і UES) з висотою підйому 2,4...5,8 м і

вантажопідйомністю на платформу до 2 т і сходи до 6 т. Маса трапів порядку 6 т. ОГП застосовується для механізму підйому трапа і в якості трансмісії в самохідних трапах з приводними двигунами насосів від ДВЗ потужністю від 13 до 50 кВт [110].

Кейтерингові підйомники або автоліфти призначені для перевезення і навантаження в літак контейнерів з бортовим харчуванням для пасажирів. Для зручності приєднання до літака підйомник має кілька висувних секцій, а ззаду відкидний борт. Для забезпечення стійкості при проведенні висотних робіт підйомник забезпечений опорними стійками-аутригерами. У підйомниках широко використовується ОГП. На рис. 1.7 представлений кейтеринговий автоліфт компанії Doll-x-cat-1 [100].



Рис. 1.7. Кейтеринговий автоліфт компанії Doll-x-cat-1

Кейтеринговий автоліфт Doll-x-cat-1 має такі характеристики:

1. Базове автошасі – МВАtego 2222 (6x2) або Volvo FE240 (6x2);
2. Привід обладнання – від автомобільного шасі;
3. Тип підйомного механізму – ножичний;
4. Обслуговуєма висота порога літака – 3000...8300 мм;
5. Висота підлоги кузова – 1600 мм;
6. Вантажопідйомність:
  - 6.1. Кузова – 5000 кг;
  - 6.2. Передньої платформи – 600 кг;
  - 6.3. Висувної секції передньої платформи – 300 кг;
  - 6.4. Бортової частини (гідроборта) – 500 кг;
7. Внутрішні розміри кузова (ДхШхВ), мм – 7765х2440х2150;
8. Розміри передньої платформи (ДхШ), мм – 3200х1900;

9. Довжина висувної секції передньої платформи – 1000 мм;
10. Бічний зсув передньої платформи (вліво) – 600 мм;
11. Навантаження-розвантаження ззаду – відкидний борот DOLL;
15. Розміри гідроборта (ДхШ) – 1300х1700 мм;
16. Холодильна установка - Termoking V600/Camer Xariod 600.

Кейтеринговий підйомник-автоліфт PG-KP3.2.6 приводиться запорізьким підприємством Prodis-Group-Україна (рис. 1.8) [104].



Рис. 1.8. Кейтеринговий підйомник-автоліфт моделі PG-KP3.2 виробництва Prodis-Group-Україна

Різні види обладнання для обслуговування літаків і ремонту виробів, включаючи радіотехнічне обладнання, клеї і резино-технічні матеріали, пропонує українська компанія «Вертол» [107].

### 1.3. Номенклатура сучасних гідропрстроїв в машинах для обслуговування аеродромів і літаків

Розглянемо номенклатуру сучасних гідропрстроїв, виходячи з аналізу їх застосування в приводах гідрофікованих машин з приводами ходу (трансмисії) і технологічного (робочого) обладнання самохідних і причіпних машин стосовно до аеродромного обладнання. В першу чергу мова йде про вантажопідйомні машини, до яких відносяться трапи і підйомники, в тому числі мобільні підйомники з робочими платформами (МПРП) [52]. Всі ці машини забезпечені ОГП ходу і технологічного обладнання.

Аналіз застосування ОГП в МПРП імпортного виробництва показав, що в цих машинах застосовуються в основному гідроприсрої передових зарубіжних виробників – Atos, Bondioli & Pavesi і Casappa (Італія), Poclain (Франція), Mico і Parker (США), Rexroth Bosch Group і Hydac (ФРН), Sauer-Danfoss (ФРН, Данія, США) і ін.

З урахуванням високого рівня інформаційної підтримки, зокрема принципів гідросхем і номенклатури гідроприсроїв в самохідних МПРП, розглянемо моделі JLG Lift виробництва An Oshkosh Corporation Company (США). Ці машини відрізняються високим рівнем гідрофікації і використанням гідроприсроїв провідних світових виробників [93...95]. Висота підйому робочої платформи досягає 60 м, корисна вантажопідйомність до 230 кг (при втягнутій рукояті платформи до 450 кг), потужність приводних дизельних двигунів 55...75 кВт, швидкість пересування до 7,2 км/год, маса МПРП від 7 т до 27 т. МПРП може комплектуватися автономним генератором потужністю 7 кВт. Ємність баків гідросистем складає 136...390 дм<sup>3</sup>. Максимальний тиск в ОГП досягає 35 МПа.

На рис. 1.9 представлений загальний вид МПРП фірми JLG Lift з піднятою нижньої стрілою. До складу МПРП входять передні 1 і задні 2 керовані колеса, гідроциліндр 3 підйому нижньої стріли, пульт управління 4 і 15 (на робочій платформі), основна, середня і верхня секції нижньої стріли (вузол 8), гідроциліндр 9 підйому верхньої стріли 12, основна 10 і внутрішні 11 секції верхньої стріли 12, рукоять 13 підйому робочої платформи 14, система Sky Guard 16 (опція).

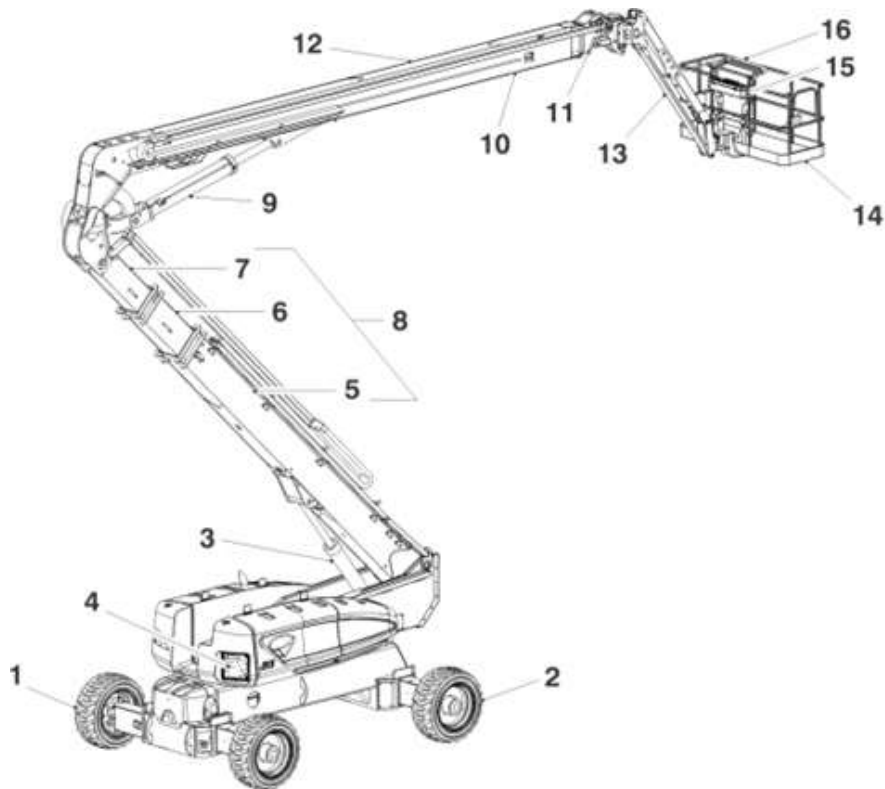


Рис. 1.9. Основні вузли МПРП JLG Lift в робочому положенні

На рис. 1.10 представлені: 1 і 6 – пульти управління МПРП; 2 – рукояті робочої платформи 10 з поворотним пристроєм 9 і гідроциліндром 8 вирівнювання платформи; 3 – стріла з шинопроводом 4; 5 – поворотна платформа (забезпечує обертовий рух підйомного обладнання щодо осі обертання опорно-поворотного пристрою); 7 – шасі; 11 – система Sky Guard; 12 – поперечина на робочій платформі; 13...17 – секції телескопічної стріли; 18 – пристрій, що обертає рукояті робочої платформи; 19 – гідроциліндр підйому рукояті; 20 – колеса; 21 – рухома частина рами 22 для кріплення колеса; 23 – маточина колеса; 24 – підшипник обертання опорно-поворотного пристрою; 25 – гідроциліндри висунення опор МПРП; 26 – чотири аксіальнопоршневі регульовані гідромотор-колеса з планетарними редукторами приводу пересування.

На рис. 1.11 показані можливі варіанти повороту коліс шасі. МПРП може бути обладнаний системами безпечної роботи:

- м'якого дотику робочої платформи (Soft Touch);
- опускання нижньої стріли, реверсування руху МПРП, обертання нижньої стріли, втягування її ланок і зупинки (SkyGuard);
- обома системами Soft Touch і SkyGuard.

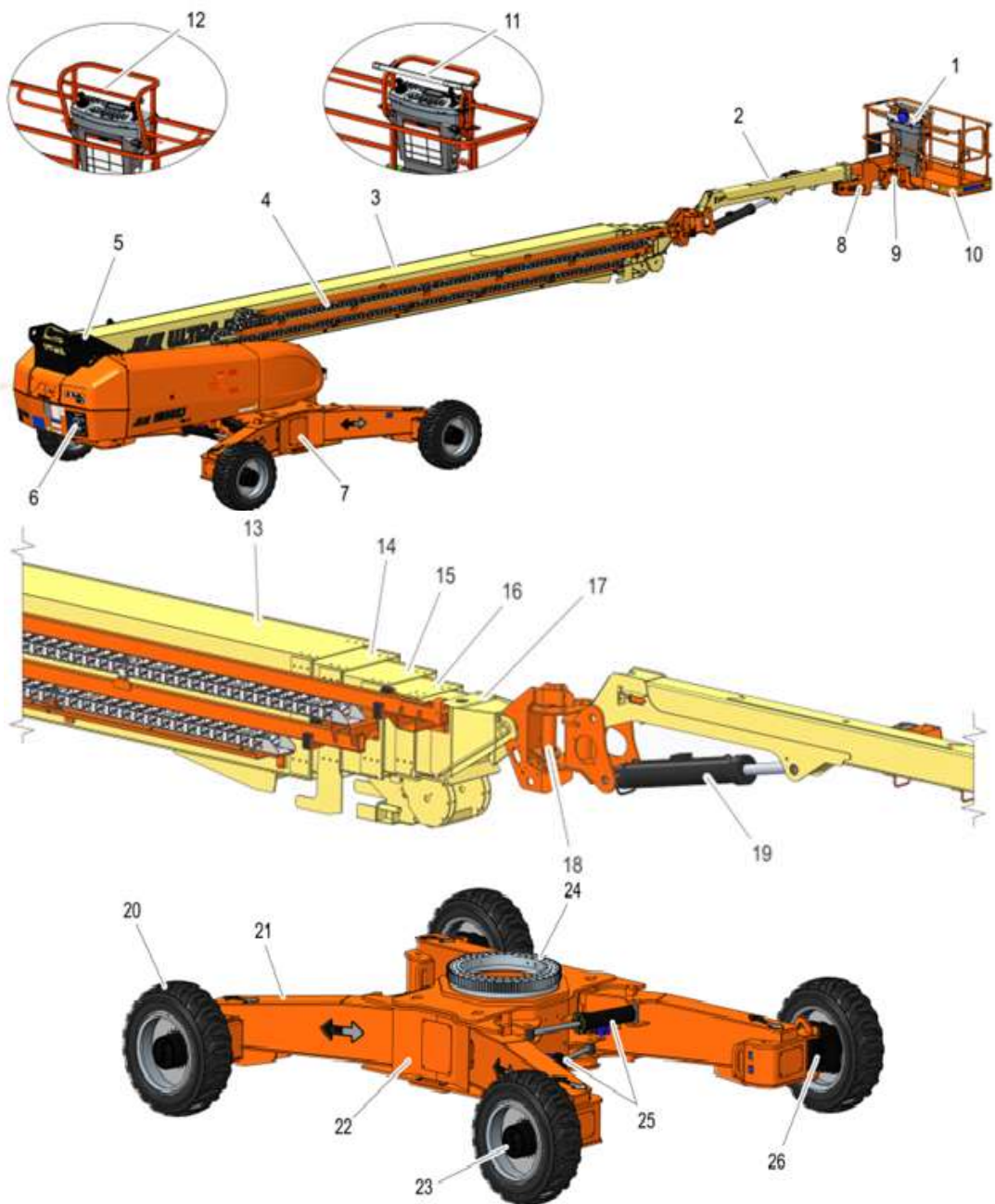


Рис. 1.10. Загальні види МПРП JLG Lift і окремих вузлів

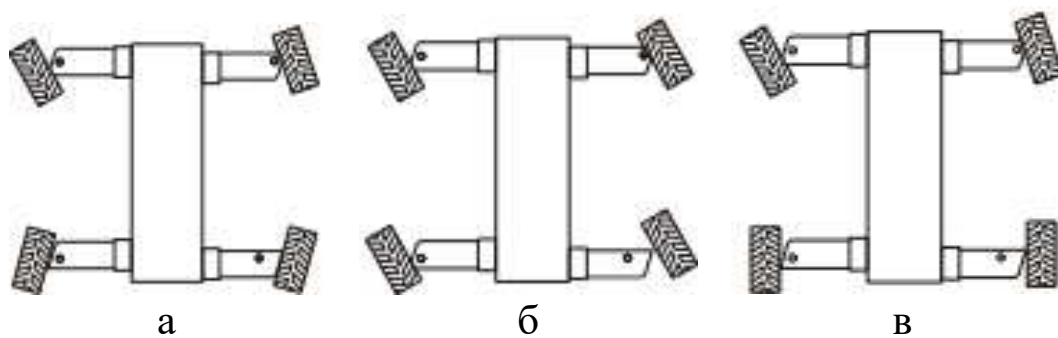


Рис. 1.11. Варіанти повороту коліс шасі МПРП JLG Lift: а – в різні боки; б – в одну сторону («краб»); в – розворот тільки однієї пари коліс

Буксирування МПРП можливе тільки після розмикання приводних маточин коліс шляхом перестановки кришок на кут 180 градусів. При такому розмиканні приводних маточин МПРП не має гальм, тому не можна допускати розриву механічного зв'язку між тягачем і МПРП. При цьому максимальна швидкість буксирування обмежується значенням в 8 км/год. Після завершення буксирування шляхом перестановки розмикаючих кришок МПРП готовий до самостійного пересування.

ОГП JLG Lift забезпечують роботу приводів:

1. Колісного ходу з регульованими гідромотор-колесами;
2. Рульового управління передніми і задніми колесами;
3. Виносних опор;
4. Підйому і висунення нижньої телескопічної стріли;
5. Підйому і висунення секцій верхньої телескопічної стріли;
6. Нахилу рукояті робочої платформи;
7. Повороту робочої платформи щодо рукояті;
8. Повороту стріли і поворотної платформи;
9. Обертання генератора.

На рис. 1.12 представлені гідромашини, що застосовуються в ОГП МПРП JLG Lift.

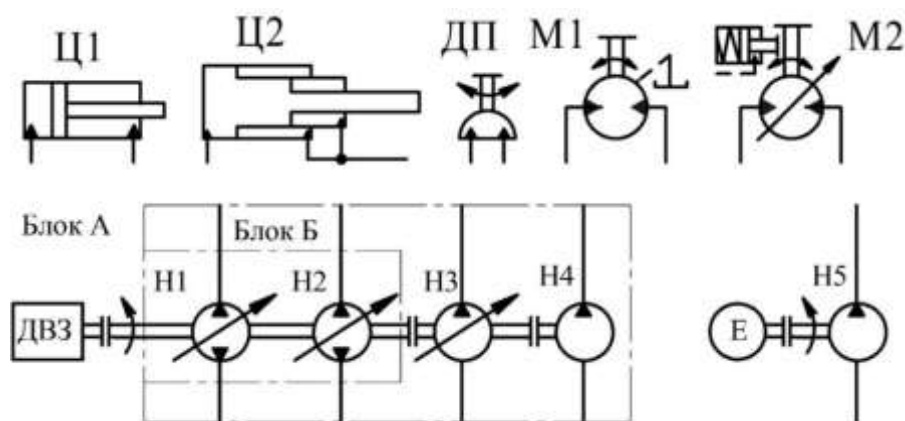


Рис. 1.12. Гідромашини ОГП МПРП JLG Lift: гідроциліндри Ц, поворотні двигуни ДП і гідромотори М; насоси, об'єднані в дві групи: моноблок насосів з приводним ДВЗ (блок А), що включає блок Б – насоси Н1 і Н2 аксіальнопоршневого типу зі стежним регулятором зміни робочого об'єму для колісного приводу пересування МПРП, аксіальнопоршневої насос Н3 з автоматичним регулятором робочого об'єму «подача-тиск» і Н4 – шестеренний насос систем підживлення, регулювання робочого об'єму насосів Н1 і Н2, і охолодження РР; Н5 – допоміжний (резервний) насос з приводом від електродвигуна Е

При використанні вбудованих насосів підживлення насос Н4 в блок А не встановлюється.

На рис. 1.13 представлена гідравлічна принципова схема насосної установки для ОГП технологічного обладнання МПРП.

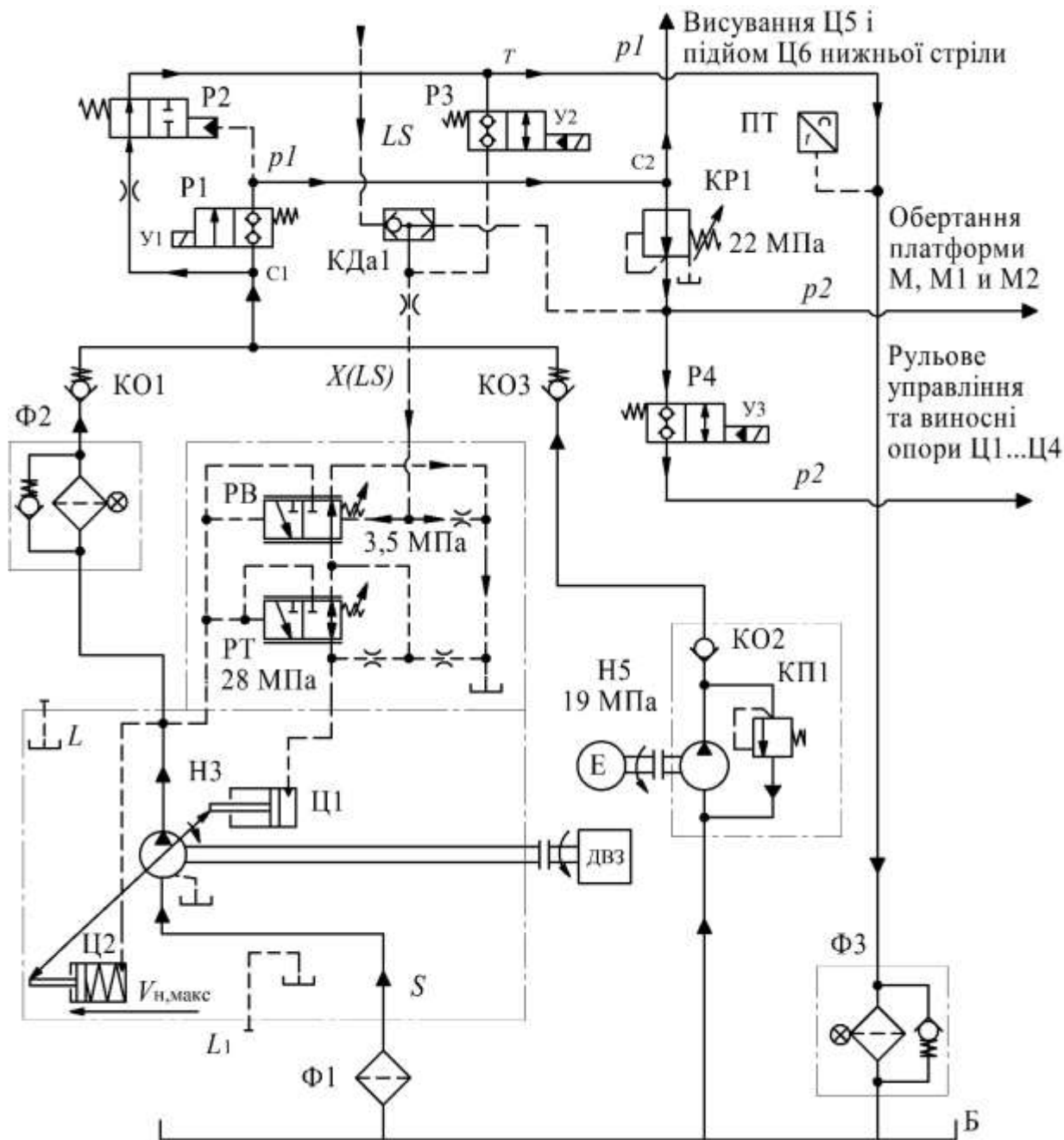


Рис. 1.13. Насосна установка технологічного обладнання ОГП МПРП JLG Lift

Насос Н3 аксіальнопоршневого типу з автоматичним регулятором робочого об'єму «подача РВ-тиск РТ» всмоктує РР з бака Б через фільтр Φ1 і нагнітає через фільтр високого тиску Φ2 і

зворотний клапан КО1. Приводним двигуном насоса Н3 є основний двигун ДВ3 (дизель) МПРП. Максимальний тиск, що розвивається насосом, становить 28 МПа і визначається настроюванням регулятора тиску РТ. Перепад тисків на регуляторі витрати РВ становить 3,5 МПа.

Резервний насос Н5 шестеренного типу нагнітає РР через зворотні клапани КО2 (вбудований в насос) і КО3 в загальну магістраль (точка С1) з максимальним тиском не більше 19 МПа (настройка вбудованим запобіжним клапаном КП1). Приводним двигуном насоса Н2 є електродвигун Е допоміжної енергетичної установки МПРП (система auxiliary power unit). У точці С1 потік РР надходить до гідророзподільника Р1 з електромагнітним керуванням і Р2 з гідравлічним керуванням (через дросель). При відсутності електроживлення на магніті У1 гідророзподільника Р1 подача РР насоса Н3 або Н5 надходить до гідророзподільника Р2 і далі на злив *T* в гідробак Б через фільтр Ф3. Таким чином, під час пуску приводного двигуна все насоси МПРП розвантажені від тиску.

При подачі живлення на електромагніт У1 гідророзподільника Р1 канали гідророзподільника Р2 перекриваються і подача РР з тиском  $p^1$  надходить до точки С2, з якої РР може направлятися до регуляторів витрати РП1 і РП2 приводів гідроциліндра Ц5 телескопіювання складових частин стріли і Ц6 її підйому (рис. 1.14), і до редуційного клапану КР1. Редуційний клапан налаштований на тиск  $p^2 = 22$  МПа і забезпечує функціонування ОГП обертання платформи МПРП за допомогою гідромоторів М, М1 і М2, і при подачі живлення на електромагніт У3 гідророзподільника Р4 функціонування рульового управління і висунення виносних опор за допомогою гідроциліндрів Ц1...Ц4 (необхідність в редуційному клапані КР1 обумовлена тим, що тиск на насосі Н3 може досягати 28 МПа відповідно до попереднього налаштування регулятора тиску РТ).

Регулятори витрати РП1 і РП2 з пропорційним електромагнітним управлінням забезпечують сталість встановленої витрати і, відповідно, швидкості гідроциліндрів Ц5 і Ц6 незалежно від значення діючих на них зовнішніх навантажень. Гідророзподільник Р3 при подачі електроживлення на магніт У2 повідомляє порожнину низького тиску (зливу РР в гідробак Б) з порожниною управління регулятора витрати РР насоса Н3). При такому режимі робочий об'єм

насоса НЗ приймає максимальне значення і насос може функціонувати в режимі тільки регулятора сталості тиску РТ. При спрацюванні регулятора РТ при тиску 28 МПа робочий об'єм насоса стає мінімальним і його подача стає також мінімальною, компенсуючи тільки витрати РР (режим енергозбереження). Гідророзподільник Р5 приводу гідроциліндра Ц5 телескопіювання нижньої стріли в нейтральній позиції забезпечує повідомлення каналів А1 і В1 гідроциліндра із зливною лінією Т і баком Б. У гідророзподільнику Р6 в нейтральному положенні безштокова порожнина перекрита, а штокова А2 порожнина повідомлена із зливною лінією Т і баком Б.

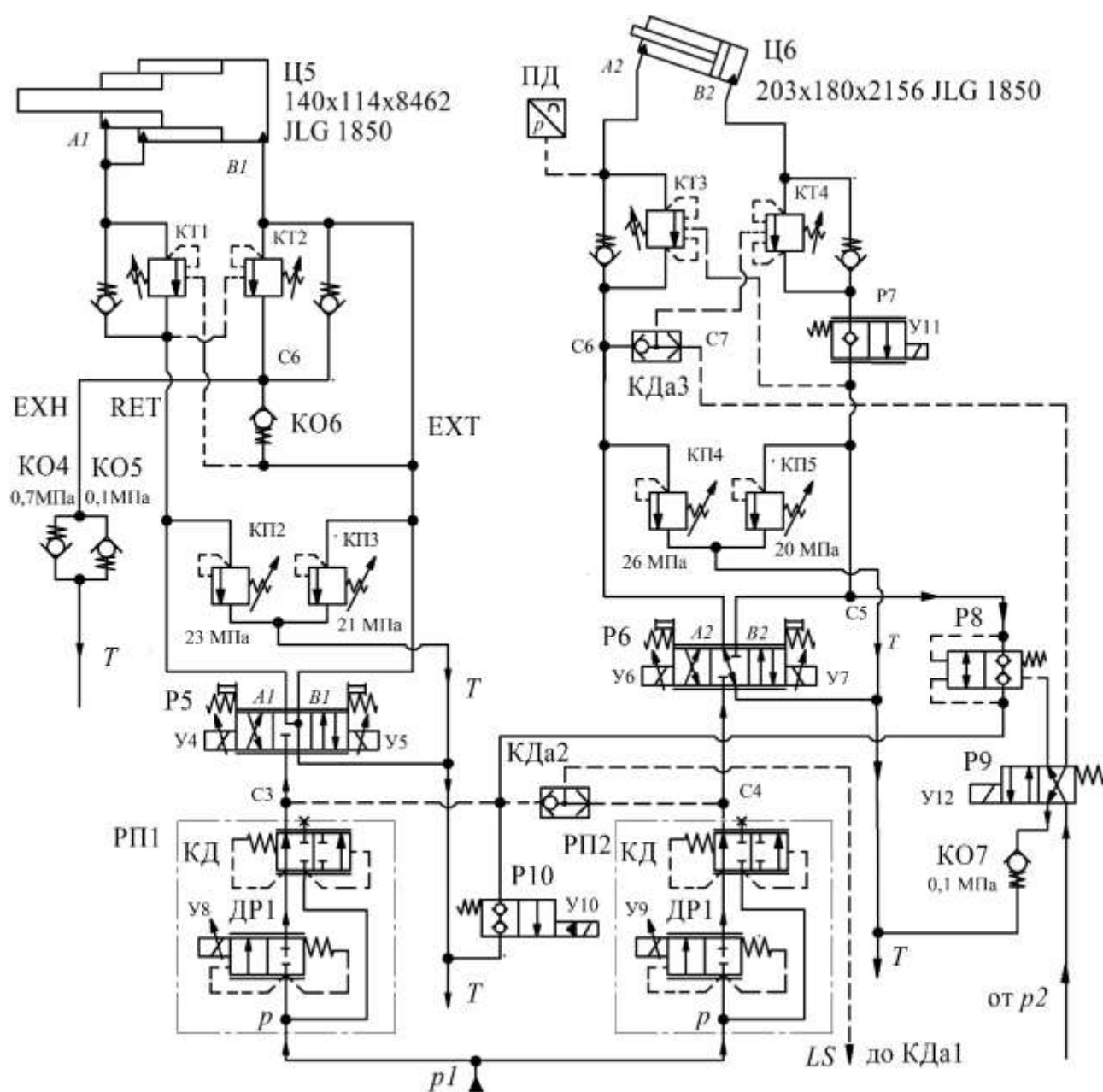


Рис. 1.14. ОГП приводів телескопіювання (гідроциліндр Ц5)

і підйому-опускання стріли (гідроциліндр Ц6) МППП JLG Lift

Для захисту від перевантажень вторинні запобіжні клапани КП2 і КП3, КП4 і КП5 налаштовані на певні значення тиску, виходячи з обмеження силових навантажень на елементи конструкції нижньої стріли. Для забезпечення функціонування системи енергозбереження з регульованим насосом Н3 встановлені клапани тиску КДа1 і КДа2 типу «або», які забезпечують при одночасному функціонуванні циліндрів Ц5 і Ц6 повідомлення максимального значення тиску від точок С3 і С4 до регулятора подачі РВ насоса Н3.

Для утримання стріли в заданому за вильотом секцій і висоті положеннях безпосередньо на гідроциліндрах встановлена відповідна гідроапаратура. Гальмівні клапани КТ1 і КТ2 спільно зі зворотними клапанами встановлені на телескопічному гідроциліндрі Ц5. Крім того, встановлений додатковий зворотний клапан КО6 і система зворотних клапанів КО4 і КО5, що виконують функції антикавітаційних (забезпечують смоктування РР з бака Б при утворенні розрядження в гідроциліндрі Ц5) і підпірного для плавності роботи ОГП, відповідно.

Складніша система гідропристроїв встановлена на гідроциліндрі Ц6, що включає гальмівні клапани КТ3 і КТ4 спільно зі зворотними клапанами, гідророзподільник Р7 з пропорційним електромагнітним керуванням У11 в безштоковій порожнині гідроциліндра Ц6, клапан тиску КДа3 типу «або», повідомлений з одного боку зі штоковою порожниною гідроциліндра, а з іншого з двохпозиційним чотиріпровідним гідророзподільником Р9 з дискретним електромагнітним керуванням У12. Максимальний керуючий сигнал тиску від клапана КДа3 надходить до гальмівного клапану КТ4 (при збільшенні тиску цей клапан починає відкриватися і РР надходить до гідророзподільника Р7). Крім того, потік РР з точки С5 може нагнітатися через гідророзподільник Р8 з гідравлічним управлінням (спрацьовує автоматично від гідророзподільника Р9 з електромагнітом У12), а за допомогою гідророзподільника Р10 при живленні на електромагніті У10 зливатися по лінії Т в бак Б.

Для опускання гідроциліндра Ц6 (руху поршня вправо) необхідно подати електроживлення на магніт У7 гідророзподільника Р5, що забезпечить течію РР до порожнини А2 гідроциліндра Ц6 і

появи тиску в точці С6 клапана тиску КДа3. Запірний елемент клапана (умовно показаний у вигляді шарика) займе крайнє праве положення і тиск РР сприятиме відкриттю гальмівного клапана КТ4.

Однак рух поршня вправо почнеться тільки після того, як буде подано електроживлення на магніт У11 гідророзподільника Р7, при цьому дроселювання потоку РР гідророзподільником Р7 забезпечує регламентоване гальмування поршня циліндра Ц6 (тобто реалізується спосіб регулювання швидкості дроселем на виході з гідроциліндра).

При включенні електромагніта У12 гідророзподільник Р9 займає крайнє праве положення і тиск надходить до точки С7, відкриваючи запірний елемент клапана КДа3. При такому режимі відкривається гальмівний клапан КТ4 і при відкритих гідророзподільниках Р7 і Р8 (останній відкривається автоматично, зміщуючись вправо під дією тиску РР), і гідророзподільників Р9 (при подачі електроживлення на магніт У9) відбувається злив РР в бак Б. Зазвичай такий режим використовують для прискореного опускання стріли.

Для контролю параметрів ОГП встановлені датчик тиску ПД в штоковій лінії гідроциліндра Ц6 підйому-опускання стріли і датчик температури ПТ в лінії зливу РР в бак Б. Гідросистема забезпечена достатньою кількістю контрольних точок тиску для приєднання манометрів або датчиків, що необхідно при діагностуванні ОГП.

Для захисту від перевантажень (підвищених тисків) передбачені наступні засоби: в насосі Н3 регулятор тиску РТ, налаштований на тиск 28 МПа; в шестеренному насосі Н5 встановлений запобіжний клапан КП1 з налаштуванням тиску на 19 МПа. При роботі ОГП зворотний клапан КО3 резервного насоса Н5 закривається. При використанні резервного насоса Н5 автоматично закривається зворотний клапан КО1.

Слід зазначити, що перелив РР в лінію всмоктування насоса Н5 при відкритті клапана КП1 викликає ризик перегріву РР в насосі і призводить до інтенсивного розігріву його деталей. Більш раціональним рішенням є скидання потоку переливальної РР через клапан КП1 безпосередньо в бак, що сповільнить процес перегріву насоса і дозволить своєчасно зафіксувати підвищення температури РР в баку і вжити заходів щодо її зниження.

Гідравлічна принципова схема ОГП висунення виносних опор (показано умовно для однієї осі) і рульового управління представлена на рис. 1.15. Для висунення опор (гідроциліндри Ц1 і Ц2 з паралельним підключенням) застосовується гідророзподільник Р1 з електромагнітним дискретним управлінням, для кермового управління (гідроциліндри Ц3 і Ц4) гідророзподільники Р2 і Р3 з електромагнітним пропорційним керуванням.

Для гідроциліндрів Ц1 і Ц2 плавне переміщення в разі появи попутного навантаження забезпечується гальмівними клапанами КТ1...КТ4. Для обмеження підвищених значень тисків з боку робочих органів (колес) передбачена установка «вторинних» запобіжних клапанів КП3...КП6 в лініях А і В гідроциліндрів, причому з різними значеннями настройки – не більше 18 МПа для безштокових порожнин і 14 МПа для штокових. Для обмеження витрати РР, що надходить до гідроциліндрів Ц1 і Ц2 виносних опор, встановлений дросель ДР.

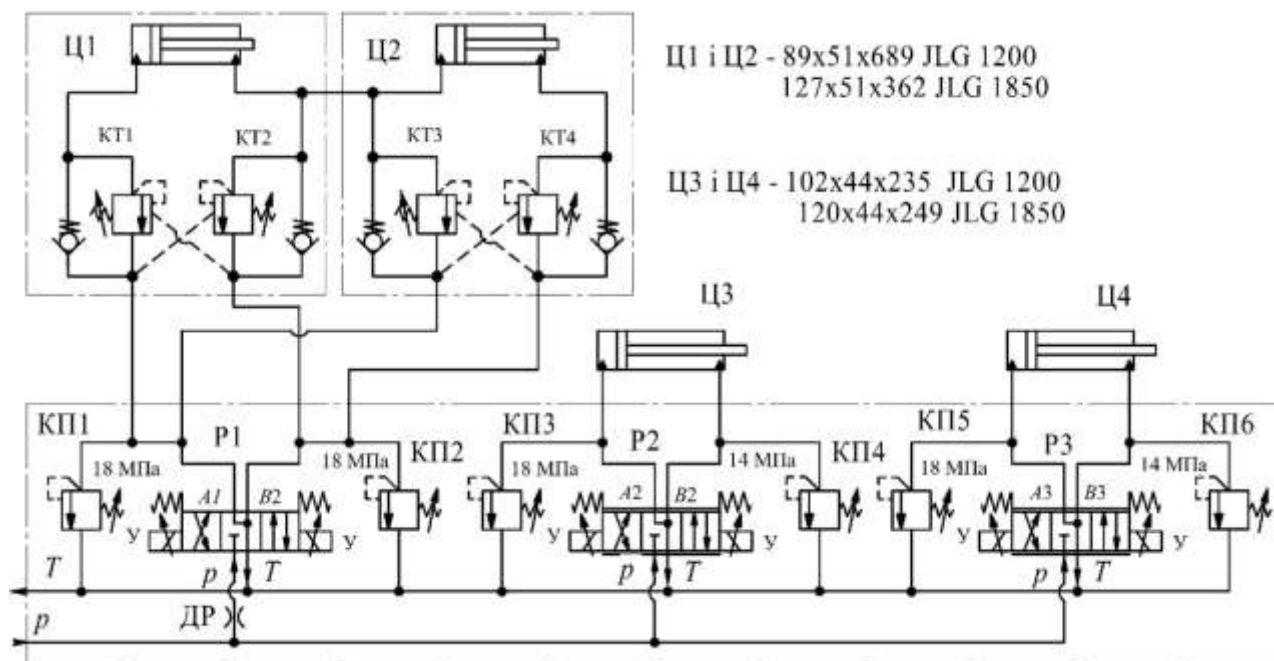


Рис. 1.15. ОГП виносних опор і рульового управління МПРП моделі JLG

На рис. 1.16 представлені гідравлічні принципові схеми ОГП обертання нижньої стріли МПРП JLG Lift. Спільними гідропристроями в цих схемах є гідророзподільники Р – трипозиційні, чотирипроводні, з електромагнітним пропорційним керуванням, з об'єднанням порожнин А і В в нейтральному

положенні золотника, з ручним дублюванням переміщення золотника, гальмівні клапани КТ1 і КТ2, клапани тиску КДа1 типу «або» системи розгальмування нормально-замкнених за допомогою пружин гальм гідроциліндрів Цт, Цт1 і Цт2. При використанні одного гідромотора М (рис. 1.16,а) клапан тиску КДа2 типу «або» повідомляє лінії А і В з запобіжним клапаном КП, який має налаштування на тиск 10 МПа. Блок зворотних клапанів КО1 і КО2 виконує функції антикавітаційних для повідомлення з баком при падінні тиску нижче 0,1 МПа і створює протитиск для підвищення рівномірності роботи стріли.

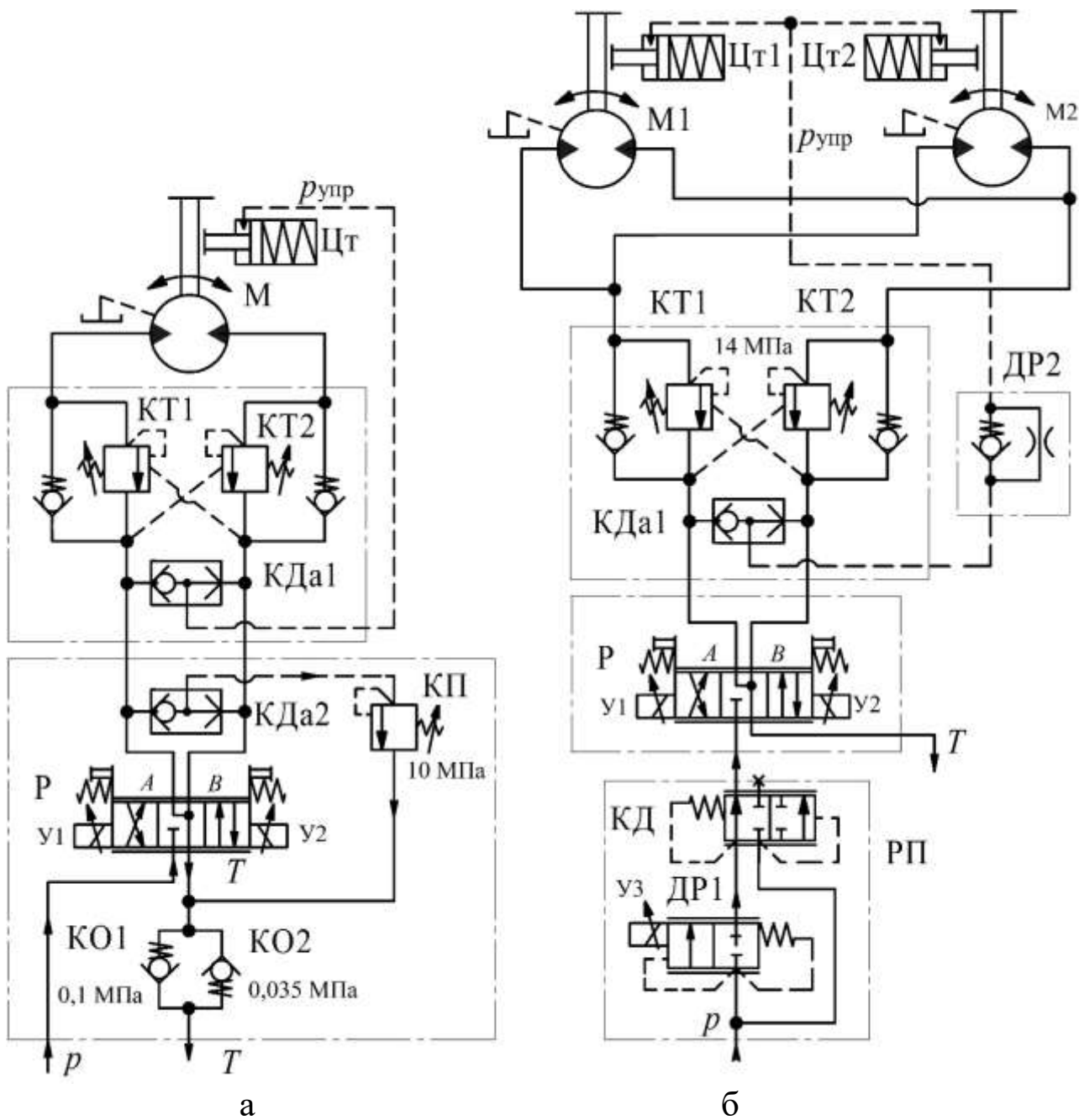


Рис. 1.16. ОГП обертання нижньої стріли МППП JLG Lift:

а – моделі 1200; б – моделі 1850

При застосуванні двох гідромоторів М1 і М2 в МПРП JLG Lift 1850 (рис. 1.16,б) для регулювання подачі РР на вході в гідророзподільник Р і, відповідно, частоти обертання гідромоторів, встановлений регулятор потоку РП з пропорційним електромагнітним керуванням, що забезпечує стабільне значення встановленої витрати незалежно від значення зовнішнього навантаження (крутного моменту і тиску в лініях нагнітання гідромоторів М1 і М2). Регулятор РП включає два гідроапарата – регульований пропорційний дросель ДР1 і гідроклапан тиску КД, що забезпечує на дроселі ДР1 постійний перепад тисків. Особливістю ОГП є також введення в лінію управління гальмами Цт1 і Цт2 дроселя ДР2 в комбінації зі зворотним клапаном. При розгальмуванні приводу витрата РР під тиском управління  $P_{упр}$  надходить до гідроциліндрів Цт1 і Цт2 через зворотний клапан, тобто практично без опору, сприяючи скороченню часу розгальмування. При зупинці приводу витрата РР з гідроциліндрів Цт1 і Цт2 витісняється через дросель ДР2 з регламентованим опором, сповільнюючи процес гальмування, що сприяє плавності роботи механізму обертання нижньої стріли.

Застосовують героторні гідромотори з проміжними роликами – геролерного типу. Наприклад, в JLG Lift 1200 встановлений гідромотор з робочим об'ємом  $100 \text{ см}^3$ .

На рис. 1.17 представлені схеми ОГП повороту робочої платформи за допомогою поворотних двигунів ДП1 і ДП2.

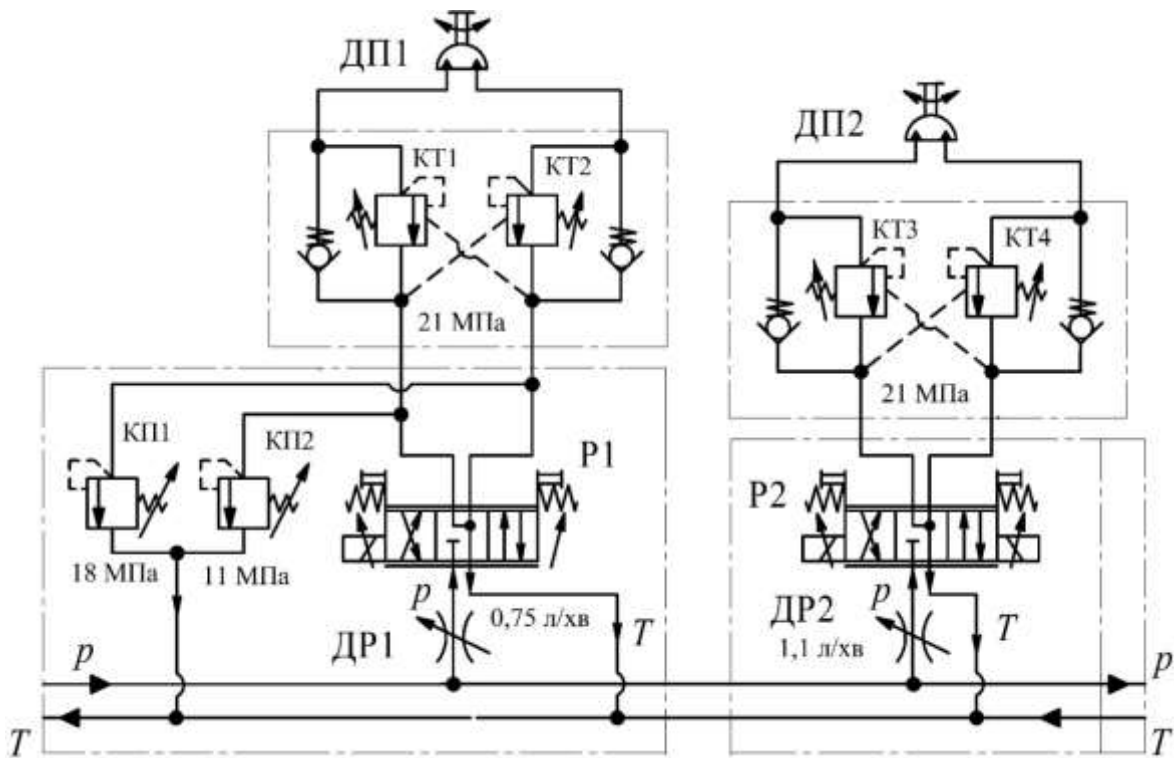


Рис. 1.17. ОГП повороту робочої платформи МПРП JLG Lift з різними значеннями настройки витрати РР

Відмінність схем в різному налаштуванні дроселів ДР1 і ДР2, що обмежують витрати РР до поворотних гідродвигунів і системах безпеки. Наприклад, на схемі зліва додатково встановлені вторинні запобіжні клапани КП1 і КП2 з різним настроюванням тисків. Робочий об'єм поворотних двигунів досягає  $230 \text{ см}^3$ , тиск до 21...23 МПа.

На рис. 1.18 приведена гідравлічна принципова схема аксіальнопоршневого насоса серії Н1 фірми Sauer-Danfoss з пропорційним безступінчастим електрогідравлічним регулятором робочого об'єму. Насоси даного типу призначені для роботи в замкнутому ланцюзі циркуляції РР і є останньою розробкою фірми, попередниками якої були серія 20 (в колишньому СРСР на цю серію була закуплена ліцензія) і серія 90.

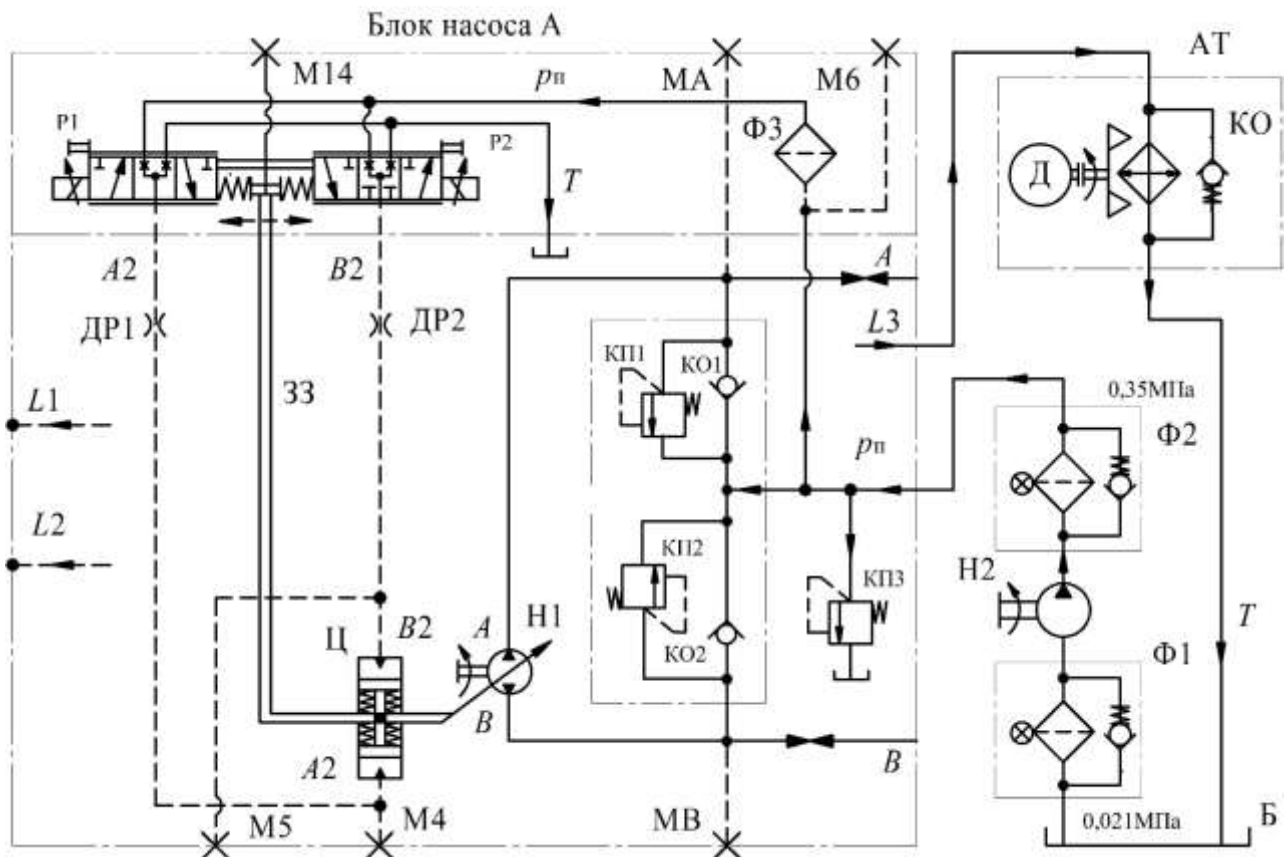


Рис. 1.18. Гідравлічна принципова схема аксіальнопоршневого насоса моделі Н1 фірми Sauer-Danfoss [52]

У блок насоса А входять: основний аксіальнопоршневий насос Н1 з похилим диском і системою регулювання робочого об'єму з двома електропропорційними гідророзподільниками Р1 і Р2; гідроциліндр Ц зміни кута нахилу диска ведення поршнів; механічний зворотний зв'язок 33; насос підживлення Н2, що забезпечує подачу РР в систему регулювання робочого об'єму основного насоса Н1 і захист ОГП від кавітації; запобіжний клапан КП3 системи підживлення та управління; основні запобіжні клапани КП1 і КП2; антикавітаційні (підживлювальні) зворотні клапани КО1 і КО2. Насос підживлення може поставлятися в одному корпусі з основним насосом або окремо в залежності від типу гідравлічної принципової схеми ОГП.

Для надійної експлуатації ОГП передбачені всмоктуючий Ф1, фільтр Ф2 в системі підживлення насоса Н2 і фільтр Ф3 в лінії подачі РР до гідророзподільників Р1 і Р2. Тонкість очищення фільтрів повинна бути не грубіше 10 мкм. Охолодження РР забезпечується оливаповітряним охолоджувачем АТ, до складу якого входить приводний електродвигун Д вентилятора і зворотний клапан КО3 для

захисту трубної системи охолоджувача від розриву при роботі на високій в'язкості РР при «холодному» пуску.

За допомогою дроселів ДР1 і ДР2 регулюється час переміщення похилого диска насоса, тобто швидкодія ОГП. При відсутності переміщення гідророзподільників Р1 і Р2 похилий диск основного насоса Н1 за допомогою пружин гідроциліндра Ц встановлюється в нейтральне положення, при якому подача насоса відсутня, втрати потужності на обертання блоку циліндрів приймають мінімальне значення і такий режим використовується при пуску приводного двигуна насоса, знижуючи навантаження на акумуляторну батарею.

Контрольні точки, тобто спеціально виконані в корпусі насоса отвори, призначені для проведення діагностики систем насоса. Точки МА і МВ дозволяють вимірювати тиск в основних (силових) магістралях А1 і В1 насоса, за допомогою точки М6 вимірюють тиск підживлення  $p_{\Pi}$ , точки М4 і М5 служать для вимірювання тиску в порожнинах гідроциліндра Ц регулювання робочого об'єму, точка М14 служить для контролю тиску в лінії зливу Т з гідророзподільників Р1 і Р2. Отвори L1 і L2 служать для відводу РР витоків з корпусу насоса в гідробак, а також використовуються для заправки РР перед пуском.

ОГП колісного ходу (рис. 1.19) побудований за схемою з двома насосами і чотирма гідромоторами, причому всі гідромашини мають регульований робочий об'єм – насоси Н1 і Н3 з електрогідравлічним пропорційним безступінчастим управлінням, гідромотори М1...М4 з гідравлічним управлінням і двома ступенями робочого об'єму.

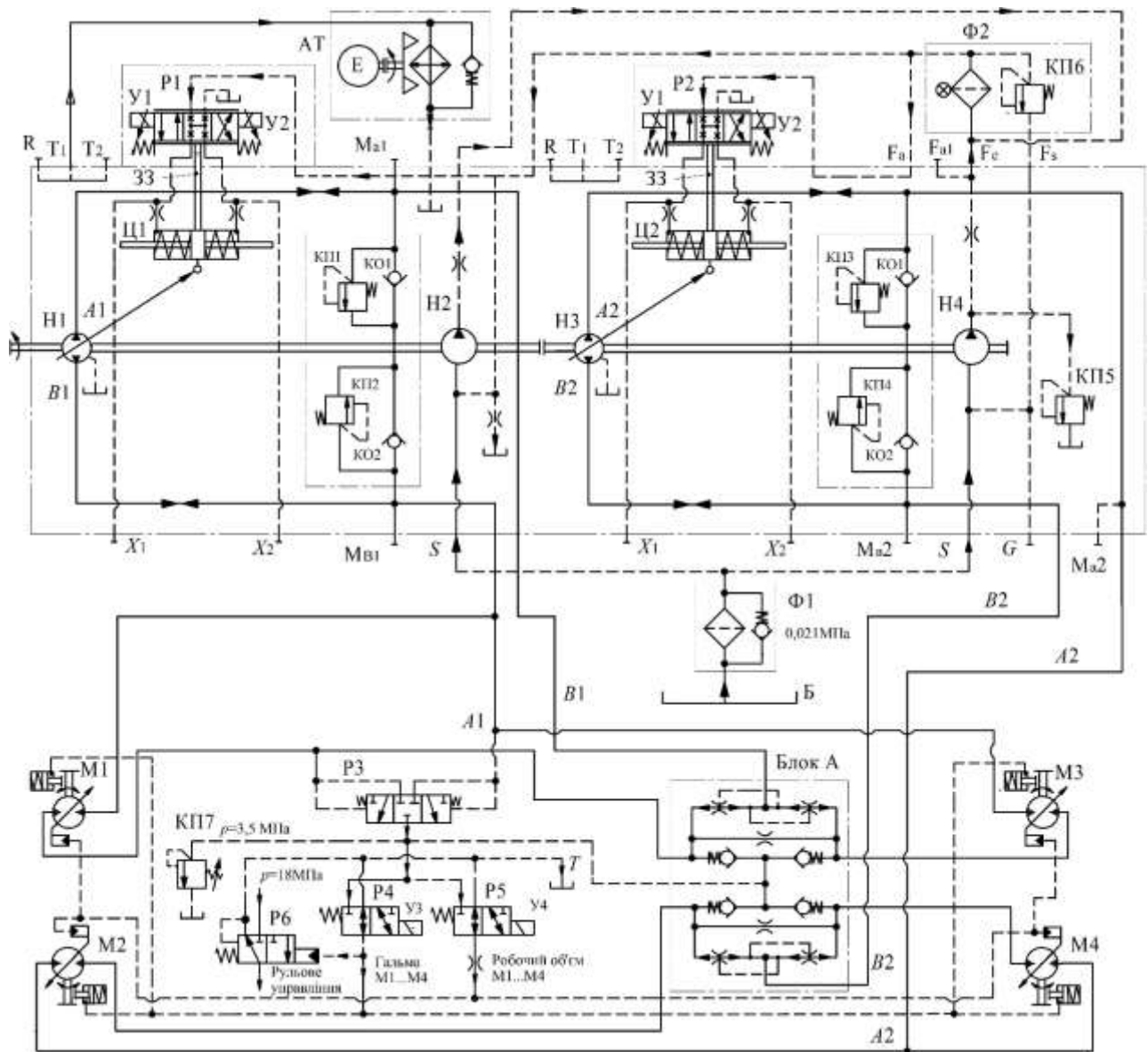


Рис. 1.19. Гідравлічна принципова схема ОГП колісного ходу МПРП JLG Lift з аксіальнопоршневими насосами A4VG Rexroth Bosch Group

Насос Н1 забезпечує подачу РР в гідромотори М1 і М3 правого борту, насос Н3 в гідромотори М2 і М4 лівого борту. Гідромотори М1 ...М4 оснащені гальмами нормально-замкненого типу з гідравлічним розгальмовуванням і планетарними редукторами (на схемі умовно не показані).

Блок А автоматики забезпечує антикавітаційний захист за допомогою зворотних клапанів і перерозподіл РР за допомогою дроселів-розподільників потоків. Особливістю ОГП є введення трьох гідророзподільників Р4...Р6 для забезпечення функціонування і безпечної роботи приводу ходу:

– при підведенні електроживлення на магніт У4 зміщення золотника гідророзподільника Р5 вліво призводить до подачі РР в регулятори гідромоторів для зменшення робочого об'єму і підвищення швидкості руху МПРП;

– при підведенні електроживлення до магніту У3 гідророзподільника Р4 забезпечується розгальмовування колісних гальм МПРП;

– одночасно з переміщенням золотника гідророзподільника Р4 вліво тиск РР діє на торець золотника гідророзподільника Р6, завдяки зміщенню якого вліво відбувається повідомлення ОГП рульового управління з лінією нагнітання насоса високого тиску  $p = 18$  МПа (насос з автоматичним регулятором тиску і витрати) і забезпечується функціонування рульового управління.

Подача РР до регуляторів робочого об'єму гідромоторів М1...М4 і розгальмовування гальм забезпечується насосами підживлення Н2 і Н4 з налаштуванням тиску клапаном КП7 на  $p = 3,5$  МПа.

Систематизована інформація щодо ОГП пересування та застосування гідромоторів приведена в роботах [5; 9; 53].

На рис. 1.20 представлена гідравлічна принципова схема приводу обертання генератора від гідромотора М. Для забезпечення плавного запуску нереверсивного гідромотора М подають електроживлення на магніт У гідророзподільника Р2, завдяки чому золотник останнього зміщується вліво і РР через дросель ДР з малою витратою надходить до гідромотора, приводячи його у обертання.

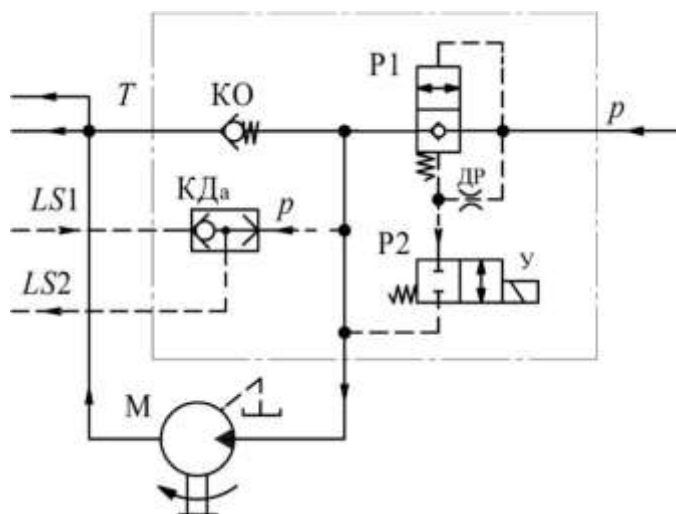


Рис. 1.20. ОГП обертання генератора МПРП JLG Lift

При перебігу РР через дросель ДР на його крайках утворюється перепад тисків, що призводить до перерозподілу сил, що діють на золотник гідророзподільника Р1, і останній зміщується вниз, забезпечуючи повний потік РР до гідромоторів від насоса. При раптовому припиненні подачі РР до гідромотора М останній обертається по інерції і для виключення ризику виникнення кавітації з бака через зворотний клапан КО всмоктується РР. Клапан тиску КДІ типу «або» забезпечує передачу тиску  $LS2$  до насоса з регулятором «тиск-подача» для реалізації режиму енергозбереження за тиском і витратою. Відзначимо, що подача тиску значенням  $LS2$  від гідромотора до насоса можлива тільки в випадку, якщо  $LS2 > LS1$ .

На рис. 1.21 представлений один з блоків гідроапаратури і контролю параметрів МПРП, що представляє собою паралелепіпед, усередині якого виконані необхідні функціональні канали для повідомлення гідроприскоїв і різьбові отвори для штуцерів, а також гнізд вкрутних і стикового приєднання гідроапаратів.

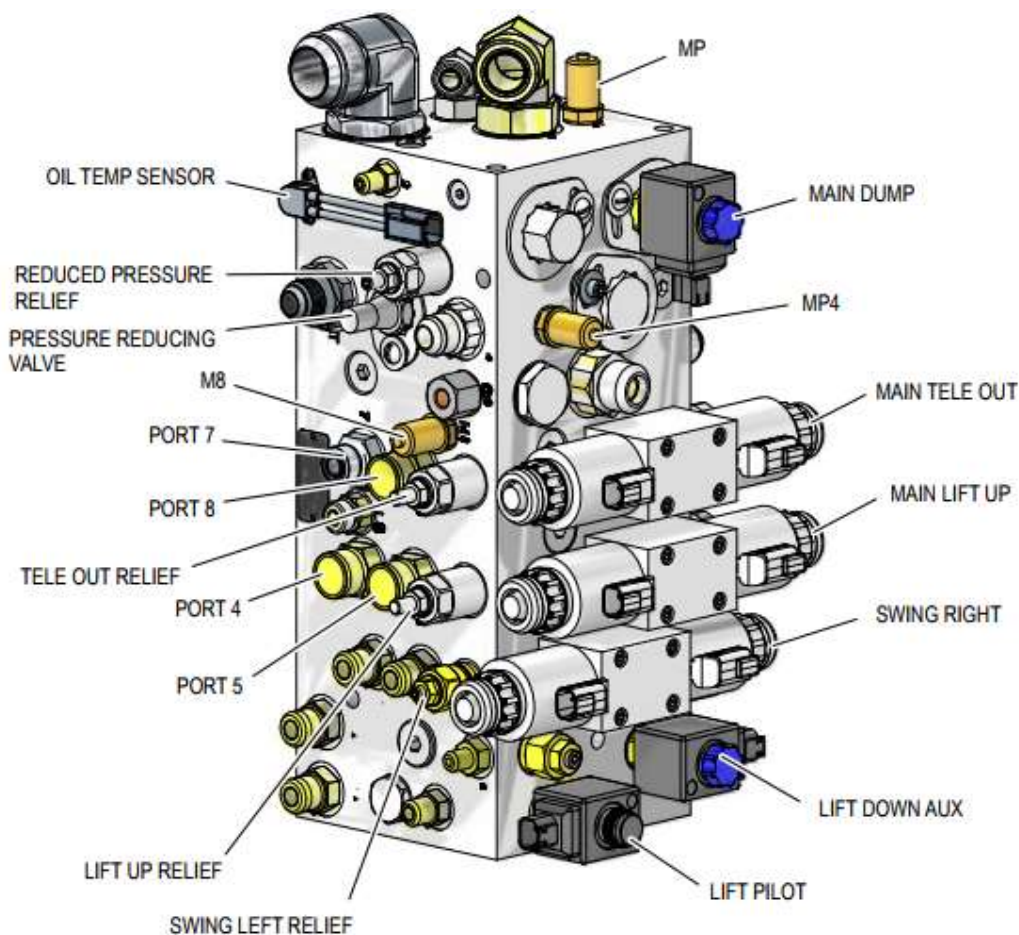


Рис. 1.21. Блок гідроапаратури ОГП МПРП JLG Lift

У МПРП JLG Lift застосовуються різні типи гідророзподільників (рис. 1.22) для реалізації необхідних функціональних характеристик і забезпечення вимог щодо безпеки роботи. Гідророзподільники мають дво- і трипозиційне виконання, гідравлічне, електромагнітне, в тому числі пропорційне, і ручне види управління.

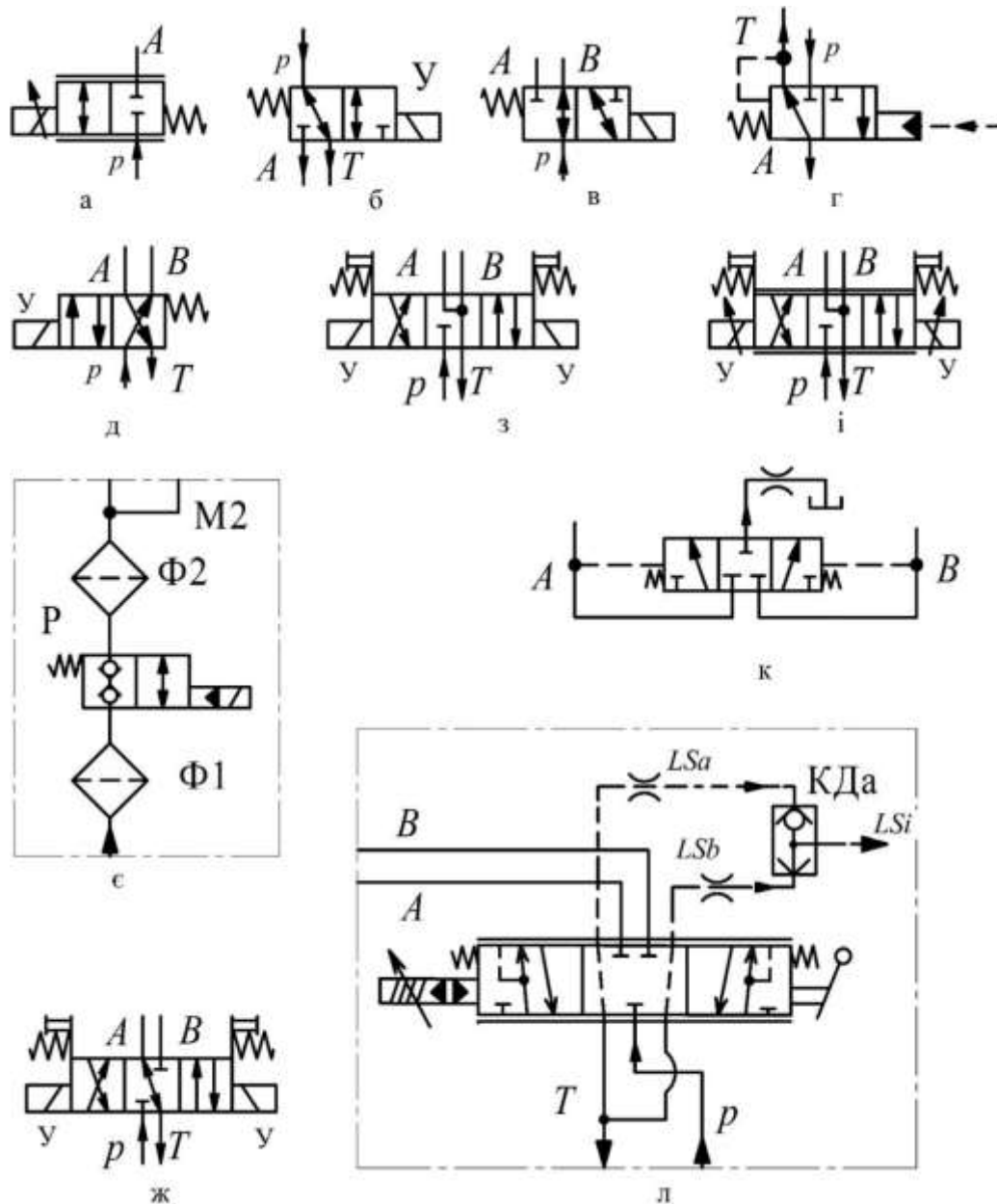


Рис. 1.22. Гідророзподільники для ОГП МПРП JLG Lift

Двопозиційні гідророзподільники:

а – двопровідні з пропорційним електромагнітним керуванням для роз'єднання або повідомлення каналів  $p$  і  $A$  (споживача);

б – трипровідні з електромагнітним дискретним управлінням для повідомлення каналу нагнітання  $p$  з лініями  $A$  або зливу  $T$ ;

в – трипровідний з електромагнітним дискретним управлінням і повідомленням лінії нагнітання  $p$  зі споживачами  $A$  або  $B$ ;

г – трипровідний з гідравлічним управлінням і повідомленням лінії споживача  $A$  з підводами нагнітання  $p$  або зливу  $T$ ;

д – чотирипровідний з повідомленням нагнітання  $p$  з відводами гідродвигуна  $A$  або  $B$ , або зливу  $T$ ;

є – двопозиційний двопровідний гідророзподільник клапанного типу, що відрізняється високим рівнем герметичності. Управління гідророзподільником дискретне електрогідравлічне, для підвищення надійності роботи гідророзподільник забезпечений фільтрами  $\Phi 1$  і  $\Phi 2$ , контрольна точка  $M2$  використовується для вимірювання тиску.

Трипозиційні гідророзподільники:

ж – чотирипровідний з електромагнітним дискретним управлінням, центруванням за допомогою пружин в нейтральному положенні, об'єднанням підводу  $A$  з лінією зливу  $T$  і перекриттям відведення  $B$  та лінії нагнітання  $p$ ;

з – чотирипровідний, з електромагнітним дискретним керуванням, центруванням за допомогою пружин в нейтральному положенні і об'єднанням підводів  $A$  і  $B$  з баком  $B$  (краща схема при установці гідрозамків перед гідроциліндрами), з ручним дублюванням переміщення золотника;

і – із забезпеченням функцій згідно зі схемою «з», але з пропорційним електромагнітним переміщенням золотника;

к – трипровідний гідророзподільник з гідравлічним управлінням, зазвичай використовується в ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР для автоматичного забезпечення зливу частини потоку з контуру низького тиску (підживлення)  $A$  або  $B$  в корпус гідромотора і далі в оливаохолоджувач (зустрічаються також терміни: промивний гідророзподільник або блок обміну);

л – трипозиційний гідророзподільник моделі PVG32 фірми Sauer-Danfoss, що входить в секційної блок гідророзподільників. Має електрогідравлічне і ручне пропорційні види управління, і систему каналів  $LS$  для забезпечення режимів енергозбереження в ОГП з дросельним регулюванням швидкості гідродвигунів і використанням насосів з постійним і регульованим робочим об'ємом (з

комбінованим автоматичним регулятором тиску і подачі). Гідророзподільник має семипровідне виконання – основні підводи  $p$ ,  $T$  (два підводи),  $A$ ,  $B$  і канали системи енергозбереження  $LSa$  і  $LSi$ ). Від підводів  $A$  або  $B$  до лінії  $LSi$  вплив тиску здійснюється системою клапанів тиску КДа типу «або».

Двопозиційні гідророзподільники мають ввертний монтаж, а трипозиційні стиковий та секційний для моделі PVG.

Гідравлічні оливи для ОГП МППП JLG повинні відповідати по в'язкості стандарту SAE для моторних оливо:

10W – при температурі від «мінус» 18 до 83 °С;

10W-20 і 10W-30 – при температурі від «мінус» 18 до 99 °С;

20W-20 – при температурі від 10 до 99 °С.

Оливи повинні містити протизносні присадки і відповідати групі GL-3 за класифікацією API, а також інші присадки, що забезпечують надійну експлуатацію ОГП. Не рекомендується змішувати оливи різних фірм.

На рис. 1.23 представлена діаграма рекомендованих РР і мінімальних температур навколишнього повітря.

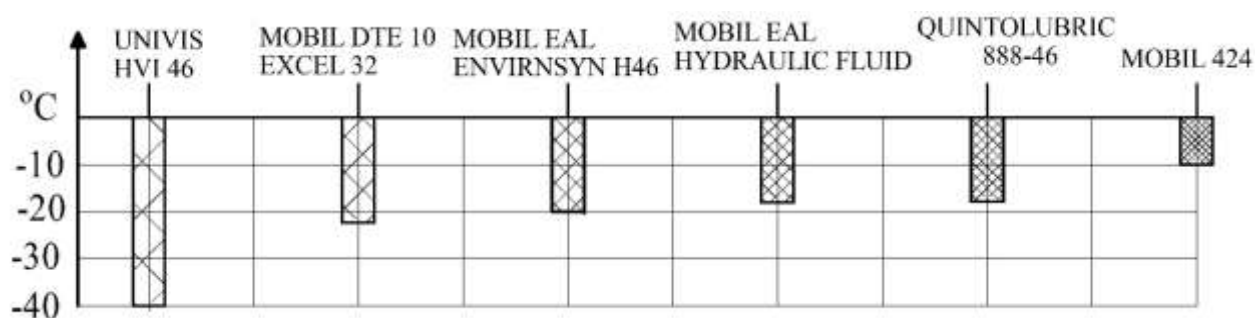


Рис. 1.23. Робочі рідини, відповідні низьким температурам навколишнього повітря при експлуатації ОГП МППП фірми JLG

При постійній температурі навколишнього повітря менш «мінус» 7°С рекомендується олива Mobil DTE-13 класу в'язкості 32 з температурою застигання «мінус» 46 °С. При експлуатації на більш низьких температурах рекомендуються РР, наведені в табл. 1.3.

Належність РР до окремих груп визначається:

- для тих, що швидко розкладаються, розкладання до  $CO_2 > 60\%$  за ЕРА 560/6-82-003 і до  $CO_2 > 80\%$  за СЕС-L-33-A-93ЕРА;
- для практично нетоксичних згідно ОЕСD203 значення LC50 становить  $> 5000$  частин на мільйон;

– для негорючих наявністю затвердження FMRC (Factory Mutual Research Corp.).

Таблиця 1.3

Рекомендації щодо застосування РР для МППП фірми JLG для експлуатації при низьких температурах навколишнього повітря

Сорт РР, клас в'язкості	ІВ	В'язк., сСт при темп. °С				Температ. застиг., °С
		0	40	65	100	
Mobilfluid-424Specs, 10W30. М*	152	–	55	–	9,3	«мінус» 43
Mobil DTE 10 Exel 32 Specs, ISO 32. М*	140	–	33	–	6,6	«мінус» 40
Mobil EAL H46 Specs ISO 46. С*	153	–	45	–	8	«мінус» 44
UCon Hydrolube HP-5046, СБ*	170	340	46	22	–	«мінус» 50
Exxon Unavis HVI 26 Specs. М*	376	–	25,8	–	9,3	«мінус» 60

Примітки: 1. М\* – мінеральна олива; С\* – синтетична олива; СБ\* – синтетична РР, що біорозкладається; 2 – в рекомендованому переліку фірми JLG є також РР Quintolubric 888-46 з ІВ-185, що відноситься до негорючих, швидко розкладаємих і нетоксичних синтетичних поліефірів.

У табл. 1.4 наведені систематизовані відомості про місце установки фільтрів в ОГП (Н – в лінії нагнітання, С – на зливі, НП – в лінії нагнітання насоса підживлення), тонкощі фільтрації  $x$ , коефіцієнту тонкощі фільтрації  $\beta_x$ , ефективності очищення  $E_x$ , настройки спрацьовування перепускного клапана  $\Delta p$  і класи чистоти РР, що досягаються згідно ГОСТ 17216 і ISO 4406: 99 [2].

У лініях нагнітання аксіальнопоршневих насосів з регуляторами зміни робочого об'єму «подача-тиск» встановлюються фільтри з тонкістю фільтрації  $x = 10$  мкм ( $\beta_{10}$ ). У лініях нагнітання насосів підживлення встановлюються фільтри  $\beta_5$ ,  $\beta_6$  і  $\beta_{10}$ , причому однозначно для аксіальнопоршневих насосів серії H1 Sauer-Danfoss встановлюються перші два значення, а для насосів серії A4VG Rexroth- Bosch Group в МППП JLG1200 рекомендоване значення «бета-співвідношення» –  $\beta_{10}$ . Можливо, що досвід експлуатації показав на доцільність використання насосів всіх виробників на більш жорстких параметрах фільтрації «бета-співвідношення»  $\beta_5$  і  $\beta_6$ .

Значення  $E_x = 99,5$  показує, що при експлуатації ОГП МПРП досягається абсолютна тонкість фільтрації.

Таблиця 1.4

Вимоги до фільтрації гідросистем ОГП МПРП фірми JLG

Модель АГП JLG Lift	Фільтр / $\Delta p$ , МПа	Тонкість, $x$ , мкм	$\beta_x$	$E_x, \%$	Клас за ГОСТ 17216 (ISO)
1850	H / 0,3	10	$\geq 1000$	99,9	10 (17/15/12)
1850	C / 0,32	6	$\geq 200$	99,5	9 (16/14/11)
1850 (H1)	HP / 0,35	6	$\geq 200$	99,5	9 (16/14/11)
1250	H / 0,7	10	$\geq 1000$	99,9	10 (17/15/12)
1250	C / 0,18	12	$\geq 200$	99,5	10 (17/15/12)
1250 (A4VG)	HP / 0,35	5	$\geq 200$	99,5	9 (16/14/11)
1250 (H1)	HP / 0,35	5	$\geq 200$	99,5	9 (16/14/11)
1200	H / 0,7	10	$\geq 1000$	99,9	10 (17/15/12)
1200	C / 0,3	15	$\geq 200$	99,5	12 (19/17/14)
1200 (A4VG)	HP / 0,3	10	$\geq 200$	99,5	10 (17/15/12)
1200 (H1)	HP / 0,35	5	$\geq 200$	99,5	9 (16/14/11)

Налаштування тиску відкривання перепускних клапанів для фільтрів в лінії нагнітання насосів підживлення однакова  $\Delta p = 0,3$  МПа, для фільтрів зливних і нагнітальних варіюється в діапазоні  $\Delta p = 0,18 \dots 0,7$  МПа.

У лінії всмоктування насосів встановлюють фільтри з перевипускним клапаном на 0,02 МПа і діаметром сітки 238 мкм або 30 Mesh або 60 Mesh – кількість отворів на один лінійний дюйм.

Рекомендації щодо заміни РР і фільтроелементів:

- заміну РР слід проводити через 2 роки або 1200 год експлуатації МПРП;
- заміну фільтроелементів проводять після перших 50 годин і далі через кожні 300 годин експлуатації ОГП МПРП.

Фірма Houlotte (Франція) рекомендує застосовувати в МПРП оливи гідравлічні певної в'язкості за стандартом SAE в залежності від температур навколишнього повітря [83]:

- HV 46 при температурі від «мінус» 15 до 40 °С;
- HV 32 при температурі від «мінус» 35 до 35 °С;
- HV 68 при температурі від 0 до 45 °С.

Фірма PALFINGER (ФРГ, Австрія) виробляє широку номенклатуру вантажопідйомного обладнання, в тому числі МПРП (рис. 1.24) і окремо підйомні навантажувальні платформи різного призначення з вбудованим ОГП [28; 60]. Продаж МПРП PALFINGER в Україні здійснює фірма Скай Рент (м. Київ).



а

б

Рис. 1.24. МПРП фірми PALFINGER серій Smart (а) і Top (б)

У табл. 1.5 наведені характеристики МПРП з висотою підйому платформи від 13,5 до 102 м і її вантажопідйомністю 200...700 кг.

Таблиця 1.5

Технічні характеристики деяких МПРП PALFINGER

Модель АГП	Висота, м	Маса РП, кг	Виліт, м	Маса МПРП, кг
P140T (SM-S)	13,5	200	8,4	–
P200A (SM-S)	19,8	200	8,4	3320
P260B (L-S)	25,6	230	12,7/17	3400
P300 KS (P-S)	30	350	20,7/20,9	7150
WT370 (J-S)	37	600	28,8	–
WT450 (J-S)	45	600	28,7	–
WT610 (J-S)	61	600	36,8	–
WT700 (J-S)	70	600	35	–
P900 (T-S)	90	700	32,3	48000
WT100 (T-S)	102,5	600	35	60000

Примітки: 1 – в дужках наведено позначення серій: SM-S – Smart; L-S – Light; P-S – Premium; J-S – Jumbo; T-S – Top; 2 – маса РП – корисна маса в робочій платформі; 3. Під рисою вказано виліт при установці стріли в положенні «назад».

У МПРП серії Smart, які випускаються у вигляді окремих вузлів, що монтуються на вантажні автомобілі, привід ОГП здійснюється від ДВЗ або електродвигуна (опція) потужністю 2,2 кВт і напругою 220/110 В та ручного насоса для аварійної ситуації. Насос з електродвигуном застосовують при роботі МПРП в приміщеннях з недостатньою вентиляцією або поблизу будівель для зниження рівня шуму і при несправності ДВЗ вантажного автомобіля.

На рис. 1.25 показані рукоятки переміщення золотників гідророзподільників виносних опор А-В-С-Д (а) і робочих органів А-В-С-Д-Е-Ф (б) ОГП. Для контролю горизонтального положення МПРП служить індикатор Е на панелі рукояток гідророзподільників, зосереджених в двох блоках приводів гідроциліндрів виносних опор і робочих органів.

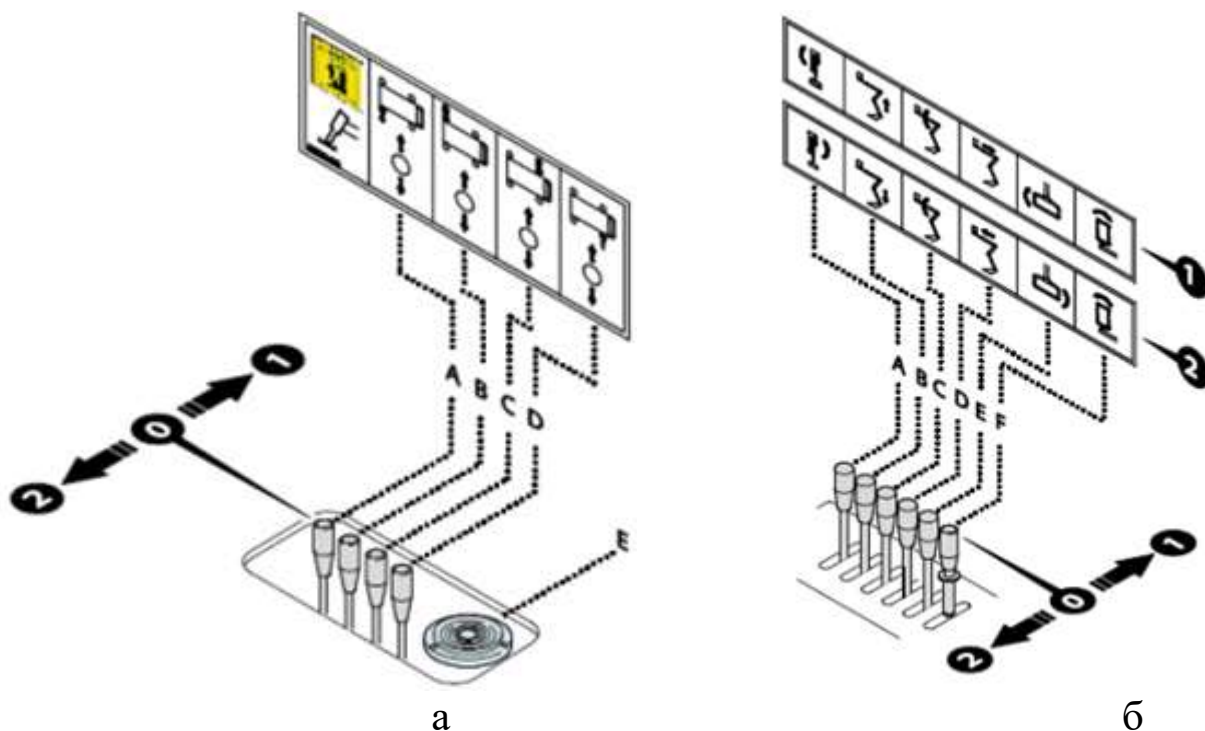


Рис. 1.25. Управління гідророзподільниками МПРП PALFINGER

Робочі органи ОГП:

- гідроциліндри виносних опор (4 шт.);
- гідромотор повороту стріли (рукоятка А);
- гідроциліндр повороту робочої платформи (рукоятка Е);
- стежний і виконавчий гідроциліндри вирівнювання робочої платформи (рукоятка F коригування нахилу);

- гідроциліндр підйому телескопічної стріли (рукоятка С);
- гідроциліндр висування телескопічної стріли (рукоятка D);
- гідроциліндр підйому шарнірнозчленованої нижньої стріли (рукоятка В).

В ОГП застосовується шестеренний насос, ємність бака 36 дм<sup>3</sup>, тиск в гідросистемі 22 МПа.

Для роботи при температурах навколишнього повітря від «мінус» 40 °С рекомендуються такі РР:

- Arnica 32 AGIP (ця олива заливається при першій заправці);
- Inverol EP32 ESSO;
- DTE Oil 13 Mobil;
- Tellus T32 (S4 VX 32) Shell;
- Equvis ZS 32 Total.

Допускається застосування біорозкладеної оливи.

Для ОГП МППП фірма PALFINGER рекомендує підтримувати клас чистоти РР на рівні 9 NAC1638, 18/14 ISO4406 або клас 12 за ГОСТ 17216 і вимагає установки фільтроелементів з тонкістю фільтрації 10 або 25 мкм, що є зазвичай достатньою при використанні шестеренного насоса.

Моделі підйомних навантажувальних платформ (ППП) фірми PALFINGER з урахуванням використання ОГП:

АК – стандартна з чотирма гідроциліндрами підйому і нахилу;

АС – стандартна з двома гідроциліндрами підйому і опрокидання;

А – стандартна з чотирма гідроциліндрами підйому, опрокидання і двома гідроциліндрами підпирання;

FG, F і G – підтягувальні ППП з шести та сьома гідроциліндрами;

L і M – складні ППП з двома і одним гідроциліндрами.

Відмінною особливістю ОГП ППП PALFINGER є використання двох типів насосних установок.

В спрощеному варіанті (рис. 1.26,а) до насоса Н агрегується запобіжний клапан КП, гідробак Б з всмоктуючим фільтром Ф, гідророзподільник Р1 і контрольна точка КТД для під'єднання манометра або датчика тиску. Гальмування плунжерних гідроциліндрів Ц1 і Ц2, що опускаються під власною масою, здійснюється дроселями ДР2 і ДР3 при відключеному двигуні Д насоса Н.

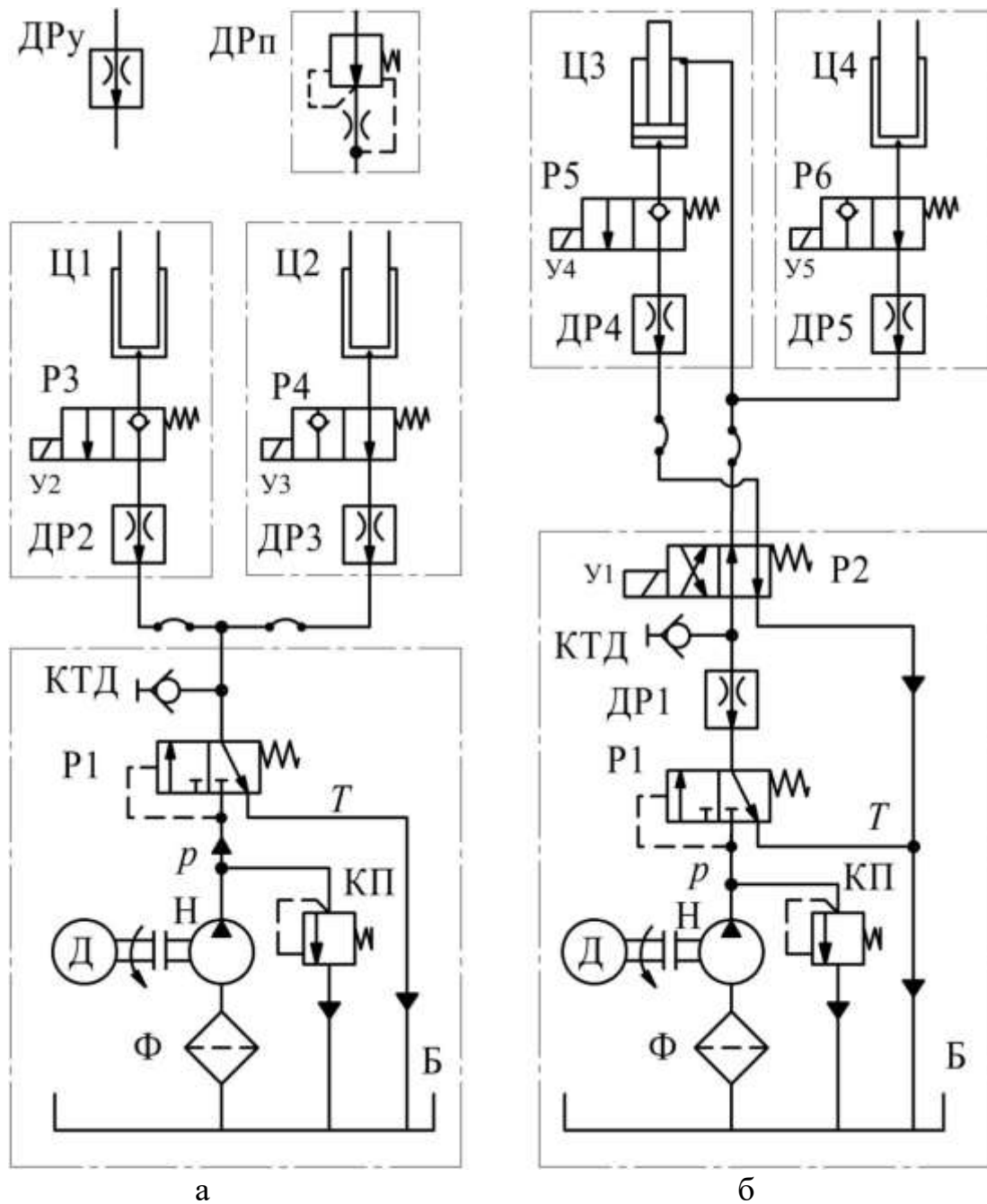


Рис. 1.26. Принципові гідравлічні схеми підйомних навантажувальних платформ фірми PALFINGER моделей L (а) і АС (б)

У варіанті згідно рис. 1.26,б до складу насосної установки додатково входять гідророзподільник Р2 з електромагнітним керуванням і дросель ДР1. Підйом штока гідроциліндра Ц3 здійснюється при подачі живлення на електромагніт У1, при цьому плунжерний гідроциліндр Ц4 утримується клапаном гідророзподільника Р6 при живленні на електромагніт У5. При відсутності електроживлення гідроциліндр Ц4 опускається під

власною масою з гальмуванням РР через дросель ДР5. При знеструмлених гідророзподільниках Р2 і Р6 і відключеному двигуні Д насоса Н гальмування гідроциліндра Ц4 забезпечується двома послідовними дроселями ДР5 і ДР1.

Фактично кожен з дроселів ДР1 і ДР2...ДР5 є двопровідним регулятором витрати, який має заводську настройку і забезпечує сталість витрати при опусканні гідроциліндрів Ц1... Ц4. При перебігу РР в напрямку «проти стрілки» дросель пропускає РР без стабілізації витрати. На рис. 1.26, а (вгорі) показані два види умовного позначення дроселів: ДРу – спрощене і ДРп – повне.

Замість гідрозамків застосовуються гідророзподільники Р3...Р6 клапанного типу, які забезпечують такий же високий рівень герметичності.

Гідророзподільник Р1 трипровідного типу з гідравлічним управлінням автоматично забезпечує при непрацюючому насосі Н злив РР з гідроциліндрів Ц1 і Ц2 завдяки пружині, яка переміщує золотник вліво (як показано на рисунку).

Рекомендовані РР для гідросистем платформ PALFINGER в залежності від температури навколишнього повітря:

- Tellus 15 при температурі від «мінус» 20 до 60 °С;
- Aero Shell Fluid 4 при температурі від «мінус» 40 до 60 °С, з можливою установкою ущільнень, що зберігають властивості еластичності при низьких температурах.

Допускається застосування олів ВМГЗ (ТУ38-101479-86) і застосованої в авіації АМГ-10 (ГОСТ67940-75).

Рекомендована зміна РР – один раз на рік.

Гідравлічні МПРП різних кінематичних схем – причіпних, самохідних на шасі автомобіля і з власним приводом ходу дозволили систематизувати номенклатуру застосовуваних гідропристроїв [52].

Насоси:

- шестеренні з зовнішнім зачепленням, з робочим об'ємом від 4 до 32 см<sup>3</sup> і здвоєні тандем-насоси на робочий тиск 10...16 і 20 МПа;
- аксіальнопоршневі насоси з регульованим робочим об'ємом з автоматичним регулятором «подача-тиск» і робочим об'ємом 50 см<sup>3</sup> на тиск до 28 МПа для обслуговування технологічного обладнання і насоси для ОГП пересування МПРП, що включають тандем-насоси з робочим об'ємом 2x45 см<sup>3</sup> і стежним пропорційним електрогідравлічним регулятором зміни робочого об'єму на тиск до 35 МПа;

– насоси в якості резервних: шестерневого типу з робочим об'ємом  $2...32 \text{ см}^3$  і поршневі з ручним приводом;

Гідромотори і поворотні гідродвигуни:

– аксіальнопоршневі гідромотори для приводу обертання платформи і пересування МПРП з робочим об'ємом від  $30$  до  $45 \text{ см}^3$ , в тому числі з регульованим робочим об'ємом і вбудованими гальмами нормально-замкненого типу;

– героторні гідромотори з робочим об'ємом від  $50$  до  $523 \text{ см}^3$  для приводів обертання поворотної платформи і ходу МПРП;

– радіальнопоршневі гідромотори багатocyклової дії з робочим об'ємом  $500 \text{ см}^3$  для приводу пересування МПРП;

– поворотні гідродвигуни на рукояті для повороту робочої платформи з робочим об'ємом  $230 \text{ см}^3$  на тиск до  $23 \text{ МПа}$ .

Гідроциліндри:

– поршневі з одностороннім штоком з діаметром поршня від  $50$  мм до  $200$  мм і ходом від  $250$  мм до  $2150$  мм;

– телескопічні з ходом від  $1700$  мм до  $8500$  мм.

Наставлена потужність приводних двигунів насосів ОГП знаходиться в діапазоні від  $2,2$  кВт для електродвигунів і до  $55...75$  кВт для ДВЗ. Ємність гідробаків знаходиться в діапазоні від  $4 \text{ дм}^3$  до  $390 \text{ дм}^3$ .

Для ОГП МПРП встановлюють тонкість фільтрації РР на рівні  $25$  мкм при робочому тиску до  $16 \text{ МПа}$  і  $5...10$  мкм при підвищеному тиску для аксіальнопоршневих гідромашин і радіальнопоршневих гідромоторів.

У номенклатуру гідроапаратів входять гідророзподільники стикового і ввертного монтажу, а також секційного типу, в тому числі з пропорційним електричним управлінням, клапани зворотні і зворотні керовані (гідрозамки), запобіжні та гальмівні клапани, регулятори потоку з пропорційним електричним управлінням, клапани тиску типу «або». Знайшли широке застосування пристрої електрогідравтоматики для забезпечення безпеки роботи МПРП шляхом блокування операцій, що порушують заданий алгоритм їх роботи. Для повідомлення гідропристроїв застосовують металеві трубопроводи і рукава високого тиску. Для контролю параметрів ОГП МПРП використовують манометри і перетворювачі тиску і температури з електричним вихідним сигналом.

## 2. АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ В ТРАКТОРАХ ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА ЯК БАЗОВИХ ДЛЯ СТВОРЕННЯ МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ

### 2.1. Застосування об'ємних гідروприводів в тракторах ХТЗ

#### 2.1.1. Застосування об'ємних гідроприводів в технологічному обладнанні та керуванні колісних тракторів ХТЗ

Висока енергонасиченість сільськогосподарських тракторів насосами високого тиску і витрати дають можливість під'єднання до них технологічного обладнання будівельних і дорожніх машин.

Харківський тракторний завод на базі колісних тракторів потужністю до 130...177 кВт [35; 40] має досвід виробництва машин, які можуть бути застосовані в аеродромному обслуговуванні:

- 1) Трактор-тягач Т-155 для літаків;
- 2) Теплова машина ТМ-59МГ для підігріву аеродромної полоси на базі трактора Т-155М;
- 3) Полкова землерийна машина на базі трактора Т-155;
- 4) Навантажувач Т-156-09-03;
- 5) Агрегат зварювальний АЗ-42А для виконання зварювальних робіт при будівництві та ремонті магістральних трубопроводів;
- 6) Кущоріз-мульчер ХТЗ-150К-09-15;
- 7) Снігоочисники-бульдозери ХТЗ-150К-09-25 і ХТЗ-17221-06;
- 8) Бурильно-кранова машина типу БКМ-2М;
- 9) Колісно-рельсовий тягач КРТ зі снігоочисником.

На базі гусеничного трактора створено промисловий бульдозер типу ТС-10 з ОГП ходу (див. розд. 2.2).

Слобожанська промислова компанія на базі трактора ХТА-200 потужністю 154 кВт виробляє серію машин із навісним обладнанням для видалення кущів і пнів, з роторним снігоочисником, ланцюговим кущорізом, поворотним бульдозерним відвалом, із фронтальним ковшем, трелювальним обладнанням, дискофрезерним обладнанням, зокрема для одночасного прорізання двох щілин у мерзлих ґрунтах і

асфальтобетонних покриттях. Машина типу БКМ оснащена свердлильно-крановим обладнанням, універсальна колійна машина УПМ-1М і маневровий мотовоз ММТ-2 призначені для ремонту та обслуговування залізнично-дорожніх шляхів, спеціалізована машина СМР-3.2 призначена для використання при будівництві трубопроводів, прокладання підземних комунікацій і виконання зварювальних робіт.

У колісних тракторах John Deere (США) передбачене переналаштування гідророзподільників (опція SCV Deluxe) для роботи:

В – з гідромотором і забезпечує постійну фіксацію важеля керування в заданому положенні за частотою обертання;

С – з гідроциліндрами навантажувача і не має фіксації золотника в крайніх положеннях;

Д – з гідроциліндрами навісного обладнання, забезпечуючи автоматичне повернення золотника в нейтральне положення при досягненні поршнем одного з крайніх положень.

У табл. 2.1 наведені узагальнені дані за низкою параметрів ОГП тракторів і співвідношення настановних потужностей ОГП (насосних установок) і ДВЗ, на підставі яких можуть бути зроблені такі висновки:

– тиск РР в ОГП для малих потужностей ДВЗ (17...51 кВт) знаходиться в діапазоні 12...20 МПа, для більш високих значень в 53...386 кВт знаходиться у вузькому діапазоні 18...21 МПа;

– настановна потужність ОГП в цілому зростає від 4 до 94 кВт пропорційно настановній потужності ДВЗ від 17 до 386 кВт;

– за зусиллям в ОГП навісного обладнання спостерігається загальна тенденція до його збільшення від 4 до 120 кН із зростанням потужності тракторів, проте вже при досягненні потужності ДВЗ в 90 кВт зростання тягового зусилля практично не підвищується;

– в цілому співвідношення настановних потужностей ОГП і ДВЗ знаходиться в діапазоні 0,14...0,72, причому нижнє значення для всіх груп тракторів становить 0,14...0,31, а верхнє 0,24...0,72.

Розглянемо ряд типових гідросистем тракторів.

На рис. 2.1 наведена гідравлічна принципова схема колісного сільськогосподарського трактора ХТЗ-17021 тягового класу 3 (номінальне тягове зусилля 30 кН) з використанням моноблокового гідророзподільника Р80-3. Насос Н (шестеренний, лівого обертання

НШ50А-3Л) нагнітає РР через рукав РВД1 до блока А гідророзподільника з золотниками Р1...Р3, кожен з яких має 4 позиції: робочі – підйом, опускання і плаваючу, забезпечених фіксатором, та нейтральну, в якій золотник утримується в нейтральному положенні (як показано на рисунку) за допомогою пружин.

Таблиця 2.1

Співвідношення настановних потужностей ОГП і двигуна тракторів

$P_{\text{ДВЗ}}$ , кВт (к.с)	$Q$ , л/хв	$p$ , МПа	$P_{\text{ОГП}}$ , кВт	$F_{\text{ОГП}}$ , кН	$P_{\text{ОГП}} / P_{\text{ДВЗ}}$
17...27	18...39	12...18	4...9,8	4...12	0,21...0,38
26*	28+11	15	9,8	12	0,38
35...51	33...84	14...20	7,7...23,4	19...37	0,22...0,72
44*	64+36	19	31,7	27	0,72
53...74	52...153	18...20	17...49	36...100	0,29...0,65
74*	113+40	19	48,5	100	0,65
92...123	110...186	19...20	35...58,9	85...100	0,31...0,48
123*	120+66	19	58,9	86	0,48
130–ХТЗ 17221	95	20	32	47	0,25
161...184	104...210	20...21	36...94	80...110	0,22...0,4
191...227	150...282	20	49...94	80...120	0,26...0,47
287...386	166...208	20	55...69	89...90	0,14...0,24

Примітка: \* – для двопотоківих насосів.

Гідророзподільник забезпечений запобіжними клапанами КП1 (основним) і КП2 (пілотним) в лінії нагнітання РР ( $p$ ) і пристроями автоматичного повернення золотників у нейтральне положення при досягненні поршнем гідроциліндра кінцевого положення. Автоматичне повернення забезпечується за допомогою гідроциліндра Цав, до штокової порожнини якого підводиться тиск при відкритті запобіжного клапана КПав. Дросель ДРав забезпечує плавну розфіксацію золотника. Клапани КПав налаштовані на тиск 16...18 МПа, що трохи нижчий налаштування пілотного клапана КП2 (18..20 МПа), забезпечуючи переміщення золотників у нейтральне положення до спрацьовування основного клапана КП1 і, тим самим, знижуючи втрати потужності і нагрівання РР в ОГП. Від золотника Р1 РР подається до гідроциліндрів Ц1 і Ц2 заднього навісного пристрою трактора (ЗНУ). Для швидкого висування (при подачі РР в

поршневі порожнини) і повільного повернення (при подачі РР в штокові порожнини) встановлені дроселі ДР1 і ДР2 в комбінації зі зворотними клапанами. Від золотників Р2 і Р3 РР подається до швидкокорознімних з'єднань БРС1...БРС4 причіпних пристроїв трактора. Злив РР здійснюється через фільтр Ф у гідробак Б.

Аналогічну гідравлічну принципову схему мають трактори ХТЗ-150К-09 і ХТЗ-150К-12.

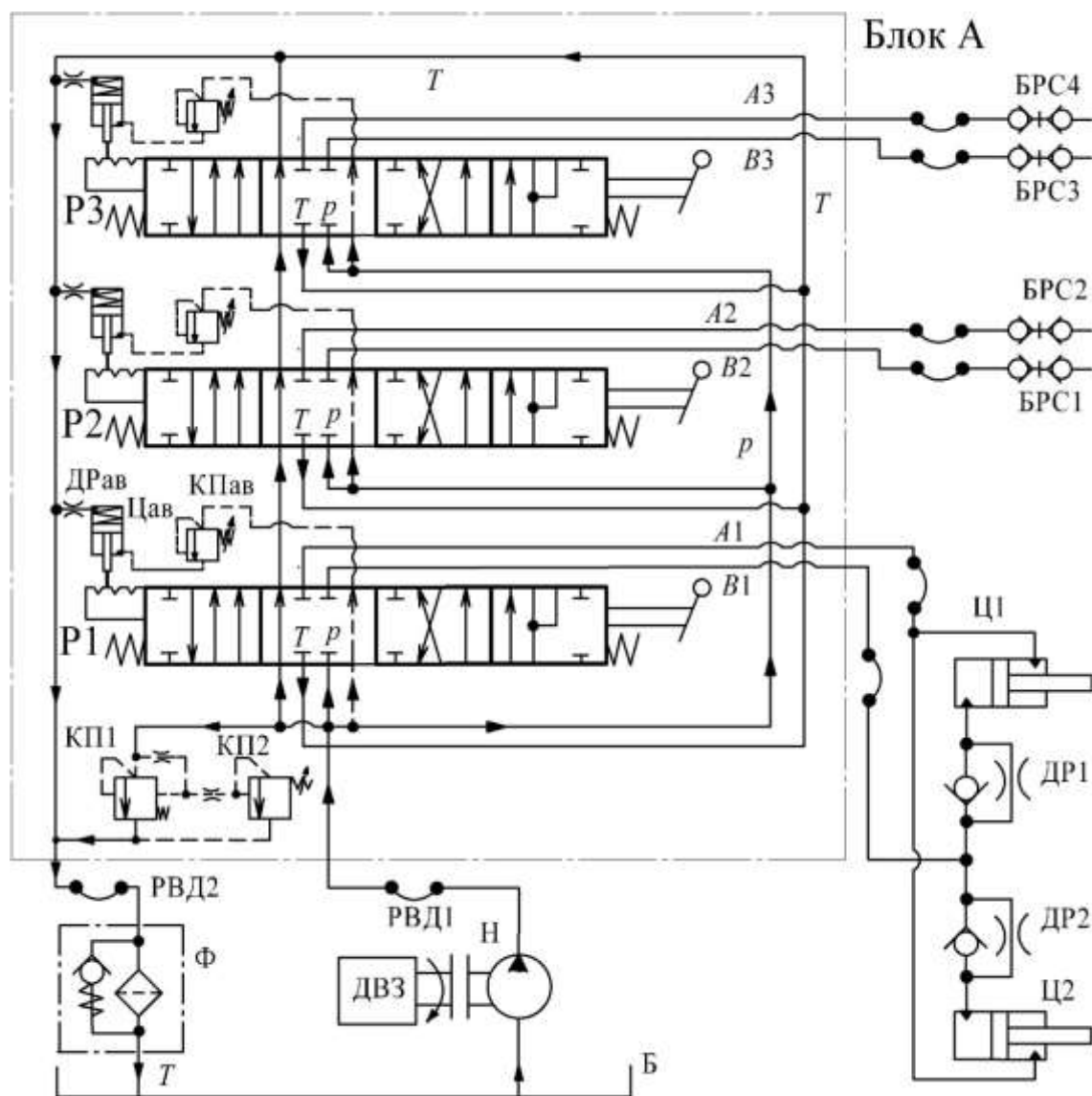


Рис. 2.1. ОГП технологічного обладнання трактора ХТЗ-150 з моноблоковим гідророзподільником Р80-3

ХТЗ провів модернізацію ОГП навісного обладнання шляхом заміни моноблокових гідророзподільників Р80 на секційні з пропорційним керуванням і енергозберігаючою системою *LS* типу

5РПС100 виробництва ВАТ «Будгідравліка» і LSC90 фірми «Bondioli & Pavesi» і шестеренних насосів НШ50А-3Л на насоси в чавунному корпусі НРГ-356. Для рульового керування застосовують насос-дозатор SUB-400-S1 фірми «LIFAM» (Сербія)<sup>2</sup>

На рис. 2.2...2.4 наведені гідравлічні принципові схеми ОГП тракторів ХТЗ з двонасосною і однонасосною системами подачі РР рульового керування і навісного та причіпного технологічного обладнання.

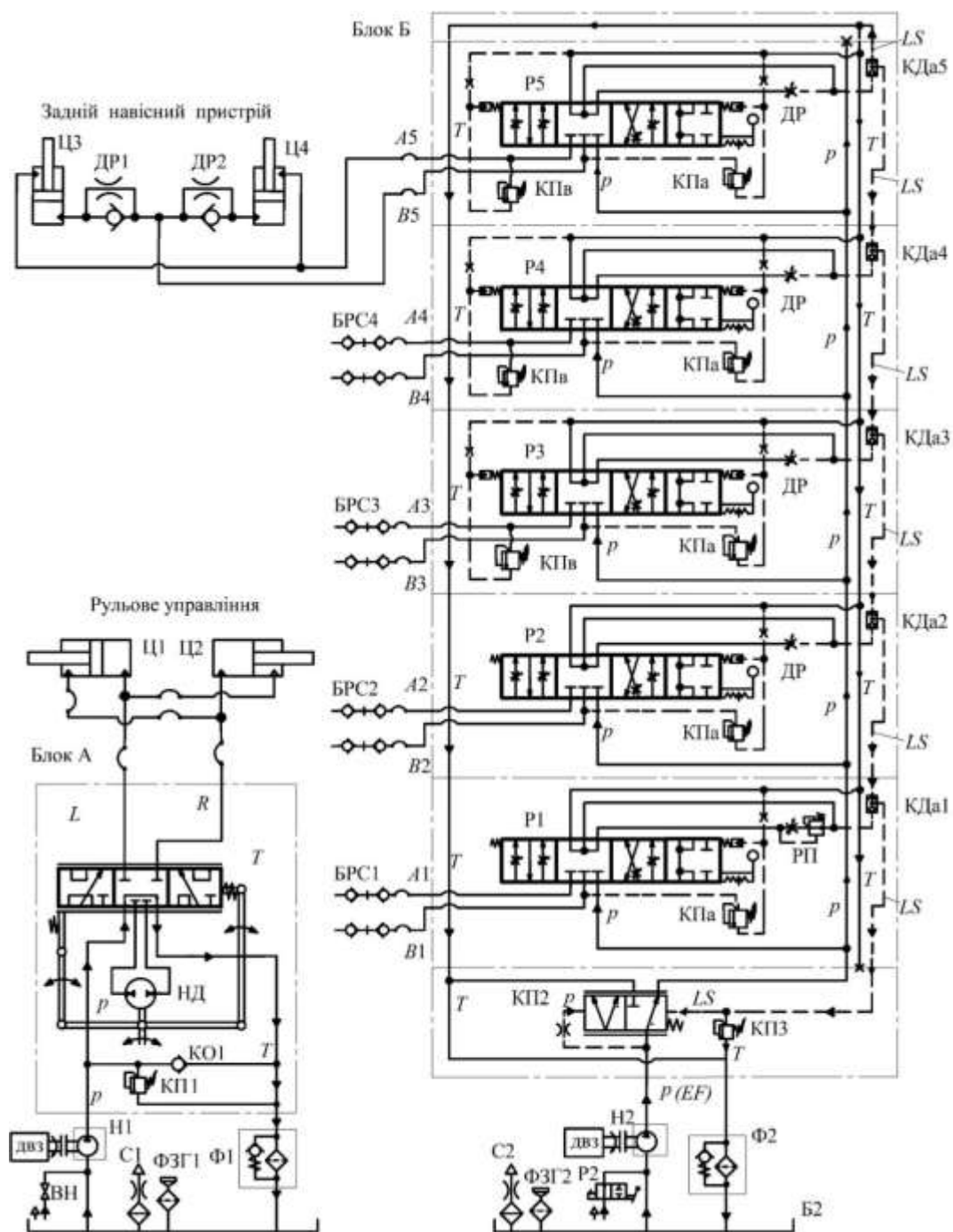


Рис. 2.2. Двонасосна гідравлічна принципова схема рульового керування і навісного обладнання колісного трактора ХТЗ з гідророзподільником 5РПС100

Загальними компонентами обох схем є напорна секція гідророзподільника (Блок Б), що містить основний КП2 і пілотний КП3 запобіжні клапани.

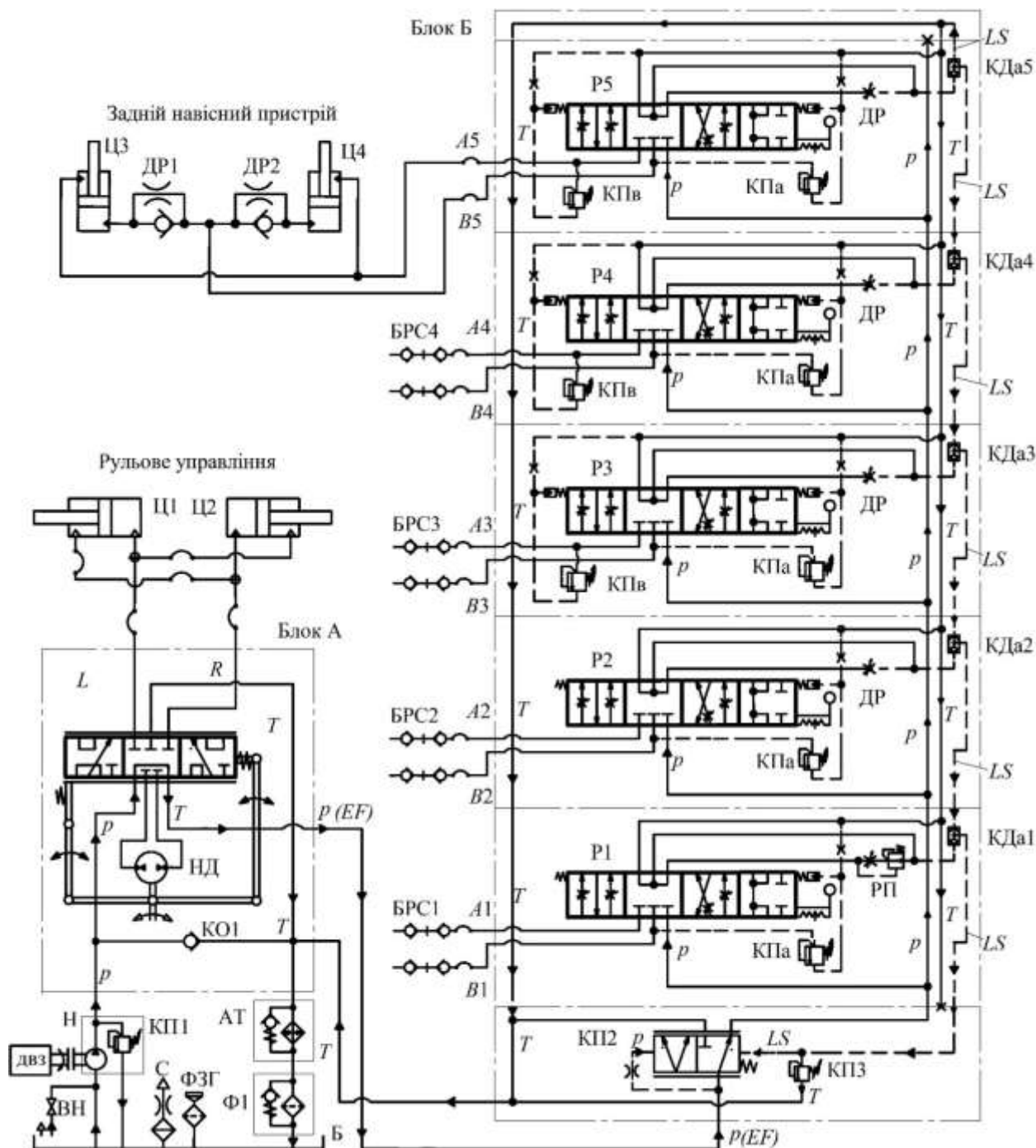


Рис. 2.3. Однонасосна гідравлічна принципова схема рульового керування і навісного обладнання колісного трактора ХТЗ з гідророзподільником 5РПС100

Пілотний клапан КПЗ нормально-закритого типу налаштований на тиск 20 МПа. Слід зазначити, що в процесі конструкторсько-довідних випробувань вдалося знизити перепад тиску холостого ходу (в режимі розвантаження насоса) з 1,2 до 0,5 МПа. Розподільні секції Р1...Р5 містять основні золотники чотирьохпозиційного типу в шестипровідному виконанні з механічним фіксатором робочих положень (підймання-опускання-плаваюча) і клапани тиску КДа1...КДа5 типу «або» системи енергозбереження *LS*.

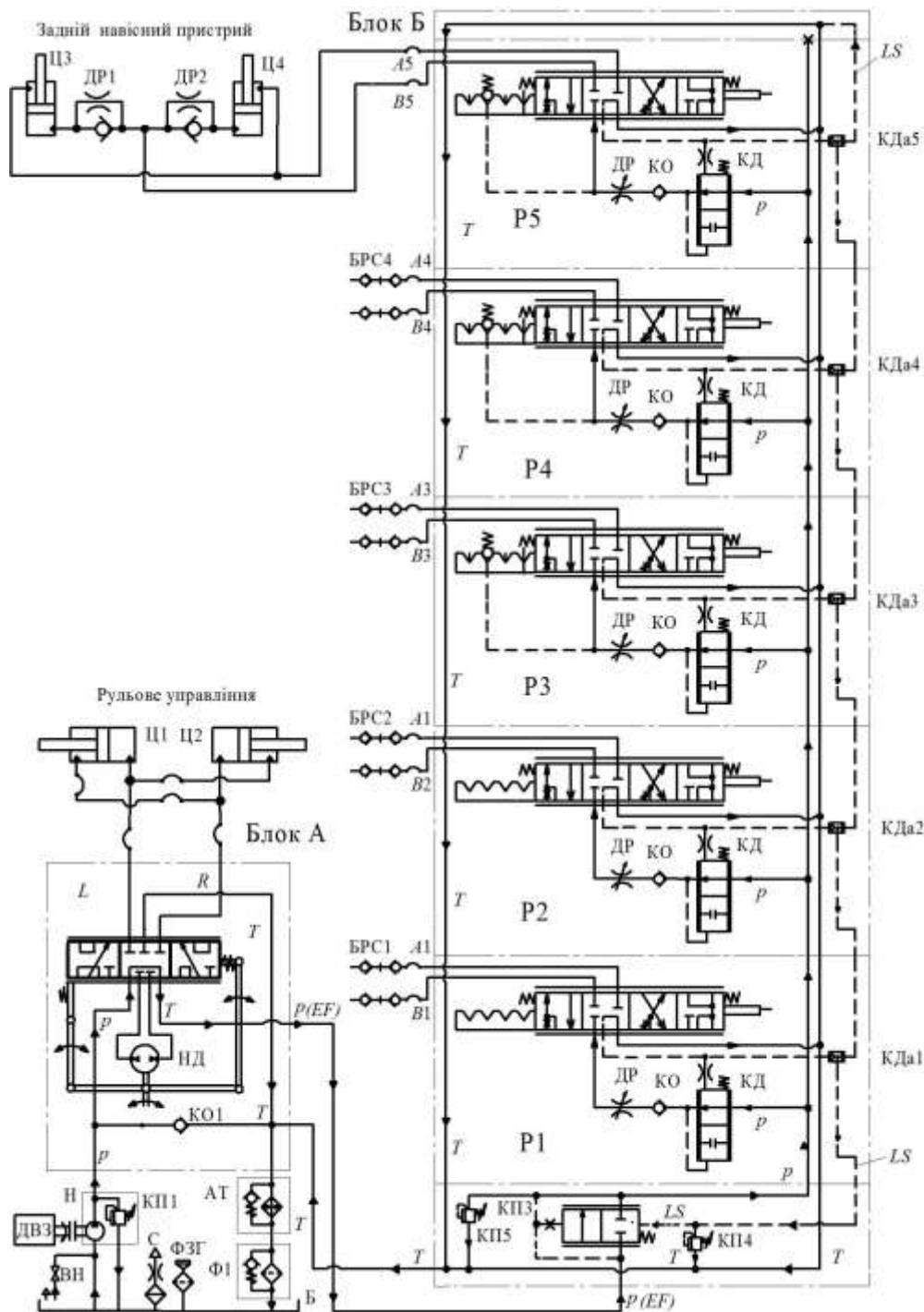


Рис. 2.4. Однонасосна гідравлічна принципова схема ОГП трактора з гідророзподільником LSC90 фірми «Bondioli & Pavesi»

Для забезпечення жорсткості характеристик (сталості витрати РР, що протікає через золотник при його фіксованому відкритті незалежно від зміни навантаження на гідроциліндр або гідромотор) встановлено регулятор витрати РП. За необхідності дозування подається витрата РР до конкретного гідродвигуна та відсутності вимог до жорсткості вихідних характеристик гідродвигуна в гідророзподільники вбудовані регульовані дроселі ДР. Налаштування регулятора витрати і дроселів здійснюється попередньо перед виконанням заданої технологічної операції (на 5РПС100 встановлені регулювальні гвинти, на LSC50 – маховички).

Для забезпечення самоповернення золотника в нейтральне положення встановлені клапани тиску КПа і КПб, зливні лінії яких сполучені з торцевими порожнинами золотника. При відкритті одного з клапанів відбувається розфіксація золотника і його повернення в нейтральне положенні за допомогою центруючих пружин. У секціях Р1 і Р2, призначених для роботи з гідромоторами, система самоповернення на одній з ліній не встановлюється.

Система *LS* забезпечує:

– запуск насоса Н при мінімальному тиску нагнітання (розвантаження) завдяки зміщенню основного клапана КП2 у крайнє праве положення, оскільки лінія *LS* керування клапаном з правого торця сполучена зі зливом *T* і при цьому відбувається сполучення лінії нагнітання насоса Н з гідробаком Б;

– автоматичну мінімізацію налаштування тиску основного клапана КП3 до значення тиску найбільшого споживача шляхом подачі керуючого сигналу тиску послідовно від ліній або клапанів тиску КДа1...КДа5 («або») золотників Р1...Р5 до правого торця клапана КП2. Найбільший ефект від системи *LS* досягається при роботі ОГП на малих навантаженнях (тисках). Водночас слід зазначити, що застосування нерегульованого насоса не повною мірою забезпечує енергозбереження на тракторі, оскільки насос Н нагнітає РР з постійною подачею і при частковому її споживанні гідроциліндрами або гідромоторами (наприклад, співвідношення споживаної гідромотором витрати і подачі насоса досягають менше 10 %) призводить до значних втрат потужності і перегрівання ОГП.

Блок Б забезпечує функціонування власного ЗНУ за допомогою гідроциліндрів Ц3 і Ц4, забезпечених дроселями із зворотними клапанами ДР1 і ДР2, відповідно, для забезпечення швидкого висування штока гідроциліндра (РР надходить до поршневої порожнини через зворотний клапан) і повільного повернення (РР витісняється з поршневої порожнини через дросель). Підключення до блоку Б зовнішніх споживачів забезпечується за допомогою швидкокорознімних комплектних з'єднань БРС1...БРС4.

Кондиціонування РР в ОГП забезпечується фільтрами в лінії зливу РР (Ф1 і Ф2), сапуном С, заливним фільтром ФЗГ і оливаохолоджувачем АТ в однонасосному ОГП.

Запобіжний клапан КП1 встановлюється на насосі-дозаторі при використанні шестеренного насоса НШ50-А3 (рис. 2.2 і рис.2.3) або на насосі НРГ-356 фірми «Bondioli & Pavesi» з робочим об'ємом 56 см<sup>3</sup> (рис. 2.4).

При аварійному режимі роботи, наприклад, внаслідок розгерметизації РВД, рівень РР в гідробаку Б знижується і всмоктування через трубопровід з гідравентилем ВН припиняється через потрапляння повітря (показано незатушованою стрілкою). Але оскільки всмоктуюча горловина трубопроводу розміщена істотно вище горловини паралельного всмоктуючому трубопроводу, то в баку Б зберігається деяка кількість РР для підживлення після перекриття гідравентилля ВН і дозволяє завершити функціонування ОГП.

В однонасосному ОГП функціонування навісного обладнання (гідроциліндрів або гідромоторів блоку Б) забезпечується тільки при нейтральному положенні рульового механізму насоса-дозатора НД шляхом підведення до цього блоку РР по каналу  $p(EP)$ . При відхиленні рульового колеса ця лінія автоматично перекривається насосом-дозатором, забезпечуючи пріоритет ОГП кермового керування. Однонасосний ОГП дозволяє знизити кількість РР і відмовитися від виготовлення приводу для окремого насоса рульового керування.

Особливістю ОГП трактора з гідророзподільником LSC90 фірми «Bondioli & Pavesi» (див. рис. 2.4) є наявність додаткового запобіжного клапана КП5, п'ятипровідне виконання гідророзподільників, система повернення золотників виконана за допомогою керуючих гідроциліндрів.

На рис. 2.5 показані місця розміщення елементів гідросистеми: 1 – важелі керування розподільником 2; 3 – сапун; 4 – панель з'єднувальних муфт БРС; 5 – гідроциліндри ЗНУ; 6 – бак; 7 – насос.

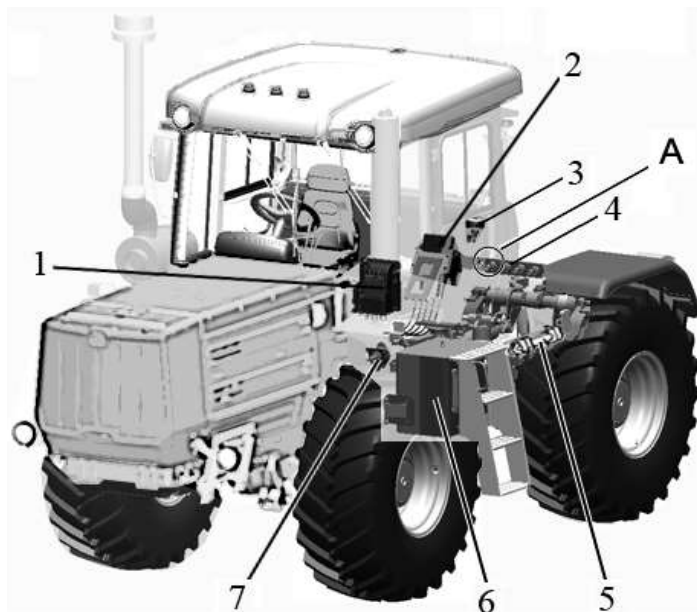


Рис. 2.5. Розміщення вузлів гідросистеми на тракторі ХТЗ

На рис. 2.6 представлений загальний вигляд швидкокорознімного з'єднання БРС, що складається з охоплювальної 1 (НР10-2-Х0041) і охопленої 2 напівмуфт із нарізкою М20х1,5 на кінцях, зовнішньої втулки з рифленням «а», шариків 3, які встановлені в канавці «б», зворотних клапанів 4 і 5 з кільцевими ущільнювачами 6, втулок 7 і замкових кілець 8, пружини 9.

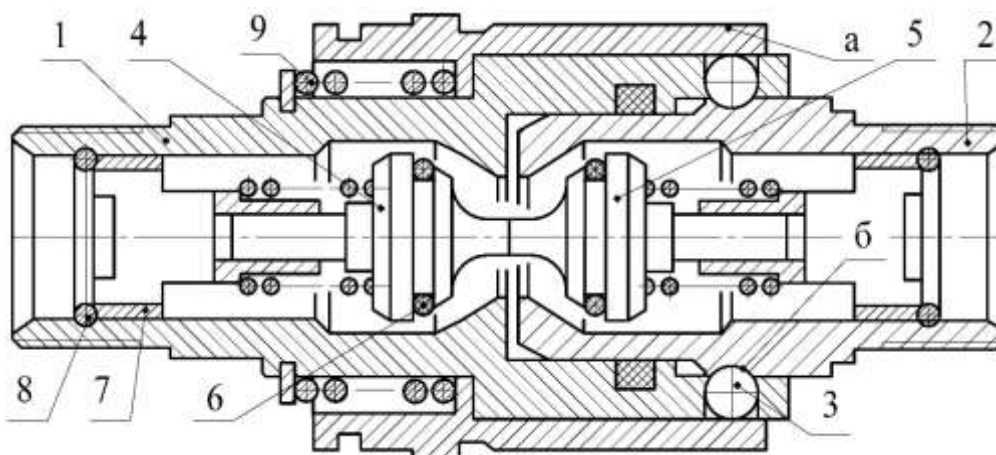


Рис. 2.6. Швидкокорознімне з'єднання БРС (вигляд А на рис. 2.5)

Для роз'єднання муфти необхідно:

– зрушити рифлену втулку «а» фіксатора напівмуфти 1 до виходу шариків фіксатора, при цьому охоплювана напівмуфта 2 виштовхується пружинами клапанів 4 і 5 напівмуфт;

– закрити напівмуфти захисними пластмасовими ковпачками.

Для з'єднання напівмуфт необхідно:

– зрушити рифлену втулку «а» фіксатора охоплювальної напівмуфти 1 до виходу шариків 3 фіксатора і вставити охоплювану напівмуфту 2 до заходу шариків фіксатора в канавку «б» корпусу охоплюваної напівмуфти 2. Відпустити рифлену втулку «а»;

– з'єднати між собою пластмасові ковпачки. Поряд з охоплювальною напівмуфтою НР10-2-Х0041 для під'єднання гідросистем, агрегованих із трактором машин, можливе застосування охоплювальних напівмуфт НР10-2-Х0048 (штуцер М27х1,5) і НР10-2-АGF-08 (штуцер G1/2).

## 2.1.2. Об'ємний гідропривод в трансмісіях тракторів

### 2.1.2.1. Особливості використання об'ємних гідроприводів в трансмісіях мобільних машин

Повнопотоковий ОГП розуміють як передачу всієї потужності приводного ДВЗ ведучим «зірочкам» гусениць або коліс за допомогою енергії РР. Уже в середині 80-х рр. минулого століття в бульдозерах ОГП (або гідрооб'ємні трансмісії ГОТ) застосовувалися з двигунами потужністю до 150 кВт фірмами Liebherr (ФРН) і John-Deer (США) [25]. На цих бульдозерах кожна гусениця має індивідуальну передачу, забезпечуючи можливість безступінчастої зміни швидкості, а також рух гусениць у різних напрямках і на цій основі поворот машини при використанні повної потужності без вимкнення або гальмування однієї з гусениць. Таким чином, ОГП допускає виключення з конструкції машини таких традиційних вузлів, як гідротрансформатор, коробку передач, планетарні механізми і бортові фрикціони. Крім того, відносно просто створюється автоматична система керування машин, що працюють у тягових режимах (навантажувачі, бульдозери та автогрейдери).

Найбільш досконалою системою роботи ОГП бульдозера є автоматична зміна подачі регульованого насоса залежно від частоти обертання валу ДВЗ і зовнішнього навантаження. Така система керування ОГП автоматично змінює швидкість руху машини відповідно до тягового зусилля і розподіляє потужність ДВЗ між приводом робочого обладнання (пріоритетно) і трансмісією.

Для ОГП трансмісій тракторів в основному застосовуються аксіальнопоршневі насоси і гідромотори, які мають переваги з точки зору енергетичних показників (питомої маси та ККД), діапазону швидкості і автоматизації безступеневого управління робочим об'ємом гідромашин. Перспективними є також радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями, які застосовують в ОГП будівельно-дорожніх і сільськогосподарських машин потужністю до 15 кВт [19] і військових гусеничних машинах для механізмів повороту і в двопотокових трансмісіях, що забезпечують безступінчастий розгін машин і плавний, пропорційний відхиленню штурвалі поворот. Слід відмітити як перспективні вітчизняні досить успішні конструкторські та науково-дослідні розробки шарикопоршневих гідромашин [54; 92].

Розглянемо особливості застосування ОГП в трансмісіях колісних мобільних машин. Основні схеми використання ОГП, включаючи повнопотоковий, без проміжних редукторів і коробок передач, і з поєднанням останніх, розглянуті в роботі [55]. Дослідженню тягово-швидкісних характеристик (ТШХ) зернозбирального комбайна КЗСР-9М (Славутич) з повнопотоковим об'ємним гідроприводом ходу присвячені роботи [26; 38; 39].

Для комбайна масою 12 т з ДВЗ потужністю 173 кВт (ЯМЗ-238АК-4) розглянуті можливості отримання необхідної ТШХ на технологічному режимі – зусилля, що розвивається в 76 кН, і максимальній швидкості в 25 км/год при транспортному режимі. Крім того, запропоновані шляхи підвищення транспортної швидкості комбайна до 40 км/год в світлі сучасних вимог до даного виду продукції.

На першому етапі розглядалися кілька гідравлічних принципів схем реалізації ТШХ комбайна зі створенням максимального тягового зусилля 76 кН при зрушуванні і зниженні до 13 кН при максимальній швидкості в 25 км/год (рис. 2.7). На схемах наведені двигун внутрішнього згоряння ДВЗ, насос Н, гідромотори

М, М1 і М2, провідний міст ВМ, коробки передач КП, узгоджувальний редуктор СР, гідророзподільники Р1 і Р2.

Згідно зі схемою на рис. 2.7,а ОГП включає насос з регульованим робочим об'ємом Н і гідромотор М з постійним робочим об'ємом. Реалізація режимів ТШХ здійснюється за допомогою на серійному комбайні чотирьохдіапазонної коробки передач КП між гідромотором і провідним мостом ВМ.

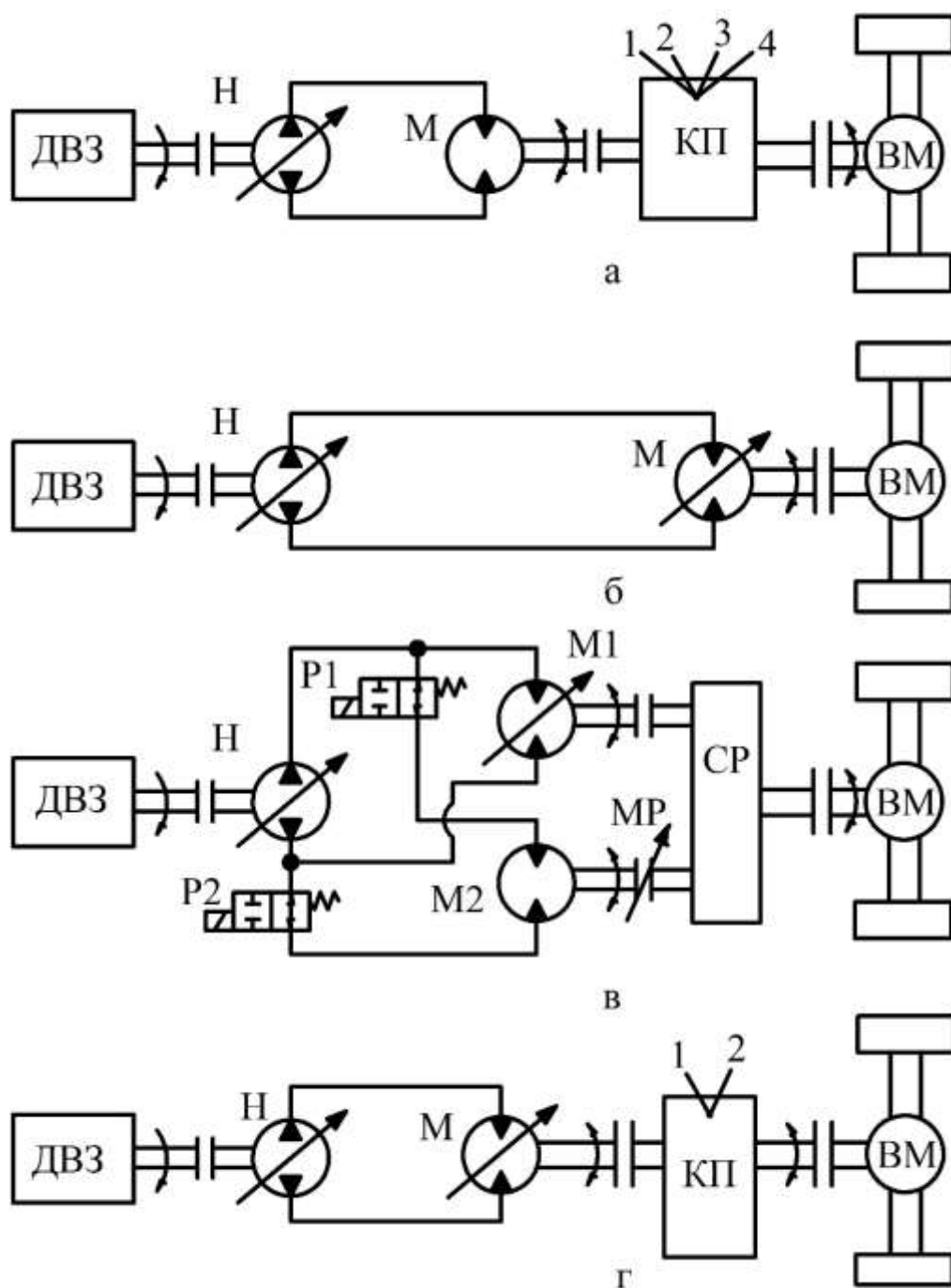


Рис. 2.7. Варіанти гідравлічних принципних схем ОГП ходу зернозбирального комбайна КЗСР-9М (Славутич)

Встановлено, що така трансмісія має ряд істотних недоліків:

- є ділянки ТШХ, на яких встановлена потужність ОГП не може бути повністю реалізована;
- недостатнє тягове зусилля ведучих коліс і гальмівні характеристики ОГП на транспортному режимі руху комбайна;
- для перемикавання передач необхідна зупинка комбайна;
- перевантаження ОГП при розгоні комбайна на транспортній передачі;
- недостатні гальмівні характеристики на транспортному діапазоні.

Трансмісія з регульованим гідромотором, але без коробки передач (рис. 2.7,б), не забезпечує необхідного діапазону швидкості комбайна. Трансмісія без коробки передач, але з двома регульованими або комбінацією регульованого М і нерегульованого гідромоторів М (рис. 2.7,в) істотно спрощує механічну частину трансмісії за рахунок відмови від коробки передач, але вимагає введення систем механічного та гідравлічного відключення гідромотора М2 від трансмісії. Однак в такому приводі швидкість комбайна обмежена значенням 25 км/год.

ОГП з регульованим гідромотором і двоступеневою коробкою передач (рис. 2.7,г) дозволяє досягти необхідної швидкості в 40 км/год. Таким чином, проведені дослідження дозволяють зробити висновок про необхідність створення двопотокових трансмісій, що поєднують ОГП на паралельному потоці потужності і механічної передачі обертання веденого валу. Саме такі гідромеханічні двопотокові передачі вдалося реалізувати завдяки об'єднанню ОГП і планетарної коробки передач (або в ряді випадків тільки планетарного редуктора). Плавне регулювання швидкості забезпечується гідромотором, що змінює частоту обертання одної з ланок планетарного редуктора.

На рис. 2.8 приведена ТШХ з використанням ОГП з регульованим гідромотором. При використанні ОГП з регульованим гідромотором швидкісні можливості трансмісії комбайна обмежені максимальною в 17,5 км/год (рис. 2.8,б), при використанні двох гідромоторів з відключенням одного з них швидкісний діапазон розширюється (рис. 2.8,в), а введення двоступеневої коробки передач тільки з одним регульованим гідромотором дозволяє отримати швидкість в 40 км/год (рис. 2.8,г). Остання характеристика

отримана також в подрібнювачі Jaguar з аналогічним тяговим зусиллям [38; 39].

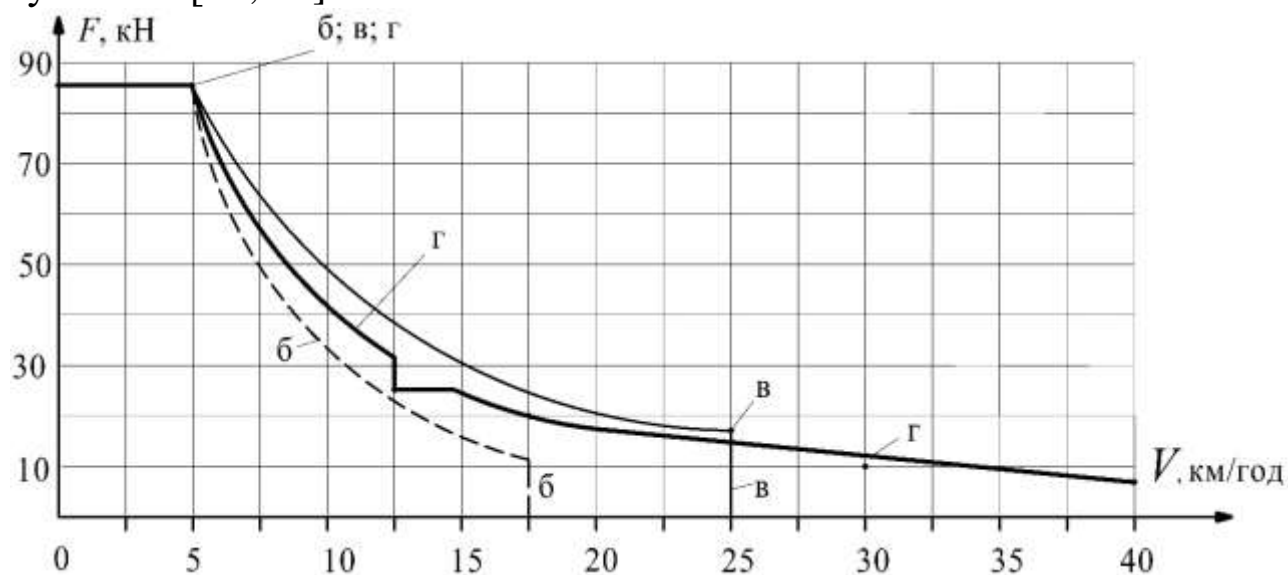


Рис. 2.8. Тягово-швидкісні характеристики комбайна КЗСР-9М (Славутич) при ОГП з регульованим гідромотором: б – без коробки передач; в – з двома гідромоторами, один з яких відключається механічно від трансмісії; г – з двоступеневою коробкою передач

### 2.1.2.2. Порівняльні характеристики гідромеханічних коробок передач мобільних машин

У трансмісіях мобільних машин, зокрема тракторів, будівельних та дорожніх машин, мають поширення гідромеханічні трансмісії, в яких потужність передається за допомогою гідродинамічних передач або ОГП. Перші мають назву трансмісій з гідротрансформаторами передачі крутного моменту, а другі об'ємно-гідромеханічного безступінчастого двопотокового типу.

Першою вітчизняною безступінчастою гідромеханічною двопотоковою трансмісією з ОГП виявилась розробка підприємства ХКБМ ім. О. О. Морозова для залізничного мотовоза МТ-1 фірми «Крокус». Успішні випробування дослідного зразка трансмісії стали основою для створення вченими та фахівцями НТУ «ХП» двопотокової трансмісії для колісного трактора ХТЗ. Розглянемо порівняльні характеристики гідромеханічних трансмісій з гідротрансформатором і двопотокового принципу дії.

Для експлуатації мобільних машин, зокрема на залізницях, широко використовуються мотовози, оснащені гідромеханічними

трансмiсiями з комплексними гiдротрансформаторами, як перетворювачi крутного моменту i частоти обертання вихiдного валу. В Україні такі трансмісії не випускаються, i тому виникає проблема забезпечення ремонту i закупівлі для них комплектуючих. У той же час набули поширення двопотокові гiдромеханiчні трансмісії iз забезпеченням безступеневого регулювання частоти обертання i крутного моменту шляхом використання в паралельному потоці потужності ОГП, що дістали скорочену назву ГОМТ. Сферою застосування двопотокових трансмісій стали сiльськогосподарські i промислові трактори, будiвельно-дорожні та вiйськові машини.

До основних переваг двопотокових трансмісій ГОМТ вiдносять безступеневе регулювання швидкостi транспортного засобу, створення високих тягових зусиль у зоні мiнiмальних (повзучих) швидкостей пересування i в той же час отримання високого ККД при русі на транспортних (максимальних) швидкостях завдяки використанню планетарних коробок передач iз мiнiмальним рiвнем втрат потужності. Позитивні результати випробувань двопотокових об'ємно-гiдромеханiчних трансмісій є основою для проведення порiвняльного аналізу гiдромеханiчних трансмісій та оцiнки перспективності їх подальшого використання.

В технічній лiтературі наведені теоретичні основи створення двопотокових трансмісій i досвід їх використання в тракторах iноземних фірм [8; 29; 51; 63...68; 72; 73; 91]. Характеристики гiдромеханiчної трансмісії ГП-300 з комплексним гiдротрансформатором для мотовозів МПТ-6 масою 28,5 т наведено в роботі [36]. В роботі [64] дано аналіз роботи двопотокової трансмісії ГОМТ мотовоза моделі МТ-1 «Крокус» (скорочена назва: ГТБ – двопотоковий гiдромеханiчний трансмісійний блок), а також наведено значення змiни ККД i тискiв в ОГП на рiзних швидкiсних i тягових режимах роботи. Там же викладено основні результати натурних випробувань мотовоза МТ-1. Методику статичного розрахунку ОГП i вибору робочих об'ємiв гiдромашин для мотовоза МТ-1 наведено в роботі [24]. Результати стендових випробувань аксiальнопоршневих гiдромашин – насоса з регульованим робочим об'ємом i гiдромотора з постійним робочим об'ємом, які передували складанню двопотокової трансмісії ГОМТ-ГТБ, наведено в роботі [75]. Становить iнтерес порiвняння деяких технічних i компонувальних характеристик трансмісій у мотовозах моделей

МПТ-6 і МТ-1 з метою оцінки можливості переходу на двопотокові трансмісії вітчизняного виробництва. На рис. 2.9 наведено загальний вигляд цих мотовозів.



а



б

Рис. 2.9. Мотовози: МПТ-6 (а) та українського виробництва МТ-1 «Крокус» (б)

На рис. 2.10 подано структурні схеми гідромеханічних передач мотовозів. Гідропередача ГП-300 [36] з комплексним гідротрансформатором ГТК для мотовоза МПТ-6 (рис. 2.10,а) включає приводний двигун ДВЗ, планетарну коробку передач ПКП-ГП, коробку відбору потужності КВП, шестеренний насос Н1 системи змазки, керування й охолодження (НШ50А-4) та ОГП ходозменшувача, що включає регульований аксіальнопоршневий насос Н2 моделі ВМІЖ 063.234.016 і радіальнопоршневий гідромотор одноциклової дії М1 (модель МРФ-400/25М1) або планетарно-роторний моделі ГПР-630. Необхідність використання як додаткового привода для ходозменшувача (у цій конструкції ОГП) обумовлена тим, що гідротрансформатор не забезпечує «повзучу» швидкість мотовоза близько 2 км/год.

Двопотокова трансмісія ГОМТ-ГТБ для мотовоза МТ-1 «Крокус» (рис. 2.10,б) включає аксіальнопоршневий насос Н3 з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М2 з постійним робочим об'ємом, планетарну коробку передач ПКП-ГОМТ, коробку відбору потужності КВП-ГОМТ, шестеренні насоси Н4 керування і змащування вузлів тертя та Н5 відкачування РР з корпусу ГОМТ. ОГП має замкнений ланцюг циркуляції РР. При роботі ОГП в повному потоці потужності забезпечуються зрушення мотовоза з місця і низькі швидкості шляхом зменшення частоти обертання гідромотора М2 до  $200 \text{ хв}^{-1}$ , що відповідає швидкості пересування

мотовоза в 2 км/год. Подальше збільшення частоти обертання гідромотора М2 до  $2100 \text{ хв}^{-1}$  у поєднанні зі встановленим діапазоном у планетарній коробці передач ПКП-ГОМТ забезпечує швидкість мотовоза МТ-1 до 100 км/год.

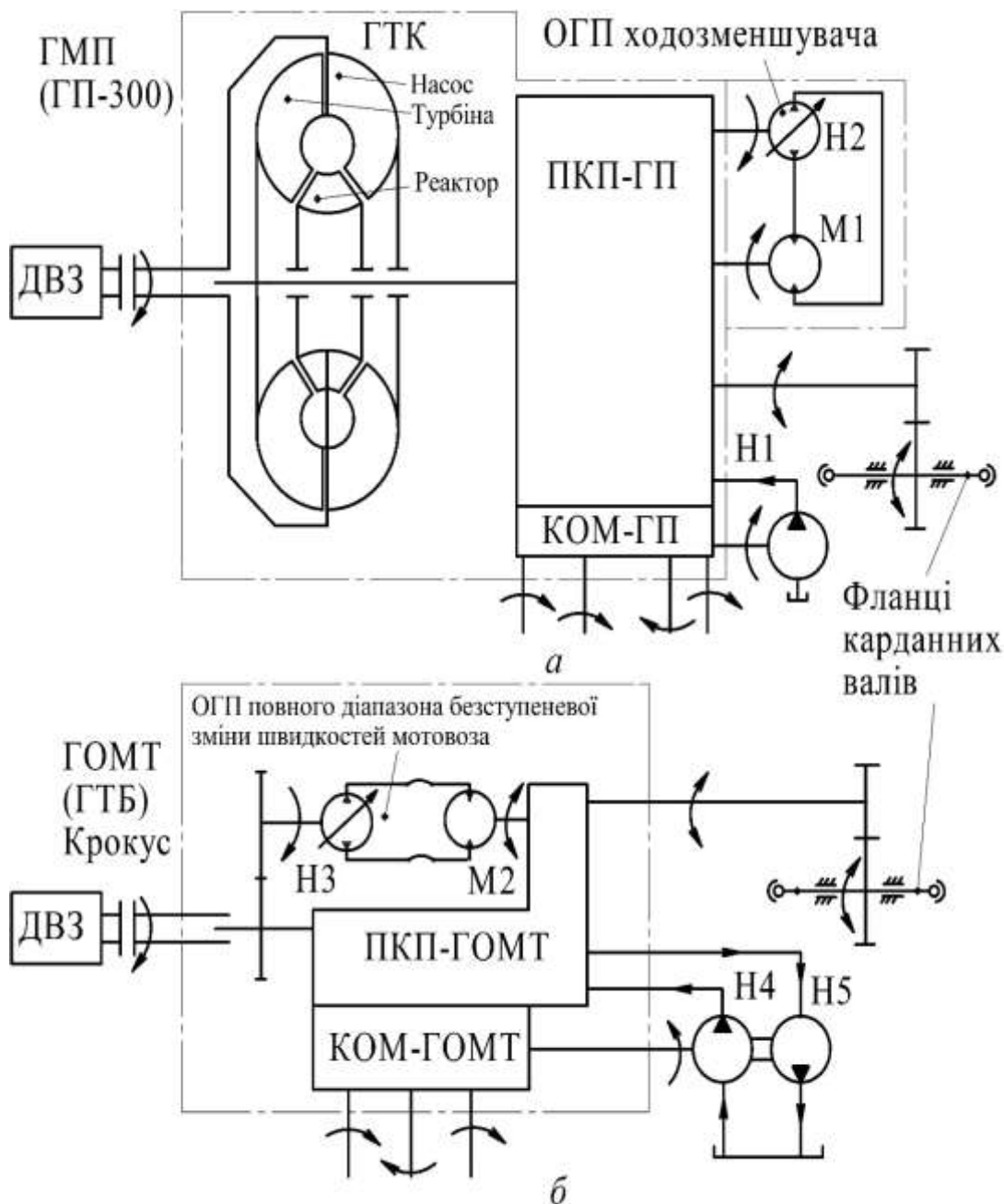


Рис. 2.10. Структурні схеми гідромеханічних передач ГМП (ГП-300) з гідротрансформатором (а) та ГОМТ з ОГП (б)

Таким чином, у трансмісії з ГОМТ ОГП реалізує повний діапазон швидкостей, а в трансмісії ГП-300 з ГТК необхідно встановлювати додатково ОГП ходозменшувача.

Основні технічні характеристики гідромеханічних передач для мотовозів МПТ-6 і МТ-1 наведено в табл. 2.2. Питомий показник потужності трансмісії ГОМТ-ГТБ нижчий на 73 %, ніж у ГМП-300 (3,6 і 5 кг/кВт, відповідно). Призначення тонкості фільтрації РР в 40 мкм для ГП-300 виглядає явно недостатнім, оскільки для шестеренних насосів потрібно не більше 25 мкм. Для мотовоза МТ-1 призначення тонкості фільтрації в 10 мкм обумовлено вимогами виробників гідророзподільників.

Таблиця 2.2

Характеристики гідромеханічних передач мотовозів

Найменування параметра, розмірність	Залізничні мотовози	
	МПТ-6	МТ-1 (Україна)
Маса мотовоза, т	28,5	39
Максимальна швидкість, км/год	100+10	100
Двигун	ЯМЗ 238Б	«DEUTZ»
Потужність, кВт/частота обертання ДВЗ, хв <sup>-1</sup>	220/2000	330/2100
Тип трансмісії	ГП-300	ГОМТ-ГТБ
Перетворювач крутного моменту	ГТК	ОГП
Макс. крутний момент на виході, кН	–	14
ККД трансмісії, максимальний	0,92	0,92
Маса трансмісії (без РР), кг	1100	1200*
Маса трансмісії / потужність ДВЗ, кг/кВт	5,0	3,63
Робоча рідина марки АТФ...	«А» (I-20А)	200 «А» Mobil
Тиск керування / змазки / підживлення, МПа	1,2/0,2/0,4	1,6/0,25
Витрата насоса керування, л/хв	100	66
Тонкість фільтрації РР, мкм	40	10

Примітка: \*) в комплекті з насосом (202 кг) і гідромотором (110 кг).

Функціональне призначення вузлів ГМП-300 (рис. 2.11) [36]:

- вхідний редуктор для узгодження характеристик ДВЗ і гідротрансформатора ГТК та передачі крутного моменту від ДВЗ на насосне колесо. Редуктор складається із зубчастих коліс К1 і К2 постійного зачеплення;
- гідротрансформатор ГТК для перетворення крутного моменту залежно від навантаження на турбінному колесі;
- коробка передач для ступінчастої зміни передаточного числа і забезпечення зміни напрямку обертання вантажного валу

(забезпечення переднього і заднього ходу мотовоза). Коробка передач включає механічний планетарний редуктор із фрикційними вузлами Т1, Т2 і Ф3, перекидний вал із зубчастими колесами К6 і К7, вантажний вал із зубчастими колесами К9 і К10 та механізмом реверса;

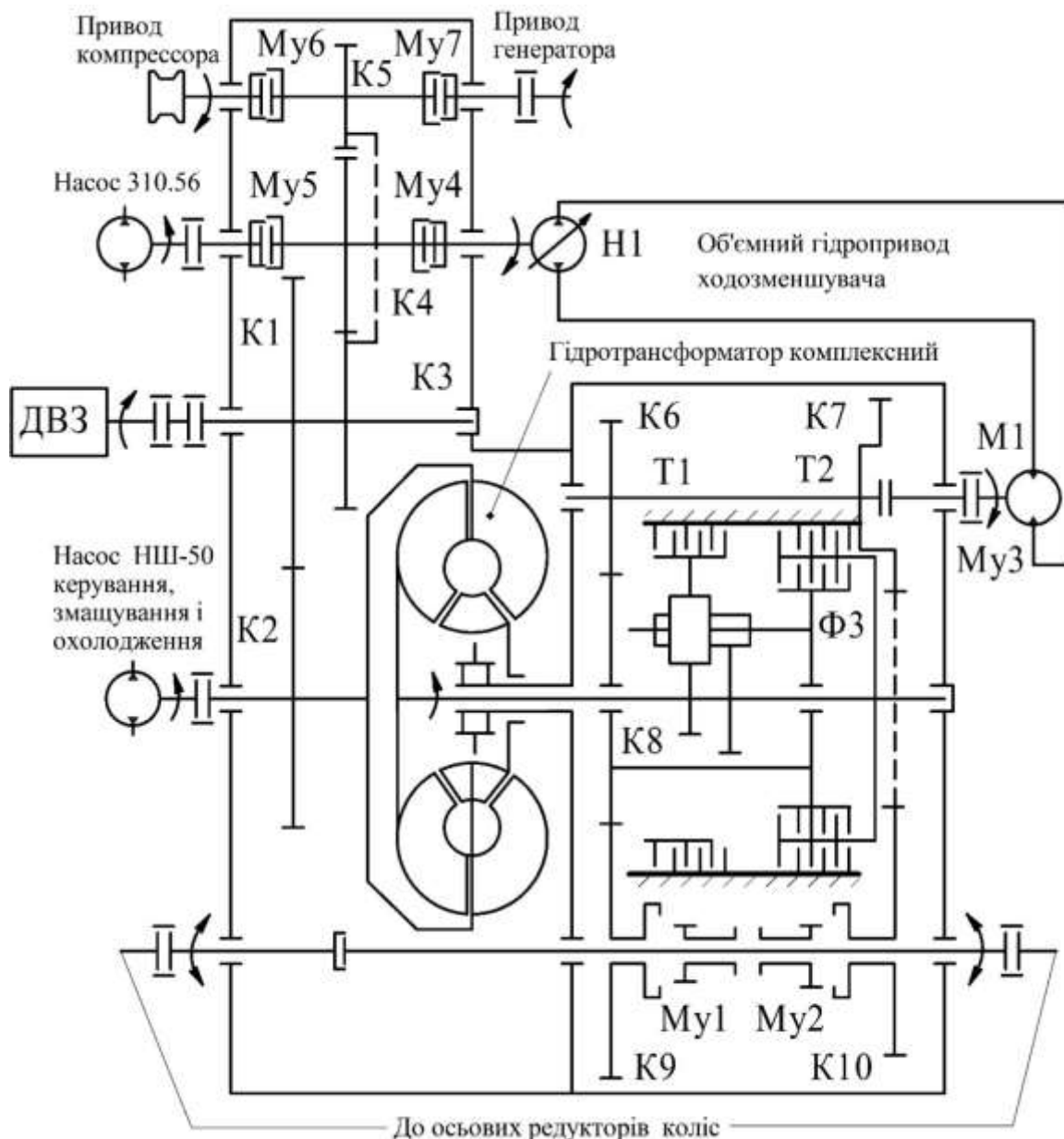


Рис. 2.11. Схема гідромеханічної передачі ГП-300: К1...К10 – зубчасті колеса; My1...My7 – керовані зубчасті муфти; Т1, Т2 і Ф3 – фрикціони

– редуктор відбору потужності для передачі потужності двигуна на ходозменшувач і допоміжні агрегати (компресор, електрогенератор, аксіальнопоршневий насос високого тиску моделі 310.56), що забезпечують роботу технологічного устаткування, і включає

зубчасті колеса К3, К4 і К5. Колесо К3 жорстко закріплене на вхідному валу, і з ним у постійному зачепленні знаходиться зубчасте колесо К4, жорстко закріплене на валу привода насоса 310.56 і насоса ходозменшувача, а також зубчасте колесо К5, жорстко закріплене на валу привода генератора і компресора.

На рис. 2.12 наведено принципову кінематичну схему двопотокової трансмісії ГОМТ-ГТБ [24; 64] мотовоза МТ-1.

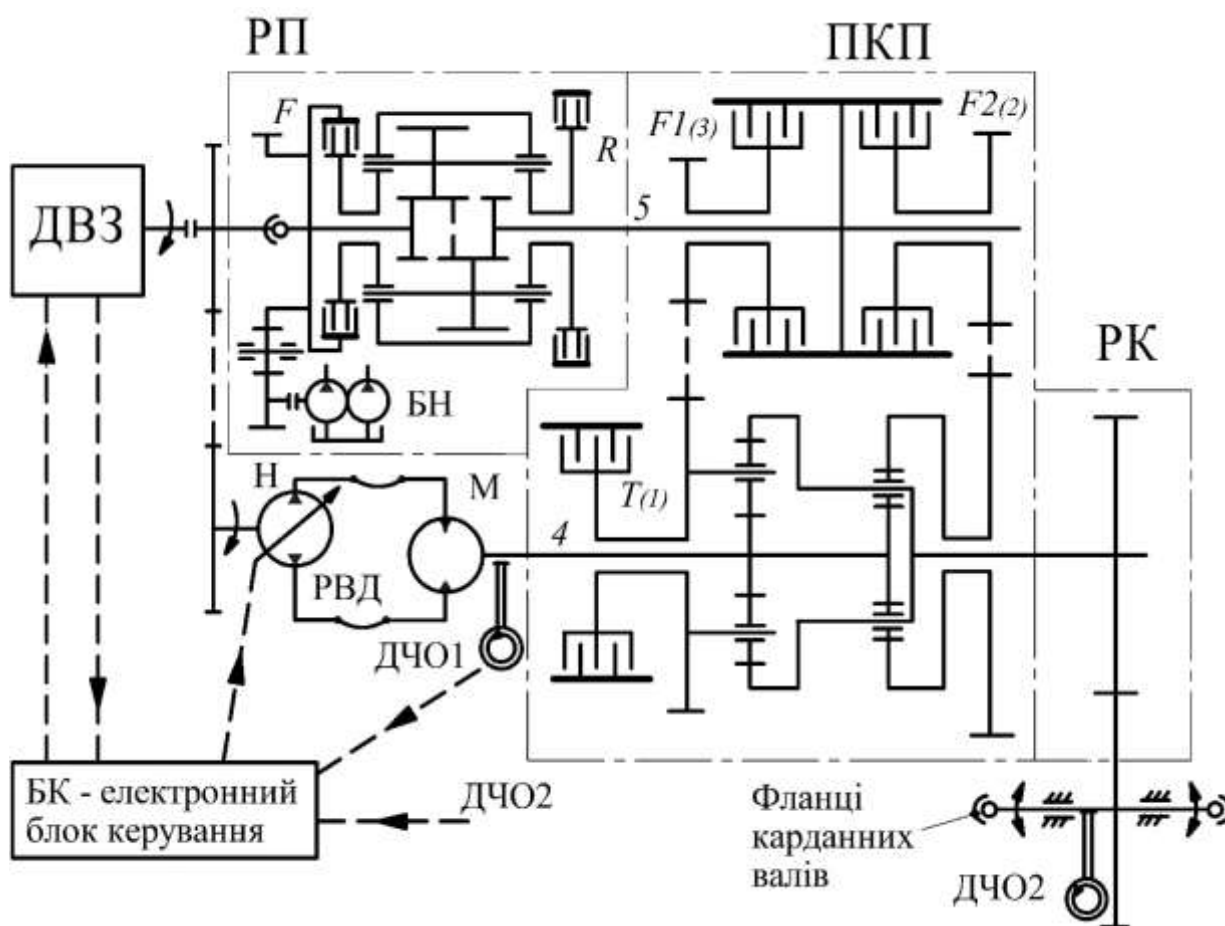


Рис. 2.12. Кінематична схема двопотокового ГОМТ-ГТБ мотовоза МТ-1

ГТБ включає планетарну коробку передач ПКП, ОГП з двох аксіальнопоршневих гідромашин з машинним способом регулювання (насос Н із регульованим робочим об'ємом і гідромотор М з постійним робочим об'ємом), реверсивний пристрій РП з блоком насосів БН керування і відкачування РР, коробку роздавальну РК. За допомогою датчиків ДЧО1 і ДЧО2 контролюють частоту обертання гідромотора і карданних валів. ГТБ забезпечує три діапазони – технологічний, маневровий і транспортний. Принцип роботи ГТБ полягає в реалізації особливого способу складання потоків

потужності від ДВЗ, гідромотора з планетарними рядами і ПКП на різних режимах роботи.

Реверсивний пристрій РП складається з 2-х планетарних лав, двох фрикціонів переднього (F) і заднього (R) ходу, ПКП виконана за двовальною схемою (вали 4 і 5) і складається з двох планетарних лав, двох знижувальних редукторів і трьох фрикціонів (1, 2, 3) перемикачів діапазонів. Перемикачів діапазонів робиться за сигналами від електронного блока керування БК і регулюється клапанним пристроєм, забезпечуючи тиск 1,6 МПа в порожнині бустерів відповідних фрикціонів РП і ПКП. При цьому фрикціони вмикаються в такому порядку згідно з діапазонами:

- при русі вперед: технологічний 1–2; маневровий 2-F і транспортний режим 3-F;
- при русі назад: технологічний 1–2; маневровий 2-R і транспортний 3-R.

Перший швидкісний діапазон ГОМТ забезпечується увімкненням гальмівного фрикціона Т і фрикційної муфти F2 та є повнопотоковим – у коробку передач потужність від ДВЗ входить тільки від ОГП. Швидкість пересування мотовоза варіюється в межах від 0 до 13 км/год як переднім, так і заднім ходом. Другий і третій діапазони – двопотокові при складанні потужностей на планетарних рядах від ОГП і механічної гілки. Вибір налаштувань системи керування ГОМТ для режимів роботи мотовоза здійснюється машиністом шляхом перемикачів відповідного тумблера на робочому пульті. Регульовальна характеристика трансмісії є реверсивною, тобто забезпечує перехід з переднього ходу на задній зміною знака параметра регулювання насоса ОГП без зупинки мотовоза і перемикачів у механічній частині трансмісії.

Алгоритм керування трансмісією сформований з урахуванням максимально можливого використання двигуна в зоні частот обертання колінчастого валу, що відповідає найбільшому рівню паливної економічності. Для ДВЗ DEUTZ потужністю 330 кВт, встановленого на МТ-1, робочий діапазон частот обертання становить 1400...2100 хв<sup>-1</sup>. Для ОГП ГТБ мотовоза вибрані аксіальнопоршневі гідромашини фірми Rexroth Bosch Group – здвоєний («тандем») насос 2xA4VG180 з електрогідравлічним пропорційним регулятором робочого об'єму і гідромотор А2FM355 з постійним робочим об'ємом [75]. На рис. 2.13 наведено алгоритм

роботи ДВЗ і гідромотора ОГП при русі мотовоза МТ-1 в повному швидкісному діапазоні [64].

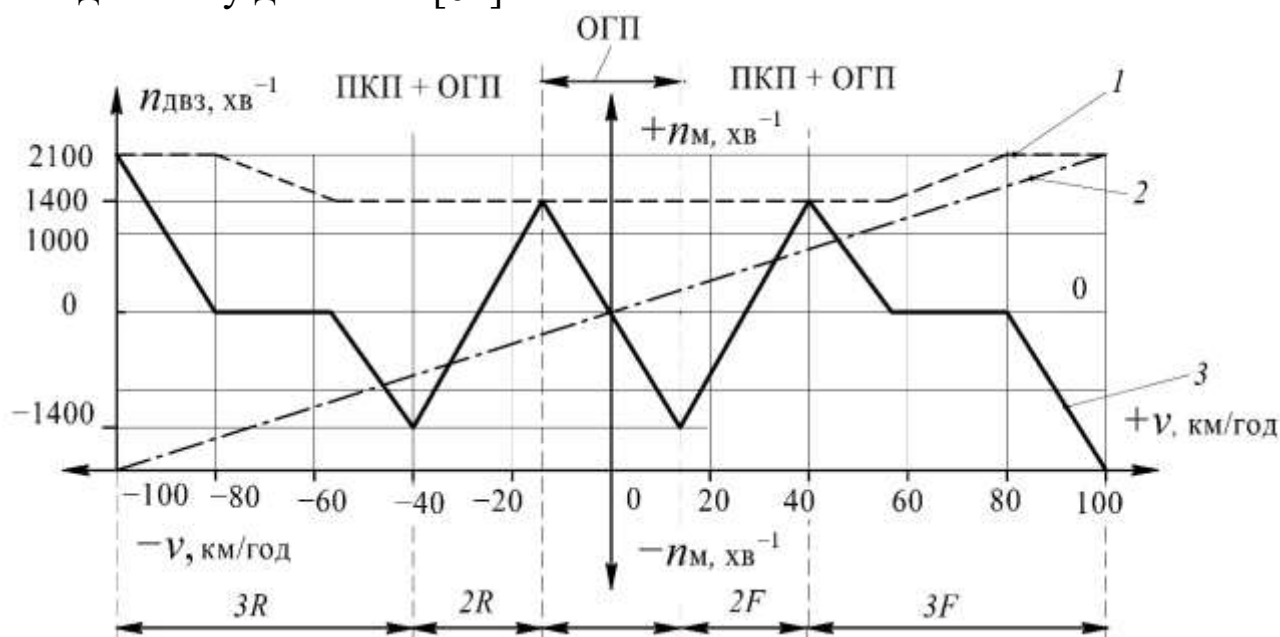


Рис. 2.13. Зміна частоти обертання ДВЗ (1), швидкості мотовоза (2) і частоти та напрямку обертання валу гідромотора (3) ОГП ГОМТ

При швидкості мотовоза до 14 км/год вихідний вал ГТБ приводить в обертання тільки гідромотор ОГП, забезпечуючи максимальні тягові характеристики. При збільшенні швидкості від 14 до 100 км/год робота ОГП і планетарної коробки передач ПКП підсумовується (ПКП + ОГП). При швидкості мотовоза до 56 км/год достатньою є частота обертання ДВЗ в 1400 хв<sup>-1</sup>, при більш високій швидкості аж до максимальної в 100 км/год частота ДВЗ становить 2100 хв<sup>-1</sup>. На рис. 2.14 подано розрахункові характеристики ГОМТ мотовоза залежно від його швидкості. Максимальне тягове зусилля розвивається на першому діапазоні при роботі тільки ОГП і швидкість мотовоза може підтримуватися в діапазоні від 0,3 до 10 км/год при постійному тяговому зусиллі, далі починається плавне зниження зусилля. Пусковому режиму роботи відповідає максимальний тиск до 35 МПа, який при максимальній швидкості мотовоза знижується до 5 МПа. ККД трансмісії стартує з мінімального значення в 0,72 і підвищується до 0,92 на транспортному режимі. При цьому ККД на перехідному режимі з другого на третій діапазон знижується з 0,92 до 0,85.

Поглиблене вивчення робочих параметрів ГОМТ на основі матричного аналізу за допомогою спеціалізованого програмного

продукту TRANS розробки кафедри Автомобіле- і тракторобудування НТУ «ХП» дозволило оптимізувати роботу ГОМТ у складі мотовоза МТ-1. При цьому алгоритм керування ГОМТ сформований з урахуванням максимально можливого використання ДВЗ у зоні частот обертання колінчастого валу, що відповідає найбільшому рівню паливної економічності.

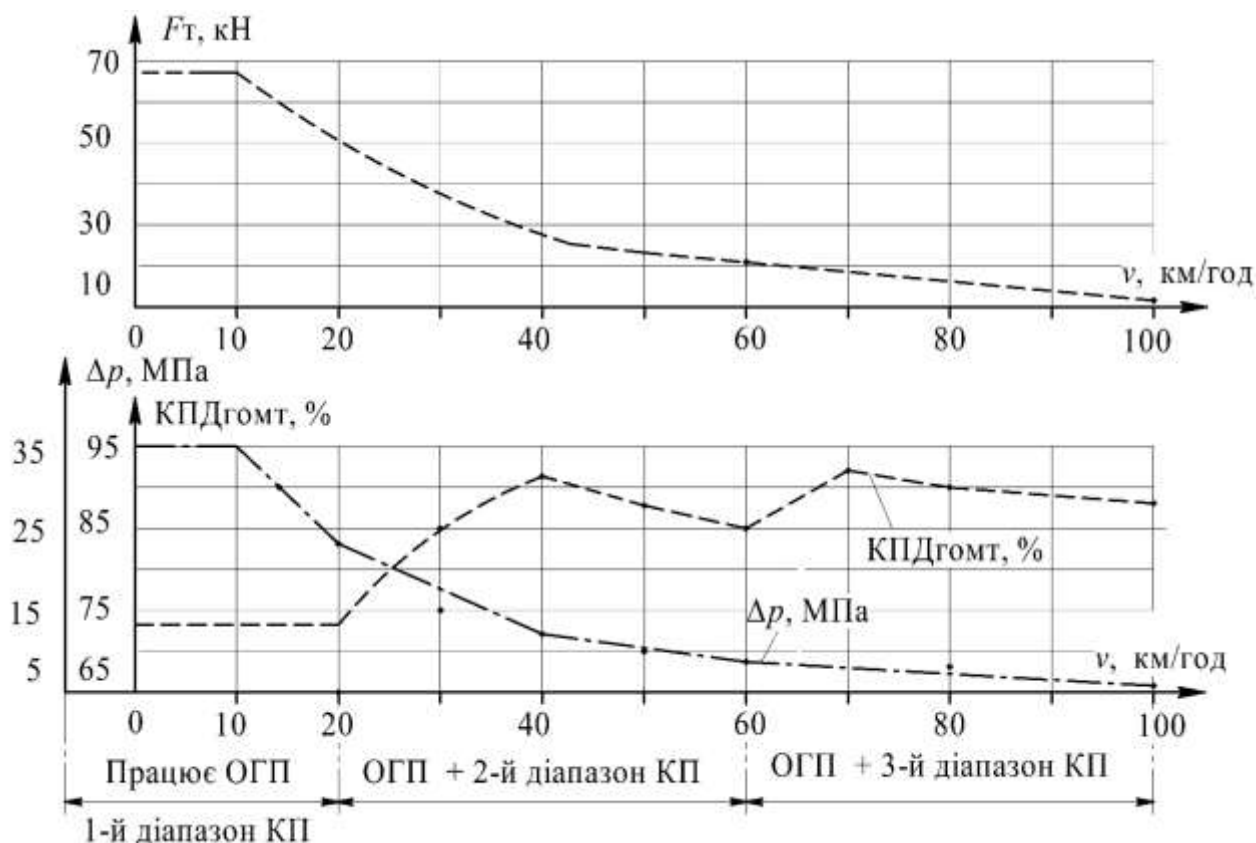


Рис. 2.14. Зміна тягового зусилля  $F_T$  мотовоза МТ-1, ККД ГОМТ-ГТБ і перепаду тисків  $\Delta p$  на гідромоторі ОГП залежно від швидкості руху мотовоза (розрахункові значення)

1. Розгін мотовоза МТ-1 у транспортному режимі слід проводити при частоті обертання валу ДВЗ близько  $1400 \text{ хв}^{-1}$ . Перемикання діапазонів слід робити при швидкості 13 км/год з першого реверсивного діапазону на другий і при швидкості 40 км/год з другого на третій. У діапазоні швидкостей мотовоза від 56 до 80 км/год вал гідромотора зупиняється. Втрати в ОГП при цьому зводяться до мінімуму і вся потужність ДВЗ передається тільки через механічну частину ГОМТ, забезпечуючи її максимальний ККД до 0,92. У вказаному інтервалі руху зростання частоти обертання

вихідного валу ГОМТ і лінійної швидкості мотовоза забезпечуються підвищенням частоти обертання ДВЗ до її значення в  $2100 \text{ хв}^{-1}$ . Подальший розгін мотовоза від 80 до 100 км/год забезпечується відповідною зміною частоти обертання валу гідромотора від 0 до «мінус»  $2100 \text{ хв}^{-1}$ .

2. На маневровому режимі швидкість мотовоза не перевищує 40...60 км/год. Режим руху мотовоза МТ-1 з навантаженням до 350 т рекомендується реалізовувати на 1-му реверсивному і 2-му діапазонах.

3. У цій кінематичній схемі ГОМТ на 2-му діапазоні в інтервалі швидкостей від 13 до 27 км/год має місце циркуляція потужності в замкнутому контурі, утвореному механічною і гідравлічною гілками трансмісії. Тому не рекомендується тривала робота у вказаному діапазоні швидкостей, особливо в інтервалі 13...17 км/год.

Результати розрахунків були підтверджені в натурному зразку мотовоза МТ-1:

– при максимальному тяговому зусиллі в 65 кН мотовоз може розігнатися до 10 км/год;

– при тяговому зусиллі в 20 кН мотовоз може розігнатися до 35 км/год, що відповідає руху з причіпним складом масою в 360 т на рівній ділянці шляху;

– незавантажений мотовоз може досягати швидкості 100 км/год на рівній ділянці шляху;

– ККД ГОМТ знаходиться в діапазоні 0,73...0,92;

– тиск в ОГП досягає 35...36 МПа при максимальному навантаженні мотовоза, що не перевищує гранично допустимого значення в 42 МПа для використовуваних аксіальнопоршневих гідромашин. Швидкість пересування мотовоза МТ-1 на технологічному режимі повзучих швидкостей може варіюватися в широкому діапазоні від 2 км/год до 0,3 км/год. Передумовою досягнення таких частот обертання є результати розрахунків – швидкість мотовоза в 2 км/год досягається при частоті обертання валу гідромотора  $210 \text{ хв}^{-1}$  і крутному моменті в 1900 Нм при перепаді тисків 35 МПа. При цьому вихідна потужність гідромотора не перевищує 54 кВт при ККД ОГП в 0,8. Оскільки для цього типу гідромотора з похилим блоком циліндрів мінімальна стійка частота обертання валу може бути знижена до  $30 \text{ хв}^{-1}$ , то відповідно і швидкість мотовоза може знизитися до унікально низького значення

в 0,3 км/год. Причому ходозменшувач не потребує установки додаткових гідропрстроїв (насоса і гідромотора) порівняно з мотовозом МПТ-6.

### 2.1.2.3. Об'ємні гідроприводи в трансмісіях тракторів

Механічні ступінчасті коробки передач колісних тракторів ХТЗ вже в першому поколінні тракторів Т-150 були оснащені ОГП для забезпечення перемикання передач без розриву потоку потужності від двигуна ДВЗ до коліс, коли при перемиканні передач не використовується педаль вимкнення зчеплення (рис. 2.15) [63]. Такий принцип перемикання оснований на використанні чотирипозиційного шестилінійного гідророзподільника Ркп кранового типу (з поворотним рухом циліндричного золотника) і механічним фіксатором у кожній позиції (на кожній передачі). В експлуатаційній документації цей гідророзподільник називається «розподільником перемикання передач». Гідропідтискні муфти Ц1...Ц4 забезпечують кінематичне замикання необхідних зубчастих зачеплень (передач) КПП. Для надійного перемикання передач використовується гідророзподільник підживлення Рп (з пропорційним гідравлічним керуванням), клапан-роздільник потоку КДп і три клапани тиску типу КДа «або», які в експлуатаційній документації називають нестандартним терміном «клапани перекидні» (позначені на схемі як КДа1...КДа3) для забезпечення підведення РР під тиском до гідророзподільника підживлення Рп на будь-якій з 4-х передач.

Зазначимо, що раніше в трансмісіях тракторів «ХТЗ» замість гідророзподільника підживлення Рп використовувався пружинний поршневий гідроакумулятор АК (на схемі перекреслений). Гідророзподільник Ркп перемикання передач не має нейтрального положення, яке забезпечується перемикачем діапазонів Д1...Д4 і ЗХ на ходозменшувачі (ХЗ) трансмісії трактора. На вихідних валах роздавальної коробки РК встановлені карданні вали і приводи шестеренних насосів: змащування і керування Н2; ОГП кермового керування і навісного обладнання Н3, а також для живлення зовнішніх споживачів на технологічних операціях трактора при підключенні гідродвигунів – гідроциліндрів і гідромоторів. Очищення РР здійснюється двома фільтрами – всмоктуючим Ф3 і напірним Ф2 в лінії нагнітання насоса Н2.

Блок В (розподільник перепускний Рпер) включає два клапани тиску – основний КП1 з налаштуванням на робочий тиск 1,0 МПа та аварійний КП2 на тиск 1,8 МПа (контроль тиску за манометром МН2). Усі вказані гідравлічні вузли розміщені усередині і на корпусі (Блок В – Рпер) коробки передач КПП. Для змащування й охолодження вузлів тертя КПП використовується РР, що направляється по двох магістралях: до оливаохолоджувача АТ1 і в точці 1 у корпус коробки передач КПП (3–3) і через дросель ДР4 по лінії 2–2 в корпус роздавальної коробки РК.

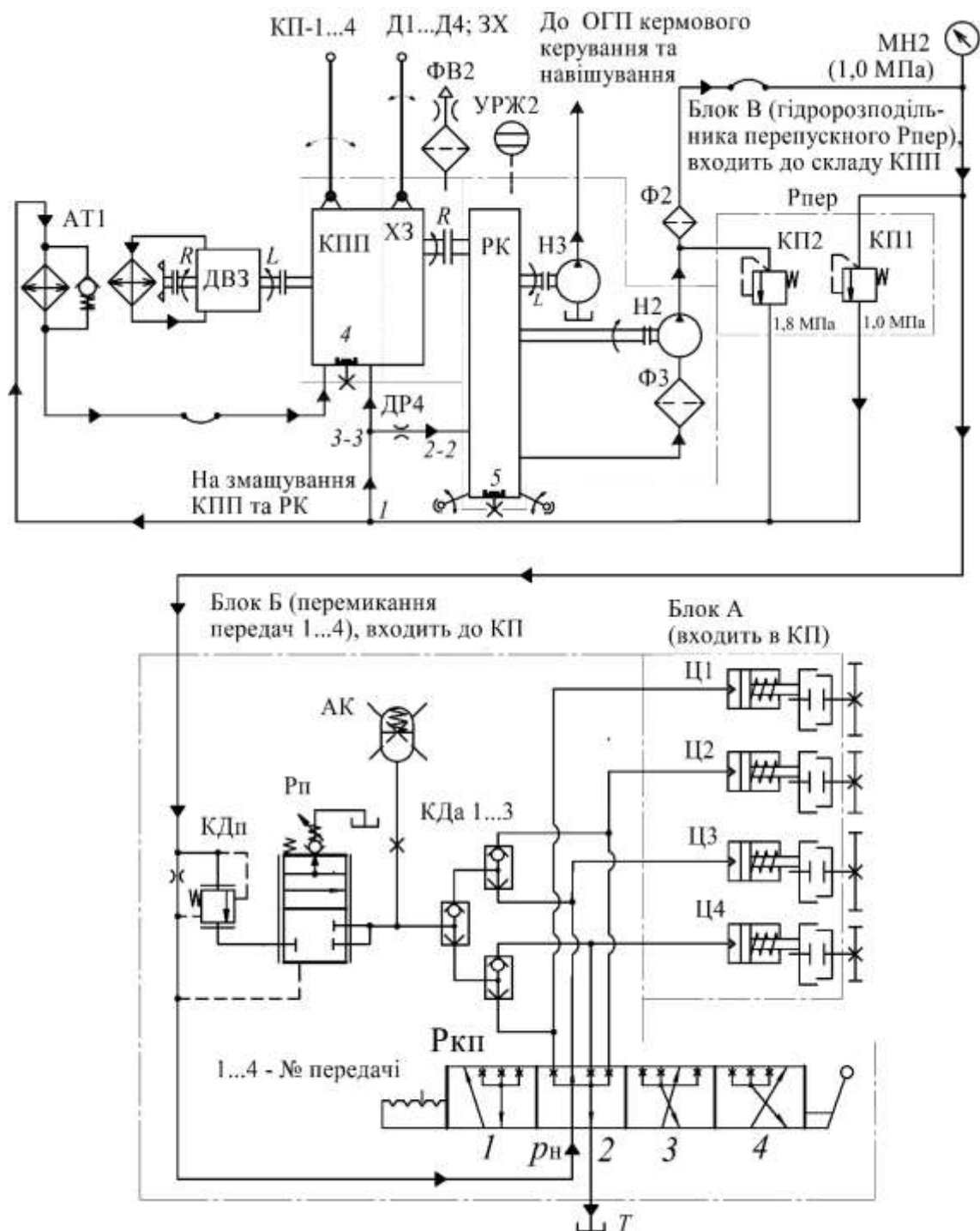


Рис. 2.15. Гідравлічна принципова схема керування і змащування ступінчастої коробки передач серійних колісних тракторів ХТЗ (блок А умовно показаний окремо від корпусу коробки передач)

Опір потоку РР, що забезпечує її вступ на мастило, створює оливаохолоджувач (радіатор) АТ1. Точки 4 і 5 означають магнітні пробки для притягування металевих частинок спрацювання вузлів трансмісії. Для зв'язку гідробака Б з атмосферою встановлений повітряний фільтр (сапун) ФВ2, для контролю рівня РР у баку служить відповідний показчик УРЖ2.

Система змащування трансмісії моделі ГОМТ (рис. 2.16) включає штатні вузли трактора – шестеренний насос Н2 і всмоктуючий фільтр Ф3, вбудовані в реверсивну коробку РК, оливахолоджувач АТ1, а також додаткові вузли: фільтр Ф2 з перепускним клапаном (номінальна тонкість фільтрації 40 мкм) та індикатором забрудненості і запобіжний клапан КП.

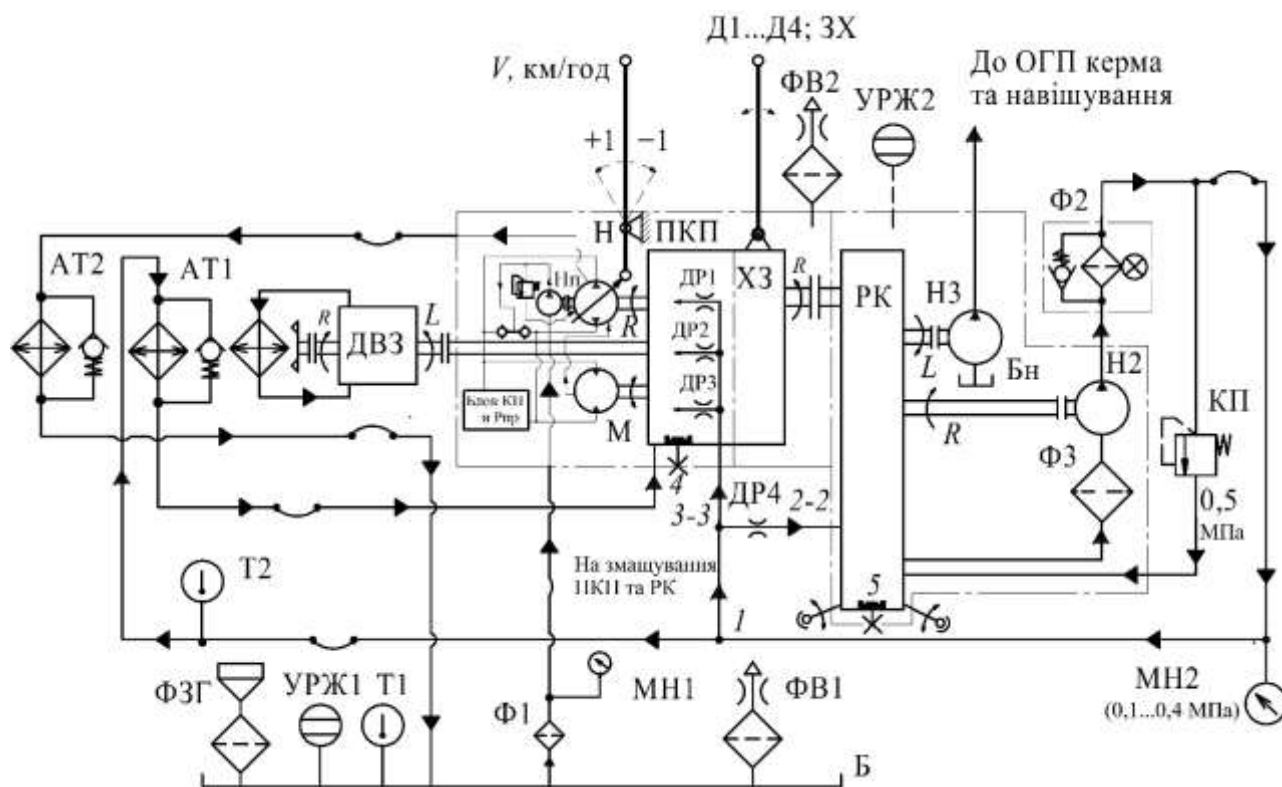


Рис. 2.16. Гідравлічна принципова схема керування та змащування двопотокової трансмісії моделі ГОМТ2

Для контролю температури служить термометр Т2 (у серійній ступінчастій трансмісії не встановлюється, хоча є попередження про обмеження температури змащування в КПП), для контролю рівня РР встановлений індикатор УРЖ2 (чи оливамірне скло), для зв'язку з атмосферою – повітряний фільтр ФВ2, для заправки гідросистеми служить пристрій Ф3Г. Для зливу РР передбачені пробки 4 і 5 з магнітними вкладишами. Витрата насоса Н2 становить 50 л/хв при номінальній частоті обертання ДВЗ в  $1764 \text{ хв}^{-1}$  (насос типу НМШ-25 або креслення 151.37.032-1, з робочим об'ємом  $32 \text{ см}^3$ ). Манометр МН2 повинен мати шкалу на нижчий тиск, ніж у серійній КПП, у зв'язку з вимкненням системи керування ГПМ.

У цій гідросистемі захист від підвищення тиску забезпечує перепускний клапан на оливахолоджувачі АТ1, проте у разі

виникнення нештатної ситуації через пошкодження оливаохолоджувача АТ1, втрату РР і ризику відмови трансмісії, і в той самий час необхідність продовжувати пересування, тракторист може заглушити вхідний отвір в АТ1, що унеможливило роботу перепускного клапана. Тому встановлено запобіжний клапан КП, що обмежує тиск у гідросистемі шляхом скидання потоку РР в корпус РК. В той же час для комплектації гідравлічної частини ГОМТ необхідні наступні додаткові вузли:

1) насос Н, гідромотор М і всмоктуючий фільтр Ф1 виробництва ВАТ «Гідросила»;

2) гідробак Б для гідромашин за п. 1;

3) оливаохолоджувач (радіатор) АТ2 і арматура для його приєднання (використовувався оливаохолоджувач, аналогічний для охолодження серійних коробок передач).

Гідравлічну принципову схему ОГП (гідропередачі) ГСТ 112x112 з аксіальнопоршневими гідромашинами – насосом Н із регульованим робочим об'ємом і гідромотором М з постійним робочим об'ємом наведено на рис. 2.17 (див. також рис. 3.13). До блока БН входять насос Н із регульованим робочим об'ємом, насос підживлення Нп із запобіжним клапаном КПп, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2, гідророзподільник Р зі стежним золотником системи керування гідроциліндрами Ц1 і Ц2 зміни кута нахилу диска регулятора робочого об'єму насоса, два редуційні клапани КР1 і КР2 з електромагнітним пропорційним керуванням, які забезпечують переміщення стежного золотника гідророзподільника Р, тягу зворотного зв'язку ЗЗ між стежним золотником і гідроциліндрами. Система дроселів ДР1н...ДР3н призначена для регулювання часу виходу регулятора насоса на задану подачу РР. Обертання насоса здійснюється від приводного електродвигуна Е1 в балансирному виконанні, який забезпечує вимір споживаного крутного моменту за допомогою вимірювача ВМ1. Блок насоса БН з'єднаний із блоком гідромотора БМ гумовими рукавами високого тиску РВД1 і РВД2. До блока БМ входять гідромотор М із постійним робочим об'ємом, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД системи охолодження вузлів тертя гідромотора, лінії дренажу 1м і 2м для відведення зовнішніх витоків із корпусу гідромотора. Дренажна система (відведення зовнішніх витоків з корпусів насоса і гідромотора) побудована таким чином, щоб РР з

корпусу гідромотора М надходила крізь рукав РВДЗ у корпус насоса Н і далі – до оливахолоджувача АТ. Навантаження на гідромотор створюється навантажувальним пристроєм НП і контролюється вимірювачем крутного моменту ВМ2.

Функціонування ОГП у замкненому ланцюзі циркуляції РР забезпечують гідробак Б, всмоктуючий фільтр Ф із моновакуумметром МН, оливахолодильний охолоджувач АТ з приводним електродвигуном Е2 вентилятора і повітряний фільтр (сапун) ФЗГ із заливною горловиною.

Системи керування частотою обертання насоса Н, навантаженням гідромотора М, контролю і запису параметрів зосереджені в електронному блоці БК. До системи контролю параметрів стендового обладнання ОГП входять вимірювачі крутного моменту ВМ1 на валу насоса і ВМ2 на валу гідромотора; перетворювачі частоти обертання ДЧО1 і ДЧО2, тиску ПД1 і ПД2 в основних магістралях і ПДЗ в лінії керування робочим об'ємом насоса Н, температури РР на вході ПТ1 і виході ПТ2 з оливахолоджувача АТ, і ПТ3 і ПТ4 в основних магістралях ОГП, реле РКР контролю рівня РР у гідробаку Б.

Технологічні отвори в корпусах гідромашин використовують:

- 1н – для під'єднання дренажних трубопроводів;
- 2н – для під'єднання зливного (дренажного) трубопроводу насоса;
- 3н – для під'єднання всмоктувального трубопроводу насоса підживлення НП;
- 4н і 5н – для виміру тиску в гідроциліндрах регулювання робочого об'єму насоса;
- 6н – для виміру тиску підживлення;
- 1м і 2м – для зливу РР з корпусу гідромотора;
- 3м і 5м – для виміру тиску в основних магістралях А і В;
- 4 м – для виміру тиску в лінії зливу РР з «промивного» гідророзподільника Рпр.

Технічні характеристики гідромашин ОГП для ГОМТ1(2):

- |  |                         |
|--|-------------------------|
| 1. Максимальний робочий об'єм насоса і гідромотора | 110,8 см <sup>3</sup> ; |
| 2. Номінальний тиск                                | 42 МПа;                 |
| 3. Максимальний тиск                               | 45 МПа;                 |
| 4. Номінальна частота обертання                    | 2500 хв <sup>-1</sup> ; |

- |  |                         |
|--|-------------------------|
| 5. Максимальна частота обертання   | 3720 хв <sup>-1</sup> ; |
| 6. Номінальний крутний момент гідромотора при перепаді тисків 40 МПа і гідромеханічному ККД = 95 % | 669 Нм;                 |
| 7. Номінальна потужність гідромотора   | 175 кВт;                |
| 8. Тиск підживлення  | 1,5...2,45 МПа;         |
| 9. Маса насоса   | 85 кг;                  |
| 10. Маса гідромотора 50 кг.  |                         |



Рис. 2.17. Гідравлічна принципова схема об'ємної гідропередачі ГСТ 112x112 виробництва ВАТ «Гідросила» з електрогідравлічним пропорційним керуванням робочого об'єму насоса

Гідромашини для ГОМТ (насос PVH112 і гідромотор МП112) в експлуатаційній документації (паспортах ВАТ «Гідросила») мають вказівки щодо застосування РР:

– згідно з паспортом на насоси PVS/PVH-ПС, як РР рекомендується олива МГЕ-46В ТУ 38.001347-83 при температурі від «мінус» 5 до 85 °С;

– згідно з паспортом на гідромотори МП-ПС, як РР рекомендуються олива МГЕ-46В і «А» ТУ38.1011282-89, причому остання має діапазон температур від «мінус» 12 до 80 °С.

Таким чином, у всіх трансмісіях, у тому числі ступінчастих і безступінчастих, широко застосовується ОГП в контурах керування, змащування і передачі потужності. Розглянемо деякі особливості використання ОГП в трансмісіях колісних тракторів АТ «ХТЗ», ґрунтуючись на позитивному досвіді експлуатації перших зразків трансмісій з ГОМТ.

Методика розрахунку системи змащування вузлів трансмісії зводиться до визначення витрати РР через дросель при турбулентному режимі течії, л/хв

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.1)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати, безрозмірне числове значення якого знаходиться в діапазоні 0,6...0,7 (зазвичай беруть  $\mu = 0,62$ );

$S_{др}$  – площа дроселя (для дроселя круглого перерізу діаметром  $d_{др}$  визначають за формулою  $S_{др} = \pi \cdot d_{др}^2 / 4$ ), мм<sup>2</sup>;

$\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад тисків на дроселі, МПа;

$\rho$  – щільність РР, кг/м<sup>3</sup> (для олив  $\rho = 900...930$  кг/м<sup>3</sup>).

Значення витрати прокачування РР через вузол тертя визначають за формулою, отриманою експериментальним шляхом [2; 4; 7], л/хв

$$Q_{пр} = k_{пр} \cdot \Delta P, \quad (2.2)$$

де  $\Delta P$  – втрати потужності у вузлі тертя, кВт;

$k_{пр}$  – коефіцієнт прокачування як відношення витрати прокачки РР, що доводиться на одиницю втрат потужності [л/(хв · кВт)], рекомендоване значення якого  $k_{пр} = 0,6$  л/(хв.кВт).

При заданому значенні витрати прокачування визначають діаметр дроселя, мм

$$d_{др} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{др}}{\pi \cdot 60 \cdot \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}}. \quad (2.3)$$

Проведемо оцінку втрат потужності в ГОМТ і механічній гілці трансмісії (ПКП, РК і ХУ). Розрахунок втрат потужності проводимо на основі початкових даних, отриманих при випробуваннях натурального зразка трансмісії ГОМТ1 у складі трактора на режимі оранки при швидкості пересування 8 км/год: тиск 22 МПа в лінії нагнітання насоса Н при частоті обертання гідромотора М в  $1250 \text{ хв}^{-1}$ , а робочий об'єм насоса становить 0,6 від максимального значення. Крутний момент гідромотора визначаємо за формулою

$$M_M = 0,159 \cdot V_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{МГМ} = 0,159 \cdot 112 \cdot 20,5 \cdot 0,95 = 346,8 \text{ Н.м}, \quad (2.4)$$

де  $V_M = 112 \text{ см}^3$  – робочий об'єм гідромотора;

$\Delta p_M = 20,5 \text{ МПа}$  – перепад тисків на гідромоторі, рівний різниці тисків у лінії нагнітання (22 МПа) і системи підживлення (1,5 МПа);

$\eta_{МГМ} = 0,95$  – гідромеханічний ККД гідромотора.

Визначаємо механічну (корисну) потужність ОГП

$$P_{кор} = \frac{M_M \cdot n_M}{9550} = \frac{346,8 \cdot 1250}{9550} = 45,39 \text{ кВт}, \quad (2.5)$$

та споживану потужність основного насоса

$$P_{Н,спож} = \frac{P_{кор}}{\eta_{ОГП}} = \frac{45,39}{0,8} = 56,74 \text{ кВт}, \quad (2.6)$$

де  $\eta_{ОГП} = 0,8$  – ККД ОГП без урахування втрат у насосі підживлення.

Визначаємо споживану потужність насоса підживлення

$$P_{\text{нп}} = \frac{Q_{\text{нпт}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпгм}}} = \frac{37,93 \cdot 1,5}{60 \cdot 0,7} = 1,35 \text{ кВт}, \quad (2.7)$$

де  $Q_{\text{нпт}}$  – теоретична витрата насоса підживлення

$$Q_{\text{нпт}} = 10^{-3} V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{дв}} = 10^{-3} \cdot 18,06 \cdot 2100 = 37,93 \text{ кВт}, \quad (2.8)$$

$V_{\text{нп}} = 18,06 \text{ см}^3$  – робочий об'єм насоса підживлення;  
 $n_{\text{дв}} = 2100 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертання насоса підживлення  
(збігається з частотою обертання валу основного насоса, на хвостовику якого встановлюють привод насоса підживлення);

$p_{\text{нп}} = 1,5 \text{ МПа}$  – тиск нагнітання насоса підживлення;

$\eta_{\text{нпгм}} = 0,7$  – гідромеханічний ККД насоса підживлення.

Визначаємо сумарну споживану потужність насосів (основного і підживлення)

$$P_{\Sigma \text{спож}} = P_{\text{н,спож}} + P_{\text{нп}} = 56,74 + 1,35 = 58,09 \text{ кВт}. \quad (2.9)$$

Різниця споживаної і корисної потужності дає наступне значення втрат потужності

$$P_{\text{АТ}\Delta} = P_{\Sigma \text{спож}} - P_{\text{кор}} = 58,09 - 45,39 = 12,7 \text{ кВт}. \quad (2.10)$$

Таким чином, з урахуванням погіршення теплообміну в процесі експлуатації ОГП слід вибирати оливахолоджувач, що забезпечує відведення тепла не менше 13 кВт при прокачуванні РР близько 34 л/хв (при коефіцієнті витрати насоса підживлення, рівному 0,9). При передачі потужності через механічну гілку трансмісії  $P_{\text{ДВЗ,М}} = 150$  кВт і ККД трансмісії  $\eta_{\text{ГОМТ,М}} = 0,95$  втрати становитимуть

$$P_{\text{АТ,М}} = (1 - \eta_{\text{ГОМТ,М}}) P_{\text{ДВЗ,М}} = (1 - 0,95) \cdot 150 = 7,5 \text{ кВт}. \quad (2.11)$$

Таким чином, забезпечення необхідного теплового режиму роботи ГОМТ2 вимагає установки оливахолоджувача не менше

13 кВт для ОГП і 7,5 кВт для механічної гілки у складі планетарної коробки передач, ходозменшувача і роздавальної коробки. Втрати потужності в системі змащування трансмісії ГОМТ2, кВт

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}}, \quad (2.12)$$

де  $p_{\text{н}}$  – тиск на виході насоса, МПа;

$Q_{\text{н}}$  – фактична витрата насоса, л/хв;

$\eta_{\text{н}}$  – ККД насоса (загальний).

При використанні насоса НМШ-25(Н2) в системі змащування і керування серійної механічної трансмісії колісного трактора для забезпечення роботи гідروідтискних муфт потрібно мати постійний тиск  $p_{\text{н}} = 1$  МПа (0,95...1,1 МПа). Витрата насоса  $Q_{\text{н}} = 50$  л/хв (за заводською документацією), тоді споживана потужність насоса Н2 при ККД  $\eta_{\text{н}} = 0,7$  (задаємось на основі дослідних даних) становитиме

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{50 \cdot 1}{60 \cdot 0,7} = 1,19 \text{ кВт}. \quad (2.13)$$

При роботі ГОМТ2 відсутність гідроідтискних муфт дозволяє знизити тиск у системі нагнітання насоса НМШ-25 до значення, потрібного тільки для змащування вузлів тертя. При температурі оливи в системі змащування на робочому режимі експлуатації в 90...100 °С і незабрудненому фільтрі та оливаохолоджувачі тиск нагнітання насоса не перевищить  $p_{\text{н1}} = 0,3$  МПа (візьмемо: 0,1 МПа – втрати тиску на оливаохолоджувачі і до 0,2 МПа – на фільтрі). Втрати потужності насоса при цьому становитимуть

$$P_{\text{спож}}^{\text{ГОМТ2}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н1}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{50 \cdot 0,3}{60 \cdot 0,7} = 0,36 \text{ кВт}, \quad (2.14)$$

що дозволяє знизити втрати потужності на 0,83 кВт.

Таким чином, відмова від гідроідтискних муфт у ГОМТ2 дозволяє істотно спростити конструкцію приводних вузлів насоса і гідромотора, знизити трудомісткість виготовлення трансмісії, а

також знизити енергоспоживання за рахунок зменшення тиску нагнітання шестеренного насоса, залишивши за ним функції тільки змащування вузлів тертя.

Прогресивнішим рішенням, що дозволяє відмовитися від громіздких зовнішніх трубопровідних з'єднань між насосом і гідромотором, стало б напрацювання моноблокової конструкції ОГП, вбудованої в корпус планетарної коробки передач.

#### 2.1.2.4. Технічні характеристики тракторної безступеневої двопотокової трансмісії моделі ГОМТ-1С

Перший дослідний зразок трактора з ГОМТ моделі ХТЗ-17221 з кінця 2014 р. знаходиться в експлуатації. В ГОМТ використані гідромашини ЗАТ «Гідросила» з гідромеханічною й електрогідравлічною пропорційною системами керування робочим об'ємом насосів. ОГП пройшли повний цикл стендових випробувань з урахуванням специфічних режимів роботи в складі ГОМТ трактора. Параметри ОГП контролювались за допомогою перетворювачів крутного моменту, частоти обертання, тиску і температури РР.

Створення безступінчастої ГОМТ (як спільного проекту НТУ «ХП» і «ХТЗ») стало істотним кроком на шляху підвищення технічного рівня колісних тракторів в Україні і стартовим майданчиком для появи на ринку конкурентоспроможної продукції [69].

На рис. 2.18 наведено натурний моноблок двохпотокової трансмісії колісного трактора ХТЗ. У табл. 2.3 наведено відомості про двопотокові гідромеханічні коробки передач (ОГМП) сучасних тракторів [73]. Слід зазначити, що сучасна номенклатура аксіальнопоршневих гідромашин і радіальнопоршневих з шариками-поршнями дозволяє створювати на їх базі двопотокові об'ємногідромеханічні коробки передач потужністю до 500 кВт.

Рис.



2.18.

Двохпотокова трансмісія колісного трактора ХТЗ

Таблиця 2.3

Параметри об'ємних гідромашин для ОГМП тракторів

Найменування параметра ОГМП	John Deere 8345R	Fendt Vario 936	Для тракторів	Терріон 7400 АТМ
Шифр коробки передач	John Deere Auto Power	Fendt Vario	MALL WSG 500	ZF Eccom 5.0
Потужність ДВЗ, кВт	254	243	380	285
Тип схеми ОГМП	Перемінної структури	С дифер. на вході	Перемінної структури	С дифер. на виході
Тип гідромашин	Sauer	Sauer	Свого виробн.	Bosch-Rerxroth
Спосіб регулювання	Обидві регул.	Обидві регул.	Обидві регул.	Н-рег.
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	160	360	422	Н110/М90
Установча потужність, кВт	Н (М) – 360	Н-400,М-730...1050	Н (М) – 680...760	Н(М) – 200
Макс.. ступінь використ. потужн., М, %	36	18...24	21...23	100
Максим. потужність, передана через ОГП, % потужн. ДВЗ	50 % при швидкості 21 км/год	72 % при швидкості 8 км/год	42 % при швидкості 8 км/год	50

Примітки: Позначки: Н – насос; М – гідромотор.

На рис. 2.19 наведено кінематичну схему трансмісії трактора з ГОМТ [67], яка включає ДВЗ, аксіальнопоршневий насос Н з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М, гідروпідтискні муфти 1 і 2 насоса та гідромотора, відповідно, планетарний механізм 3 вхідного редуктора, роздавальну коробку 4, головну передачу заднього моста 5 і кінцеву передачу 6. На цій схемі також показані передавальні відношення  $i_1 \dots i_9$  передач вхідного редуктора, ходозменшувача, роздавальної коробки, головної та кінцевої передач та конструктивний параметр планетарної передачі  $k$ .

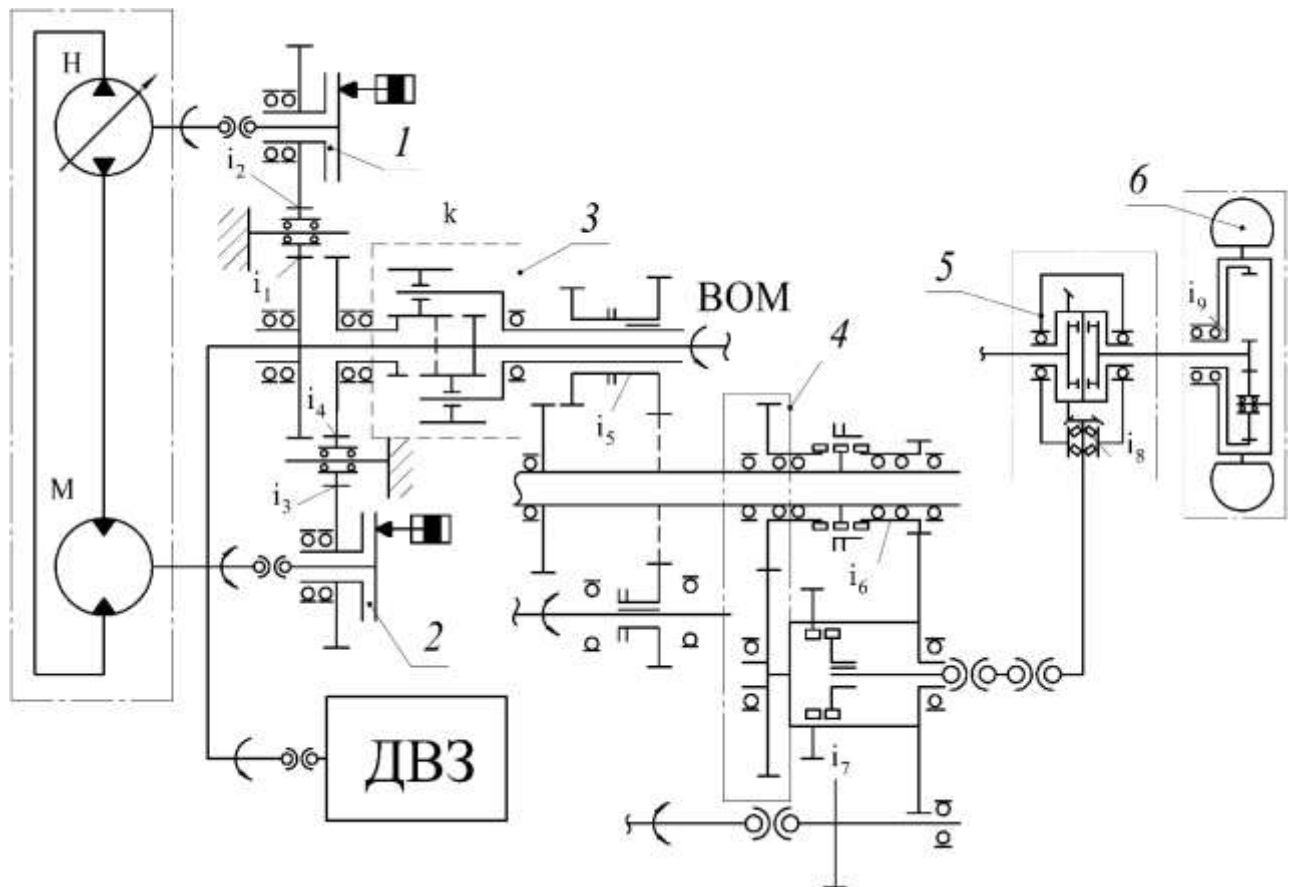


Рис. 2.19. Кінематична схема трансмісії трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С

На рис. 2.20 наведено гідравлічну принципову схему трансмісії ГОМТ-1С першочергової розробки НТУ «ХП». До складу трансмісії увійшли дві аксіальнопоршневі гідромашини з похилим диском виробництва ВАТ «Гідросила» – насос Н з регульованим робочим об'ємом та гідромотор М з постійним робочим об'ємом і системами їх функціонування.

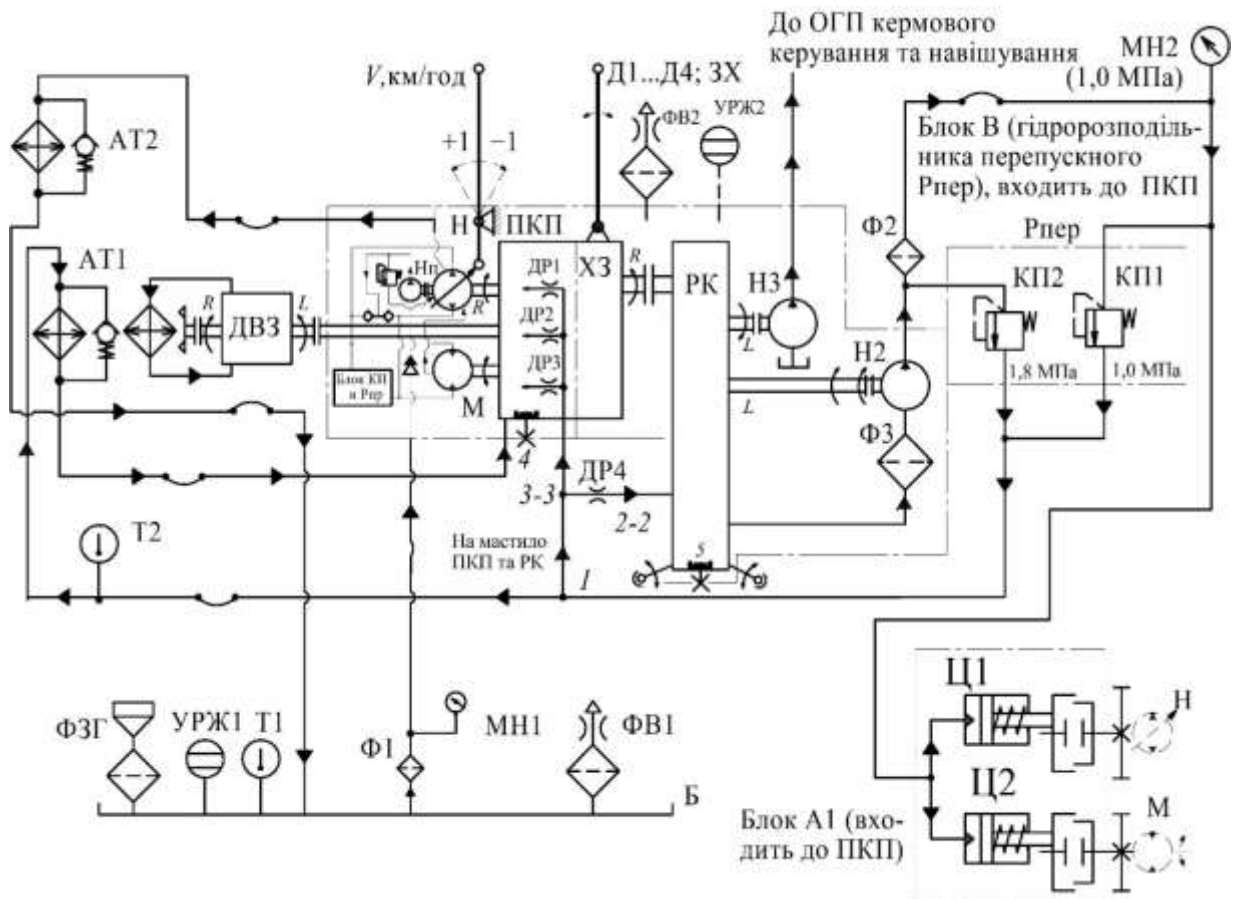


Рис. 2.20. Гідравлічна принципова схема керування і змащування двопотокової трансмісії ГОМТ-1С колісного трактора АТ «ХТЗ»

У цьому варіанті трансмісії вали насоса і гідромотора під'єднувалися до ведучої і веденої шестерень за допомогою гідропідтискних муфт ГПМ (бустерів), які умовно показані у вигляді двох гідроциліндрів Ц1 і Ц2.

ДВЗ зі штатним оливаохолоджувачем забезпечує передачу потужності через ГОМТ-1С (один потік – гілка насоса Н і гідромотора М, другий – планетарної коробки передач ПКП, ходозменшувача ХЗ і далі через роздавальну коробку РК на карданні вали приводів коліс трактора). Гідравлічна принципова схема ОГП включає основний насос Н із вбудованим насосом підживлення Нп і гідромотор М, запобіжний клапан насоса підживлення і зворотні (антикавітаційні) клапани системи підживлення, а також запобіжні клапани основних магістралей та промивальний гідророзподільник (блок КП і Рпр) у спрощеному зображенні (без позначень вказаних гідропристроїв), і трубопроводи. Насос Н з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М з постійним робочим об'ємом сполучені один з одним рукавами високого тиску РВД.

Функціонування ОГП здійснюється за допомогою:

- всмоктуючого фільтра Ф1 з моновакуумметром МН1;
- оливаохолоджувача АТ2;
- встановлених у гідробак Б термометра Т1, вимірника рівня робочої рідини УРЖ1, заливного фільтра ФЗГ і повітряного (сапуна) ФВ1.

Система змащування забезпечує нагнітання РР насосом Н2 через фільтр Ф2 по трубопроводу, який розгалужується в точці 1 на дві частини: до оливаохолоджувача АТ1 і до вузлів тертя та роздавальної коробки (лінія 2–2) і планетарної коробки передач ПКП (лінія 3–3). Обмеження витрати РР, що надходить на змащування вузлів тертя, обмежується за допомогою дроселів ДР1...ДР4, у тому числі: ДР1 – на змащування шестерень привода насоса Н; ДР2 – на мастило планетарної передачі; ДР3 – на змащування шестерень привода гідромотора М. Тиск на вході в систему змащування контролюється за манометром МН2.

При створенні ОГП ГОМТ була застосована методика розрахунку на основі досвіду, наведеного в роботах [2; 37].

Проведені експериментальні стендові дослідження трансмісії та її натурні випробування у складі тракторів ХТЗ-21021 і ХТЗ-242К підтвердили перспективність розробки, що забезпечує безступінчасте регулювання швидкості руху тракторів і плавне гальмування, а також підвищення комфортності роботи тракториста.

Крім того, також як і в повнопотоковому ОГП, забезпечується захист ДВЗ від несанкціонованої зупинки за рахунок спрацьовування запобіжних клапанів у магістралях високого тиску при досягненні гранично допустимих значень крутного моменту, наприклад, при наїзді трактора на перешкоду (і при цьому немає необхідності у використанні педалі зчеплення).

Конструкторсько-доводкові випробування трансмісії показали на можливість її удосконалення шляхом вимкнення гідропідтискних муфт ГПМ приводів обертання від ДВЗ до насоса Н і від гідромотора М до планетарної коробки передач. Така модернізація дозволила відмовитися і від ОГП керування ГПМ, вимкнувши блок В (розподільника перепускного Рпер), з урахуванням того, що тиск керування ГПМ повинен був підтримуватися не менше 1,0 МПа, а для системи змащування достатньо 0,3 МПа, то робота при такому

зниженому тиску дозволяє знизити втрати потужності в гідросистемі змащування і підвищити ресурс шестеренного насоса.

Дослідний зразок трансмісії ГОМТ-1С (рис. 2.21 і 2.22) вперше синтезований від ідеї і патентів до конструкторської документації вченими та конструкторами на профільній кафедрі Автомобіле- і тракторобудування НТУ «ХП» з метою підвищення продуктивності, поліпшення ергономіки та конкурентоспроможності тракторів ХТЗ-242К виробництва АТ «ХТЗ» з потужністю 176 кВт (240 к.с.) двигуна моделі Д-260. ГОМТ-1С є складним наукомістким об'єктом, вперше створеним на пострадянському просторі, і добре показав себе в польових умовах. Сьогодні ГОМТ-1С працює у складі тракторів ХТЗ-21021 та ХТЗ-242К і готується до серійного виробництва. Ілюстрація параметрів на прикладі розрахунку ГОМТ-1С наводиться з метою доведення збіжності повних матричних систем, що необхідно при аналізі безступінчастих ГОМТ.

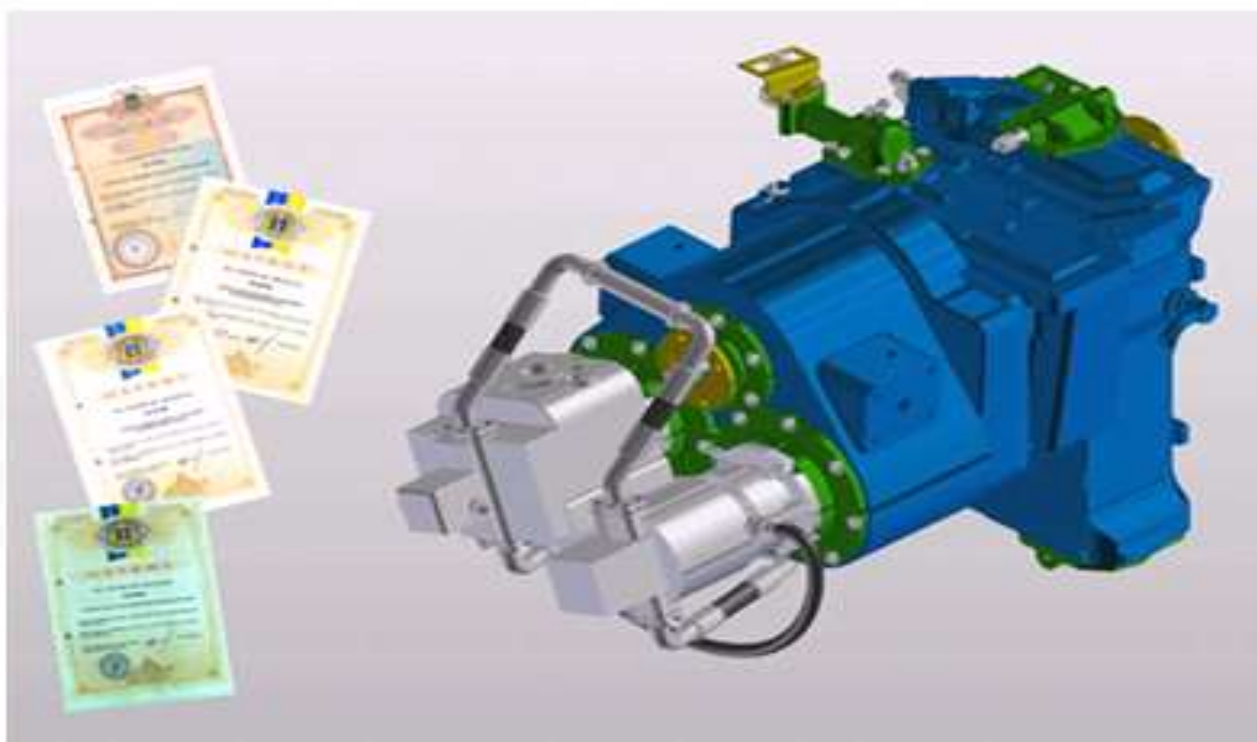


Рис. 2.21. 3D-ескіз трансмісії моделі ГОМТ-1С НТУ «ХП»

Безступінчаста трансмісія ГОМТ-1С показала свою високу функціональність, відсутність виходу з ладу будь-яких елементів і проходить випробування на різних технологічних режимах у господарствах Харківської області.

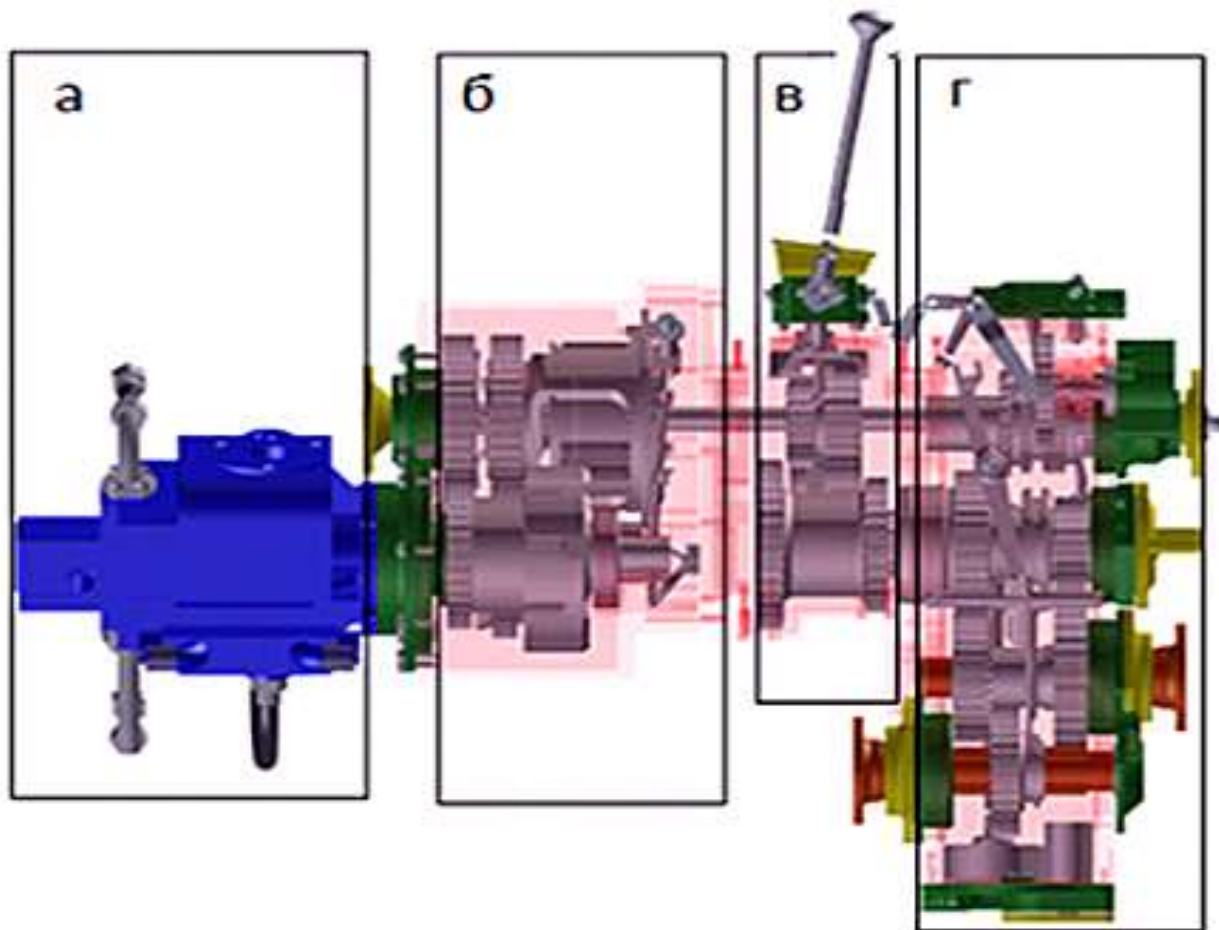


Рис. 2.22. 3D - ескіз трансмісії ГОМТ-1С: а – об’ємна гідропередача (ОГП); б – вхідний редуктор; в – ходозменшувач; г – роздавальна коробка

Трансмісія ГОМТ-1С належить до двопотокових безступінчастих із диференціалом на виході, коли підсумовування потоків потужності, що йдуть по гідравлічній та механічній гілках, відбувається на вихідному диференціалі. Далі в ходозменшувачі (блок в, рис. 2.22) формується два безступінчастих тягово-швидкісних діапазона з подальшим виходом на роздавальну коробку (блок г, рис. 2.22), де число діапазонів подвоюється і далі – на мости і ведучі колеса.

Трансмісія ГОМТ-1С має чотири технологічних тягово-швидкісних діапазони при русі вперед і два при русі назад, на кожному з яких безступінчасто регулюється швидкість і тягове зусилля трактора.

Щодо трактора ХТЗ-242К, то при русі вперед реалізуються швидкісні діапазони (рис. 2.23): при русі вперед – 0...7,2 км/год; 0...12,6 км/год; 0...21,0 км/год; 0...40,0 км/год і при русі назад – 0...12,6 км/год; 0...40,0 км/год.

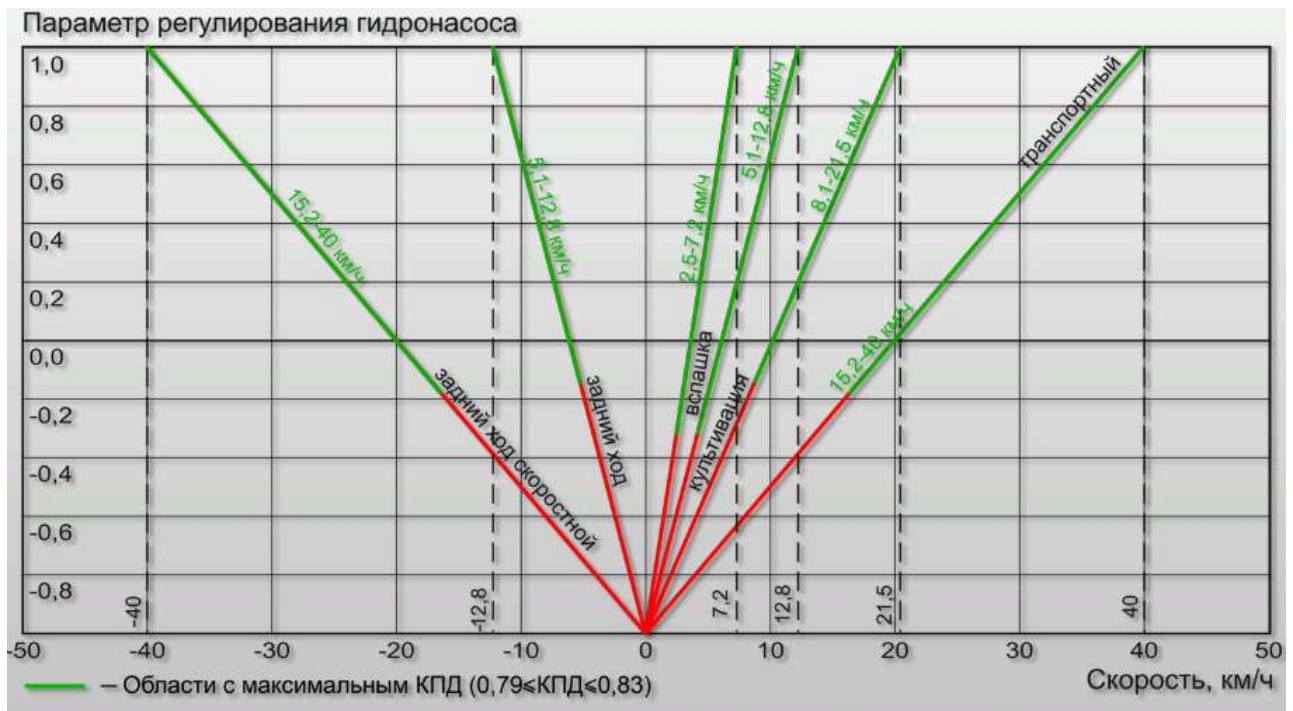


Рис. 2.23. Експлуатаційно-швидкісні діапазони трактора ХТЗ-242К з ГОМТ-1С (регульовальні характеристики)

ГОМТ-1С дає можливість отримати малі «повзучі» швидкості трактора, що істотно розширює його функціональні можливості. Зокрема, завдяки цій особливості ГОМТ значно полегшується агрегування трактора як з точки зору безпеки, так і за зменшенням витрат часу на ці операції.

Синтез конструктивних параметрів ГОМТ здійснений за принципом максимуму ККД при реалізації основних технологічних операцій при експлуатації трактора (оранка, дискування, боронування, культивування, посів, транспортування причепа та ін.). Це забезпечує ефективну роботу трактора при роботі двигуна як у режимах реалізації максимальної потужності, так і при мінімальній витраті палива.

Середній ККД ГОМТ становить 82 % в інтервалі швидкостей від 5 до 40 км/год.

Максимальна передана потужність при використанні гидромашин моделі ГСТ-112 становить 176 кВт (240 к.с.).

Поліпшення рівня технічного обслуговування ГОМТ порівняно з серійною КП (16x8) досягає 20...25 %, а рівень уніфікації – до 50 %.

ГОМТ може бути оснащена опцією «зимовий запуск», що полегшує пуск двигуна при температурах до «мінус» 50 °С. ГОМТ забезпечує ефективне комплексне гальмування трактора додатково до штатної пневматичної гальмівної системи трактора за рахунок дисипації енергії в гідравлічній гілці потужності. ГОМТ істотно підвищує керованість трактора, оскільки дозволяє змінювати в широких межах тягове зусилля на ведучих колесах трактора при досить малих зусиллях на органах керування;

Очікуваний рівень зниження психологічно-фізичних навантажень на тракториста порівняно з експлуатацією зі ступінчастою механічною КП становить 31..44 %. Застосування ГОМТ дозволяє отримати нову якість для лінійки колісних тракторів виробництва АТ «ХТЗ» на світовому ринку при збереженні його місця в бюджетному сегменті ринку.

#### 2.1.2.5. Гусеничні трактори з бортовим гідроприводом ходу

Система руху промислового трактора з бульдозерно-розпушувальним обладнанням ТС-10 (рис. 2.24,а) включає два незалежних ОГП для кожної гусениці за допомогою аксіальнопоршневих насосів серії А4VG і гідромоторів А6VE лівого Мл і правого Мпр бортів, установлених безпосередньо на бортових редукторах БРл і БРпр [71]. Насоси Нл і Нпр нагнітають РР до відповідних гідромоторів Мл і Мпр. Подача РР до гідромоторів за допомогою рукавів РВД істотно спрощує кінематичний зв'язок між двигуном ДВЗ і бортовими редукторами ведучих коліс. Регулювання робочого об'єму насосів і гідромоторів з метою зміни швидкості руху та забезпечення плавного повороту трактора, пропорційного відхиленню рукоятки керування рухом РУД, здійснюється за допомогою електрогідравлічних гідропрістроїв на кожній з гідромашин (сигнали керування У1...У4, відповідно).

Частота обертання ведучих коліс контролюється датчиками частоти обертання ДЧОл і ДЧОпр, електричні вихідні сигнали яких подаються на електронний блок керування БУ (програмований контролер РС6-9) як сигнали зворотного зв'язку ЗЗ.

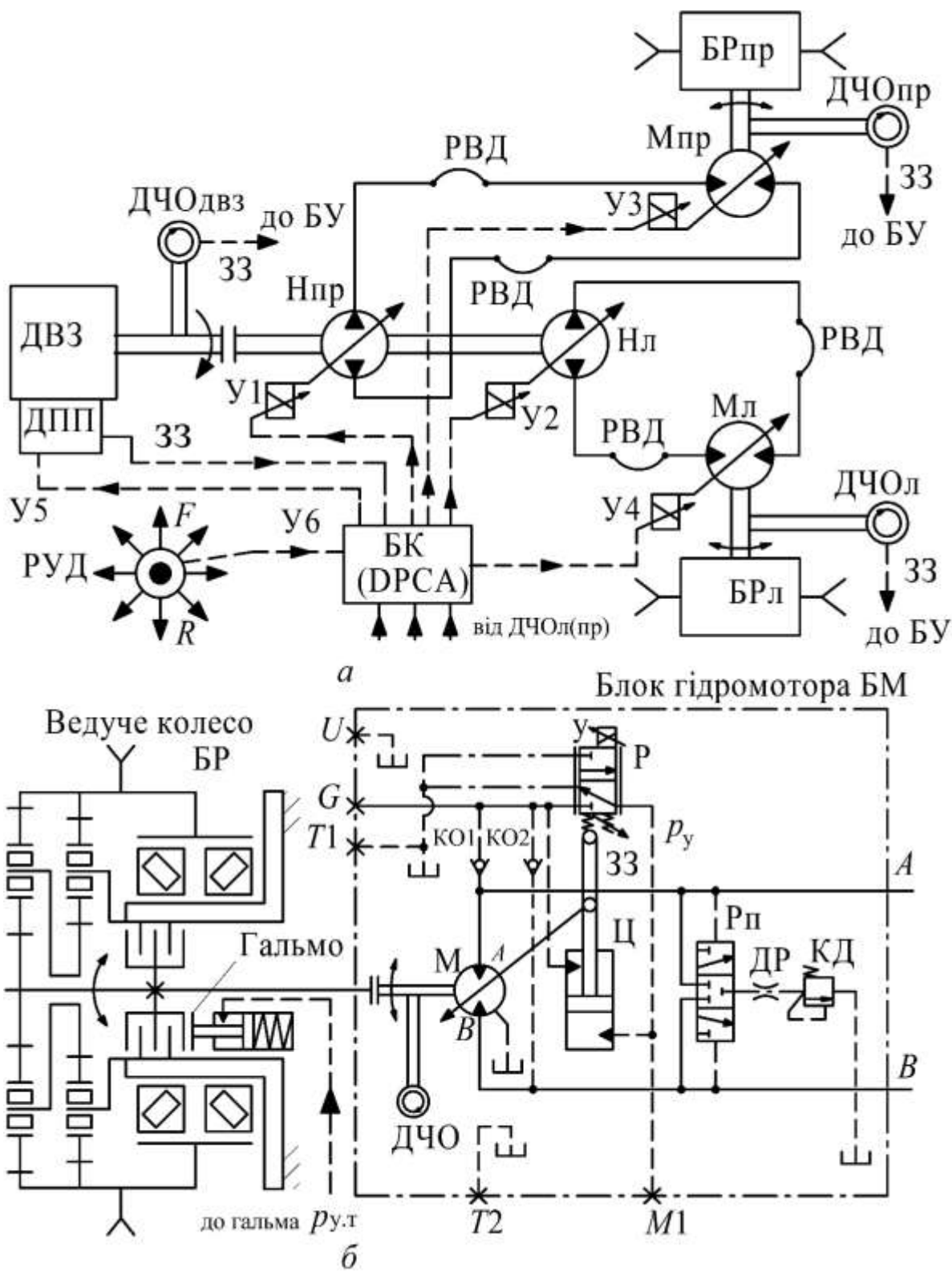


Рис. 2.24. Функціональна схема ОГП гусеничного ходу фірми Rexroth Bosch Group на тракторі ТС-10 «ХТЗ» (а) і гідравлічна принципова схема бортового гідромотор-редуктора (б) [71]

Частота обертання вихідного валу приводного ДВЗ контролюється датчиком частоти ДЧОдвз і також надходить до

електронного блока керування БК. Положення тяги керування подачі палива до ДВЗ контролюється датчиком положення ДПП і надходить у вигляді електричного сигналу зворотного зв'язку ЗЗ до блока керування БК. Блок БК знижує потужність насосів шляхом зменшення кута похилого диска і подачі РР, що запобігає зупинці ДВЗ.

Рукоятка керування рухом РУД (джойстик) формує керуючі сигнали У6 електронному блоку БК. Таким чином, в електронний блок БК надходить керуючий сигнал від рукоятки керування РУД і сигнали зворотного зв'язку ЗЗ від датчиків частоти обертання ДЧО і положення тяги керування подачі палива ДПП, а керуючими сигналами, що виходять з електронного блока, є електричні У1...У4 на регулятори зміни робочого об'єму гідромашин і подачі палива У5.

Таке виконання разом з необхідними електронними компонентами системи керування рухом ДРСА дозволяє трактористу керувати як напрямком, так і швидкістю руху трактора за допомогою однієї рукоятки керування. Напруга живлення на контролер подається тільки при вимкненому вимикачі стоянкового гальма, а «маса» вмикається при вимкненому вимикачі автостопа, встановленому в сидіння тракториста.

При налаштуванні систем керування трактором контролер калібрує вихідний сигнал кожної гусениці, дозволяючи виконувати з максимальною точністю розвороти на місці, повороти при обертанні гусениць уперед і в зворотному напрямку. Наявність функції регулювання потужності має велике значення для стабілізації робочого процесу, підвищення продуктивності, а також запобігання зупинки ДВЗ.

На рис. 2.24,б наведено гідравлічну принципову схему аксіальнопоршневого гідромотора М з похилим блоком А6VE160 з планетарним редуктором БР моделі GFT65T2 виробництва концерну Rexroth Bosch Group, що включає:

– регулятор зміни робочого об'єму електрогідравлічного типу з пропорційним електромагнітом на гідророзподільнику Р (типу EP2 з напругою 24 В постійного струму), гідроциліндром Ц зміни кута нахилу блока циліндрів гідромотора і зворотним зв'язком ЗЗ;

– зворотні клапани КО1 і КО2 для підведення тиску керування  $p_y$  до гідророзподільника Р і гідроциліндра Ц, які сполучені з магістралями гідросистеми А і В відповідно;

– гідроприсрої системи охолодження вузлів тертя гідромотора, включаючи гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з лінії низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження, дросель ДР для обмеження витрати і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в лінії зливу на рівні тиску підживлення. Гідророзподільник Рп трипозиційного, трипровідного типу з пружинним поверненням в нейтральне положення має автоматичне гідравлічне керування шляхом підведення РР під торці золотника;

– датчик частоти обертання ДЧО валу гідромотора.

Бортовий редуктор БР планетарного типу, двоступінчастий, з вбудованим гідравлічно-керуваним  $p_{y.T}$  багатодисковим стоянковим гальмом нормально-замкненого типу, з обертовим корпусом, на фланці якого кріпиться ведуче колесо привода залежно від типу робочого органу. Робота регулятора робочого об'єму – РР з магістралей А або В постійно підводиться до штокової порожнини гідроциліндра Ц і за відсутності тиску керування  $p_y$  шток гідроциліндра встановлює блок циліндрів гідромотора на максимальний кут, відповідний максимальному робочому об'єму. При підведенні електроживлення до пропорційного магніту У гідророзподільника Р золотник останнього зміщується вниз і РР направляє в безштокову (поршневу) порожнину гідроциліндра Ц. Завдяки диференціальній конструкції гідроциліндра поршень останнього зміщується уверх, що призводить до зменшення кута нахилу блока циліндрів гідромотора і зменшення його робочого об'єму. З'єднання штока гідроциліндра Ц з торцем золотника гідророзподільника Р за допомогою пружини виконує функцію механічного зворотного зв'язку ЗЗ – забезпечення однозначної відповідності між положенням золотника і штоком гідроциліндра Ц. Електрогідравлічний пропорційний регулятор стежного типу забезпечує лінійну характеристику зміни робочого об'єму гідромотора від значення струму керування на магніті гідророзподільника Р. Літерами А, В, G, M1, T1, T2 і U позначені отвори, виконані в корпусі гідромотора (для сполучення з насосом, дренажу та ін.).

Аналогічний ОГП ходу гусеничної машини з двома незалежними бортами Dual Path і контролером PLUS+1<sup>TM</sup> є в номенклатурі фірми SAUER-DANFOSS.

### 2.1.3. Досвід використання технологічних пристроїв з гідроприводом в тракторах ХТЗ

#### 2.1.3.1. Гідропривод навантажувача Т-156Б

На тракторі-навантажувачі ХТЗ-156Б (рис. 2.25) використовується шестеренний насос НШ100А-4, гідророзподільник Р160 і дві пари гідроциліндрів з діаметром поршня 125 мм – підйому стріли Ц1 і Ц2 (хід 710 мм) і повороту ковша Ц2 і Ц3 (хід 400 мм).

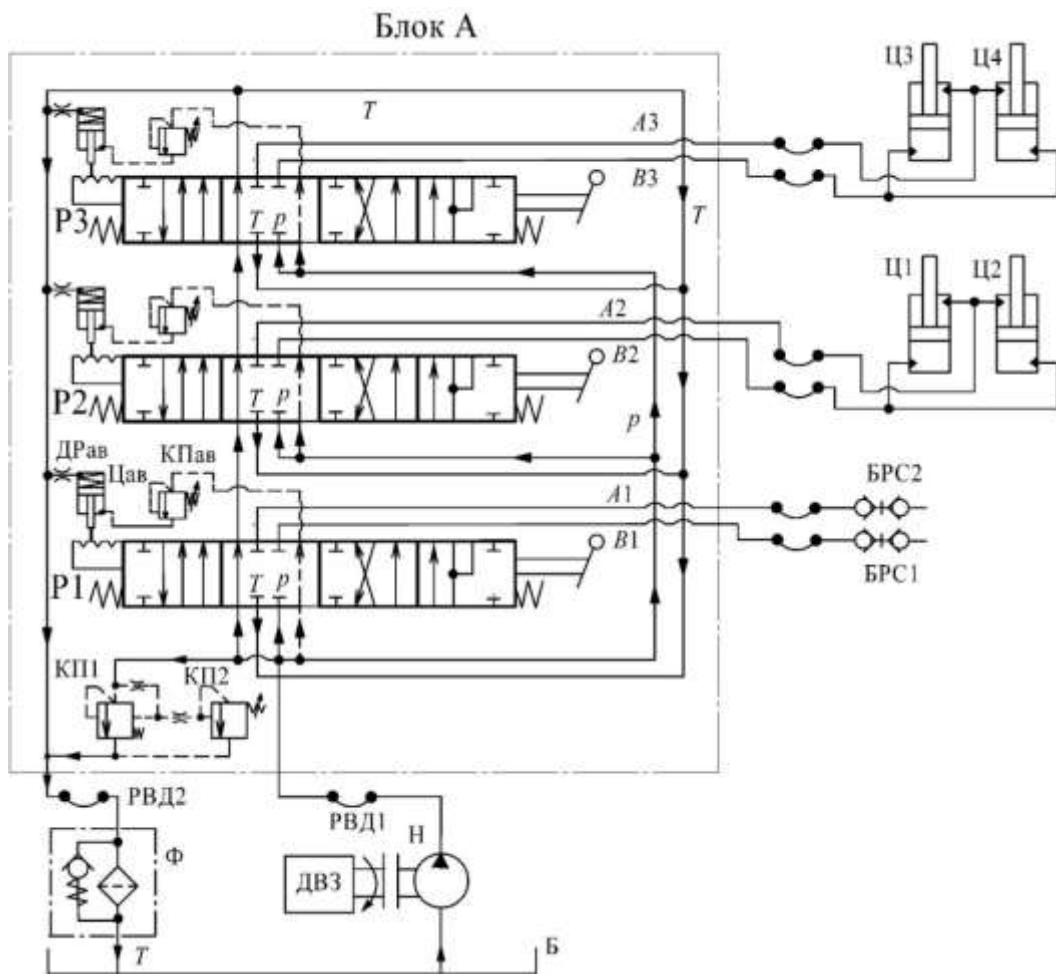


Рис. 2.25. ОГП технологічного обладнання навантажувача ХТЗ-156Б з гідророзподільником Р160

#### 2.1.3.2. Гідропривод технологічного обладнання трактора ТС-

10

ОГП технологічного обладнання трактора ТС-10 призначений для управління бульдозерним відвалом (підйом-опускання і перекіс) і розпушувачем (рис. 2.26).

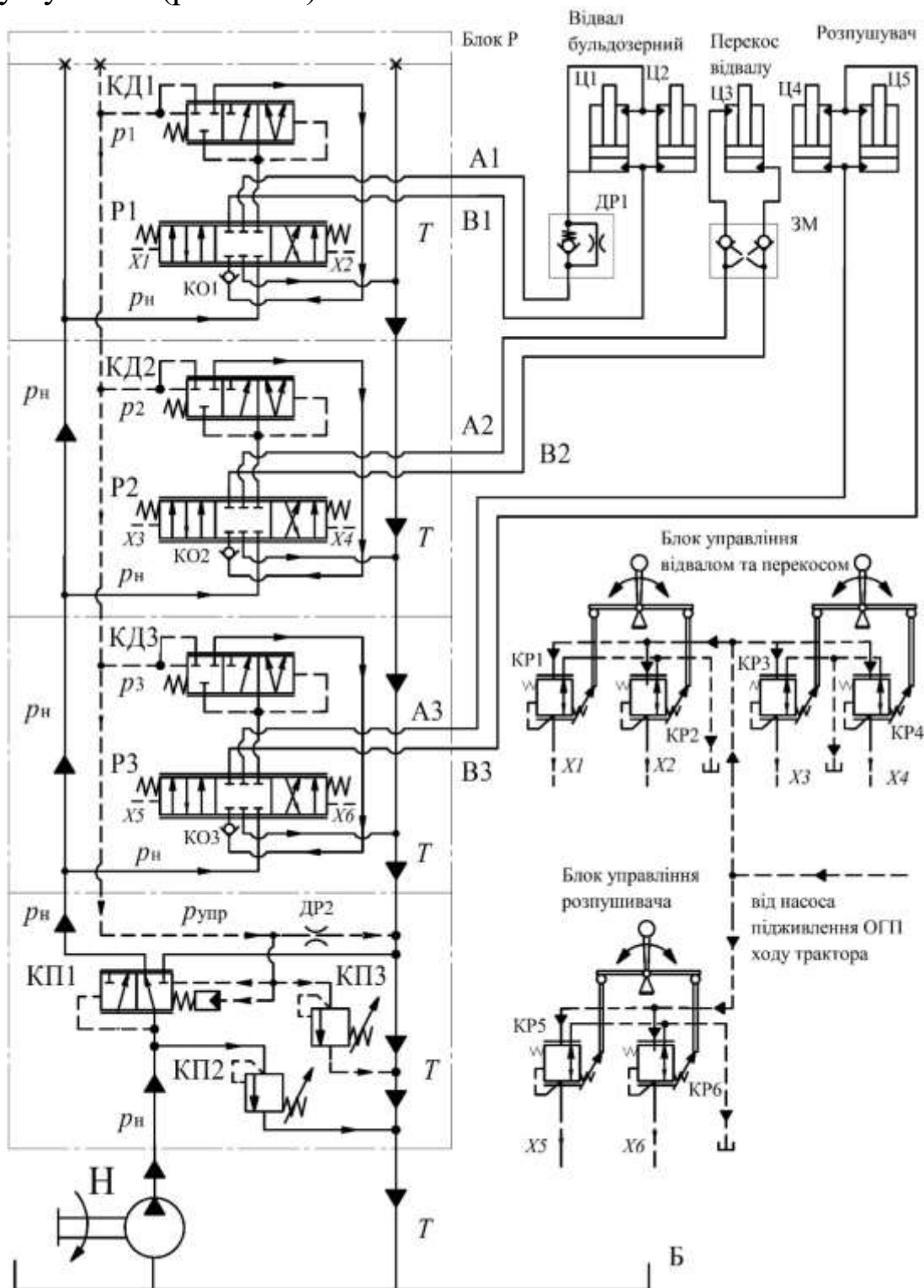


Рис. 2.26. Гідравлічна принципова схема ОГП технологічного обладнання трактора ТС-10

Для підйому-опускання бульдозерного відвалу встановлені гідроциліндри Ц1 і Ц2, для перекосу відвалу гідроциліндр Ц3, для підйому-опускання розпушувача гідроциліндри Ц4 і Ц5. Для функціонування гідроциліндрів використовується шестеренний насос Н з робочим об'ємом  $56 \text{ см}^3$ , який змонтований на задній кришці тандему аксіальнопоршневих насосів ОГП бортового пересування трактора. На вході в гідроциліндри Ц1 і Ц2 відвалу встановлений дросель ДР1 зі зворотним клапаном, а на гідроциліндрі Ц3 перекосу встановлений двосторонній гідрозамок ЗМ. Функціонування гідроциліндрів забезпечується за допомогою секційного гідророзподільника (блок Р типу *SX14*), що включає три пропорційних трипозиційних шестипровідних золотникових гідророзподільника Р1...Р3, переміщення яких здійснюється від блоків управління з редуційними клапанами КР1...КР6. РР до золотників подається від насоса підживлення ОГП переміщення трактора. Гідророзподільники забезпечені клапанами тиску КД1...КД3 (інша назва – компенсатори тиску), що утворюють систему розподілу потоків РР типу *LUDV*. На вході в блок Р розміщені клапан тиску КП1 з гідравлічним управлінням, що забезпечує розвантаження насоса Н при пуску і в період пауз роботи технологічного обладнання, і запобіжні клапани основного потоку КП2 і КП3 управління  $p_{\text{упр}}$ .

При пуску насоса золотник клапана КП1 зміщений вліво за допомогою пружини, але так як з каналів управління РР зливається через дросель ДР2 в гідробак Б, то золотник клапана зміщується вправо і розвантажує насос від тиску. При переміщенні будь-якого з трьох золотників в лінії управління з'являється тиск, що діє на правий торець золотника клапана КП1, зміщуючи його вліво в положення, наведене на рисунку. В гідросистему гідроциліндрів РР надходить через клапани тиску КД1...КД3, розміщені на виході з золотників гідророзподільників Р1...Р3, і далі через зворотні клапани КО1...КО3 і відводи А1...А3 і В1...В3.

В основу системи *LUDV* [23] закладений принцип одночасного забезпечення всіх споживачів (гідродвигунів) витратою РР незалежно від діючих на них навантажень. Більшій за значенням тиск управління  $p_{\text{упр}}$  передається на всі торцеві камери з лівого боку клапанів тиску КД1...КД3

$$P_{\text{упр}} = P_1 = P_2 = P_3. \quad (2.15)$$

Завдяки цьому на всіх золотниках перепад тисків встановлюється постійним, наприклад в разі, коли золотники зміщені вліво

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3, \quad (2.16)$$

де  $\Delta p_1 = p_H - p_{A1}$ ;  $\Delta p_2 = p_H - p_{A2}$ ;  $\Delta p_3 = p_H - p_{A3}$ ,

і розподіл РР відбувається незалежно від навантаження пропорційно до положень золотників, тобто значень відкриття ними прохідних щілин. Таким чином, забезпечується синхронність руху всіх гідродвигунів, хоча і зі зниженням швидкості при обмеженні настановної потужності насоса.

Система *LUDV* має переваги перед системою *LS* завдяки забезпеченню синхронного функціонування всіх робочих органів одночасно. Мається на увазі те, що при нестачі подачі РР для всіх робочих органів із заданими максимальними швидкостями, їх функціонування триватиме зі зниженими швидкостями, пропорційними відкриттям щілин золотників.

Система *LUDV* застосовується в екскаваторах, маніпуляторах і підйомних кранах, забезпечуючи одночасну роботу будь-якої кількості споживачів. Також вважається за доцільне застосування цієї системи з великою кількістю споживачів при малій ймовірності їх спільної роботи. В цьому випадку можна застосувати насос зниженої подачі, який тим не менше забезпечить роботу будь-якої кількості одночасно працюючих механізмів.

Якщо подачі насоса недостатньо, щоб «заповнити» перетину регульованих дроселів для роботи всіх споживачів, то перепади  $\Delta p_1$  і  $\Delta p_2$  знижуються. Завдяки найбільшому сповіщувальному сигналу про тиск, навантаження на всі компенсатори тиску і розподіл витрат відбувається незалежно від тиску навантаження пропорційно до положень золотників.

### 2.1.3.3. Гідроприводи полкової землерийної машини ПЗМ

У Збройних Силах України в експлуатації знаходяться землерийні траншейно-котлованні машини ПЗМ-2 і ПЗМ-3 на базі тракторів ХТЗ моделі Т-155М. Технологічне оснащення машин раніше робилося київським підприємством ВАТ Стройдормаш [106]. Сьогодні більшість з них знаходиться в експлуатації більше 25 років і практично вичерпали свій ресурс. Машини мають механічні ланцюговий робочий орган (ЛРО), роторний металник (РМ) і допоміжне бульдозерне устаткування і лебідку. У мерзлих ґрунтах машина забезпечує уривку тільки траншей. У 2013 році в Україні була проведена модернізація однієї землерийної машини ПЗМ-2, що отримала модернізовану гідросистему з гідрозамками на гідроциліндрах бульдозерного відвалу і електрогідропристроями, що покращують умови роботи оператора [108; 57; 58].

Наступним етапом модернізації стало оснащення землерийним траншейним устаткуванням типу ПЗМ-3-01 автомобіля КрАЗ-5233НЕ підвищеної прохідності [103; 41]. Проте дослідження механічних приводів ЛРО і РМ показали, що прогресивнішою є модернізація, пов'язана з переходом на ОГП, що забезпечує високий рівень захисту від перевантажень, безступінчасте регулювання швидкості робочих органів і автоматизацію технологічного процесу при копанні [42]. Сучасний асортимент РР забезпечує функціонування ОГП в широкому діапазоні температур довкілля і є вагомим обґрунтуванням заміни механічного приводів робочих органів на гідравлічний.

В роботі [45] показано про перспективність переобладнання в існуючих траншейних машинах ПЗМ-2 і ПЗМ-3 на ОГП ЛРО та РМ зі збереженням тих механічних вузлів, що добре зарекомендували себе з точки зору міцності і надійності. Дослідженням робочого процесу копання землерийними траншейними машинами з механічним приводом присвячений ряд робіт вітчизняних фахівців. Встановлено, що на роботу копання ланцюгових екскаваторів різних типорозмірів витрачається 31...66% потужності силової установки базової машини, а при розробці важких глин до 70...80% [44].

Важливі результати досліджень динамічних навантажень на механічні приводи ЛРО і РМ машини ПЗМ-3-01 в режимі стопорення приведені в роботі [42]. Отримано, що при спрацьовуванні центральної і бічної запобіжних муфт найбільш навантаженими є вузли ЛРО і РМ. Муфти оснащені штифтами, що зрізуються, і часто

спрацьовують навіть при короткочасних перевантаженнях. Тому рекомендований перехід від муфт з штифтами до фрикційних муфт. Ефективнішим засобом зниження динамічних навантажень на ЛРО машини автори рахують перехід на ОГП. Встановлені значення моментів інерції ЛРО і РМ, і показано, що зростання моменту опору при стопоренні ЛРО відбувається за час порядку 0,005 с. Ці дані важливі для розрахунку динамічних навантажень при використанні ОГП замість механічного.

У роботі [41] приведена принципова структурна схема землерийної машини ПЗМ-3.01, створеної на шасі автомобіля КраЗ-5233НЕ і оснащеною механічним приводом робочого устаткування. Отримана математична модель крутильних коливань механічної системи «ДВЗ-трансмсія-землерийне робоче устаткування». Визначені власні і вимушені крутильні коливання, резонансні частоти і амплітуди коливань, і параметри нерезонансних вимушених крутильних коливань в режимі руху машини, що встановився. За результатами досліджень вимушених коливань визначений коефіцієнт динамічності, який слід враховувати при проектуванні нової машини.

У роботі [43] розглянута конструкція роторного робочого органу для землерийної траншейної машини нового покоління.

Цикл робіт [31...34; 102] присвячений оцінці можливості переходу на ОГП ЛРО і РМ, зокрема у роботі [31], конкретизував робочий об'єм аксіальнопоршневого насосу для одночасного живлення гідромоторів ЛРО і РМ за допомогою оригінального дільника потоку. У роботі [33] розглянуті можливості заміни механічного приводу на ОГП шляхом застосування аксіальнопоршневих насосів: з похилим диском 416.0.71(90) і похилим блоком 313.56(90) для ЛРО і нерегульованого з похилим блоком моделей 310.28(45) для РМ. Приведені типорозміри насосів дають можливість отримання співвідношення потужностей приводів РМ і ЛРО в межах 0,3...0,5, які можна прийняти як базові значення для подальших розрахунків. Споживана потужність регульованих насосів за каталогами складає близько 64...100 кВт. За даними цієї ж роботи частота обертання ЛРО складає 2,35...9,15 хв<sup>-1</sup>, а роторного металника 280...379 хв<sup>-1</sup>. Проте наші експлуатаційні спостереження за роботою машини ПЗМ-2 показують, що частота обертання зірочки ЛРО досягає 40 хв<sup>-1</sup>.

У роботі [34] розглянутий технічний рівень гідропрстроїв, зокрема насосів, які могли б бути використані в машині ПЗМ-2. При цьому як критерій порівняльної оцінки насосів прийнято співвідношення маси до робочого об'єму (коефіцієнт компактності). Слід зазначити, що такий критерій менш інформативний в порівнянні із зазвичай використовуваним співвідношенням маси насоса до його потужності, в яку входить не лише робочий об'єм насоса, але і такі найважливіші вихідні параметри як подача і тиск, що розвиваються насосом.

У роботі [34] проведений функціонально-вартісний аналіз насосів, які могли б використовуватися в перспективних ОГП ЛРО і РМ. При цьому пропонуються для застосування в модернізованій ПЗМ-2 аксіальнопоршневі регульовані насоси з похилим диском, але дещо більшого типорозміру в 416.0.110(125) в комбінації з об'ємним дільником потоку.

У роботі [102] приведені гідравлічна принципова схема навісного устаткування серійної машини ПЗМ-2, а також кінематична схема трансмісії робочого устаткування з ЛРО і РМ, забезпечених запобіжними муфтами з пальцями (штифтами), що зрізуються.

Вибір параметрів гідромотора та аналіз динаміки ОГП ланцюгового органу ПЗМ приведені в роботі [59].

На рис. 2.27 представлений загальний вид машини ПЗМ-2 [56], на якому позначені: 1 – бульдозер; 2 – лебідка; 3 – гідроциліндри підйому і опускання бульдозерного відвалу; 4 – тягач; 5 – рама підйому робочого органу; 6 – роздавальна коробка; 7 – металник; 8 – гідроциліндри підйому і опускання ланцюгового робочого органу; 9 – редуктор робочого органу; 10 – ланцюговий робочий орган; 11 – карданний вал; 12 – лижа; 13 – гідроциліндри гойдання робочого органу

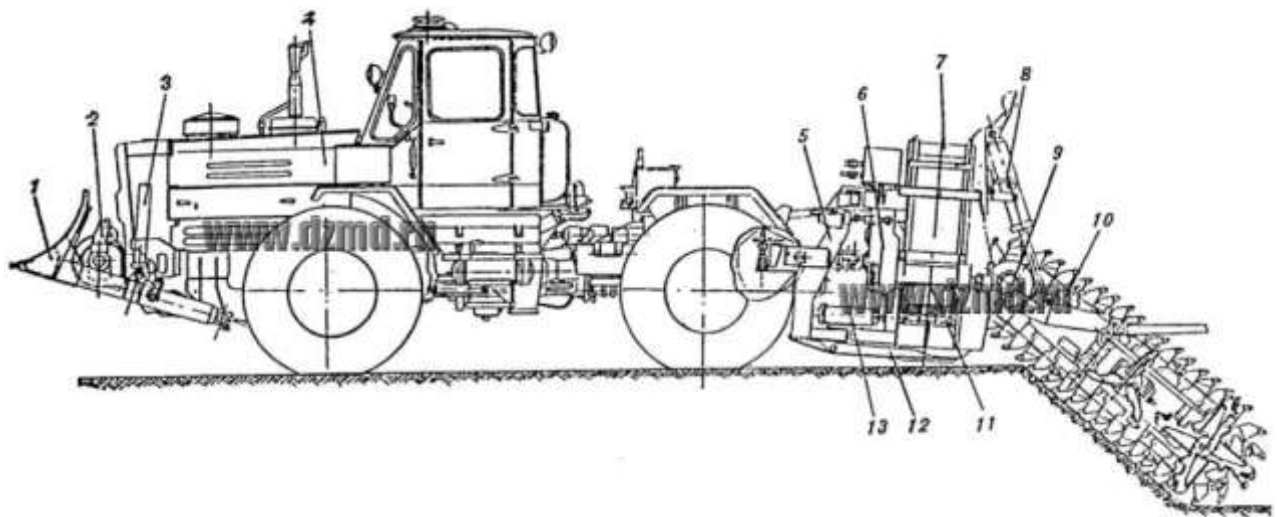


Рис. 2.27. Загальний вид машини ПЗМ-2

На рис. 2.28 приведена кінематична схема машини ПЗМ-2 [102] з позначками основних вузлів робочого обладнання – ланцюга та роторного металельника, зокрема редуктор валу відбору потужності від основного ДВЗ, запобіжні пристрої (муфти), приводний вал, редуктор робочого органу (привода переміщення ланцюга), вал верхніх фрез та нижня фреза.

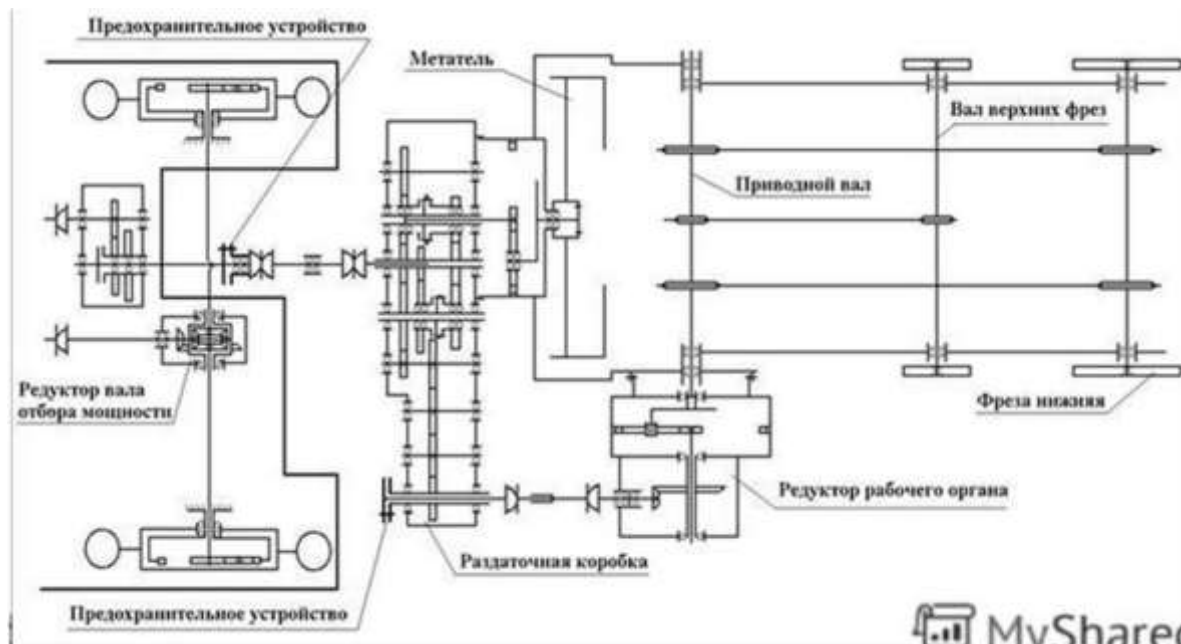


Рис. 2.28. Кінематична схема робочого обладнання ПЗМ-2

Полкова землерийна траншейно-котлованна машина ПЗМ-3 (КВСЗ-4003) є результатом модернізації машини ПЗМ-2 на шасі спеціального трактора-тягача ХТЗ-Т155. Це українська машина для інженерних робіт, зокрема риття траншей та котлованів, яка

побудована на вкороченому шасі автомобіля КрАЗ-5233НЕ і має броньовану кабіну. ПЗМ-3 здатна працювати у широкому спектрі погодних умов, риючи також і мерзлий ґрунт. Машина ПЗМ-3 була розроблена та виготовлена Крюківським вагобудівним заводом у кооперації з Кременчуцьким автомобільним заводом [99; 103]. Машина встановлена на шасі КрАЗ-5233НЕ з колісною формулою 4x4. Кабіна і моторний відсік мають балістичний захист рівня 2 (Level 2) STANAG 4569, броньованим є також паливний бак. Згідно технічного завдання, колісна база зменшена з 5000 мм до 4000 мм для підвищення маневреності. Покришки мають кулезахисні вставки Runflat system. Встановлено радіатор охолодження двигуна з посиленою тепловіддачею для забезпечення нормального режиму роботи при підвищених навантаженнях під час земляних робіт. ПЗМ-3 обладнана ланцюговим безковшовим агрегатом для риття із роторним реверсивним евакуатором ґрунту. Машина також має бульдозерний відвал висотою 835 мм, шириною 2525/3100 мм і кутом різання ножів 55°. Відвал здатен опускатися не менше ніж на 0,40 м.

Технічні характеристики траншейно-котлованної (землерийної) машини ПЗМ-3:

- 1) Глибина риття траншеї до 1,2 м та шириною 0,65 м за дном.
- 2) Швидкість риття:
  - 2.1) траншей 300...400 м/год у звичайному ґрунті, 50..80 м/год у мерзлому;
  - 2.2) котлованів 140...160 м<sup>3</sup>/год у звичайному ґрунті, 40...50 м<sup>3</sup>/год у мерзлому;
- 3) З робочого положення у транспортне і навпаки машина переводиться за 3 хв;
- 4) Габарити машини:
  - 4.1) довжина транспортна – 8000 мм;
  - 4.2) довжина робоча – 11200 мм;
  - 4.3) ширина – 3120 мм;
  - 4.4) висота – 3280 мм;
- 5) Екіпаж – 2 чол.;
- 6) Швидкість в транспортному русі – до 85 км/год.

На рис. 2.29 приведений загальний вид машини ПЗМ-3 (КВСЗ-40003) в транспортному положенні.



Рис. 2.29. ПЗМ-3 в транспортному положенні

На рис. 2.30 приведена гідравлічна принципова схема серійної машини ПЗМ-2. В складі штатного обладнання використовувались шестеренний насос Н1 (НШ-32), гідроциліндри Ц1...Ц8, аксіальнопоршневий гідромотор (НПА-64), гідроапаратура функціонування гідродвигунів та захисту їх від перевантажень, а також гідробак Б і фільтр Ф1 для очищення робочої рідини (РР) від забруднень.

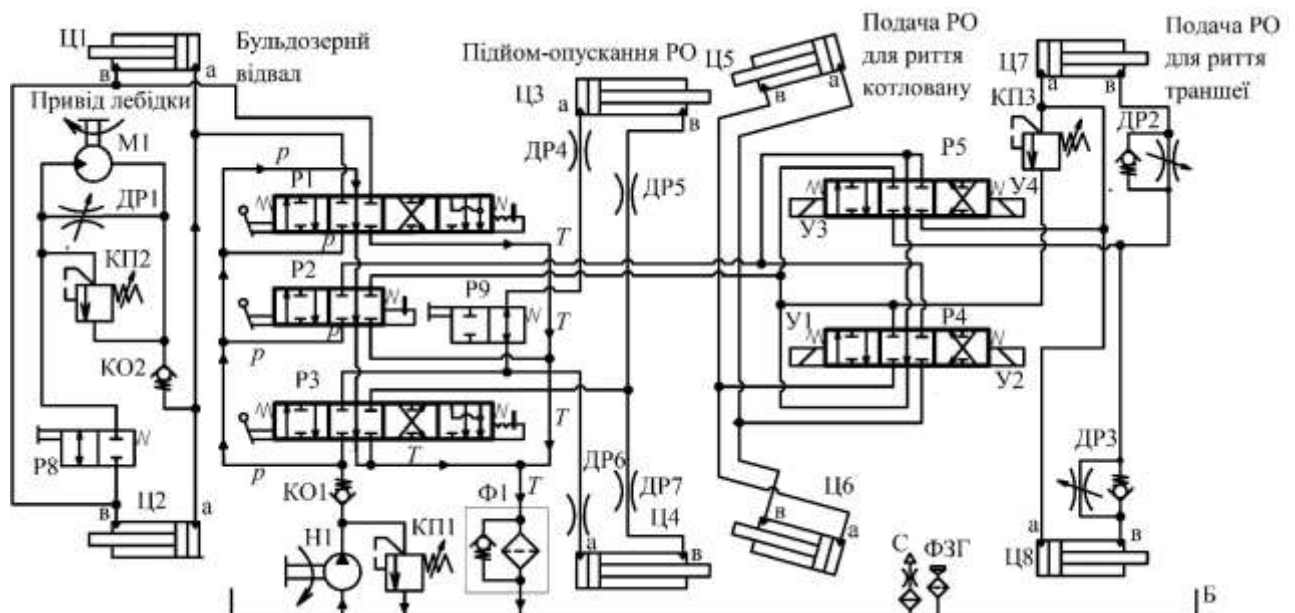


Рис. 2.30. Штатна гідравлічна принципова схема робочого (технологічного) обладнання ОГП ПЗМ-2

В ОГП ПЗМ-2 застосовані гідророзподільники: Р1 і Р3 – чотирипозиційні (позиції: підйом-опускання-нейтраль-плаваюча), шестипровідні, з ручним управлінням, механічним фіксатором і пружинним поверненням в нейтральне положення. У нейтральному положенні забезпечують розвантаження насоса від тиску; Р2 – двопозиційний, шестипровідний, з ручним управлінням і механічним фіксатором; Р4 і Р5 – трипозиційні (позиції: підйом-опускання-плаваюча), шестипровідні, з електромагнітним управлінням; Р6 і Р7 – трипозиційні, трипровідні, з електромагнітним управлінням.

До складу ОГП ПЗМ-2 входять також КП1 – основний запобіжний клапан; КП2 і КП3 – «вторинні» для захисту при динамічних навантаженнях. ДР1 – дросель регульований; ДР2 і ДР3 – дросель із зворотним клапаном; ДР4...ДР7 – дроселі нерегульовані;

КО1 і КО2 – клапани зворотні;

Функціонування ОГП штатної ПЗМ-2.

Робота бульдозерного відвалу. Р1 переміщують вліво і РР поступає до Ц1в і Ц2в, переміщуючи поршні усередину, з порожнин Ц1а і Ц2а РР витісняється через Р1 в лінію злива Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1. Р1 переміщують управо і РР поступає до Ц1а і Ц2а, переміщуючи поршні назовні, з порожнин Ц1в і Ц2в РР витісняється через Р1 в лінію Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1.

Обертання лебідки гідромотора М. Гідророзподільник Р1 зміщують вліво, гідророзподільник Р8 (вентиль) управо і РР поступає в нагнітальну порожнину гідромотора М, приводячи його вал в обертання. Злив РР з гідромотора здійснюється через зворотний клапан КО1, гідророзподільник Р1 і фільтр Ф1 в гідробак Б1. Дроселем ДР1 регулюють частоту обертання валу гідромотора (при повному відкритті дроселя ДР1 гідромотор не обертається). Для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КП2. Гідромотор нереверсивний, тому зворотне обертання (витягування каната з барабана) здійснюється вручну. Для цього роз'єднують муфту між гідромотором і барабаном.

Підйом-опускання робочого органу. При переміщенні гідророзподільника Р1 управо РР поступає безпосередньо через дросель ДР6 в гідроциліндр Ц4а і гідророзподільник Р9 і дросель ДР4 в гідроциліндр Ц3а. Відбувається висунення поршнів гідроциліндрів Ц3 і Ц4, а злив РР з порожнин Ц3в і Ц4в здійснюється

через дроселі ДР5 і ДР7, і гідророзподільник Р3 в лінію злива *T*, фільтр Ф1 і гідробак Б1. При зміщенні гідророзподільника Р3 вліво РР поступає через дроселі ДР5 і ДР7 в штокові порожнини гідроциліндрів Ц3в і Ц4в. Відбувається рух поршнів усередину гідроциліндрів. РР з поршневих порожнин Ц3а і Ц4а зливається в гідробак Б1 двома шляхами: з Ц3а і ДР4 через гідророзподільники Р9 і Р3 в лінію злива *T* у фільтр Ф1; з гідроциліндра Ц4а і дросель ДР6 по лінії зливу *T* у фільтр Ф1. Гідророзподільник Р9 дозволяє робити гідроциліндрам Ц3 і Ц4 по черзі, для чого необхідно перевести золотник гідророзподільника Р9 управо.

Подача РО для риття котловану. Для цього використовують гідророзподільник Р4 і гідроциліндри Ц5 і Ц6. При електроживленні на магніт У1 золотник зміщується управо і РР поступає в штокові порожнини Ц5в і Ц6в, переміщую поршні усередину. Злив РР з поршневих порожнин Ц5а і Ц6а здійснюється через гідророзподільник Р5 по лінії зливу *T* у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

Подача РО для риття траншеї. Для цієї операції використовують гідророзподільник Р5 і гідроциліндри Ц7 і Ц8. При електроживленні на магніт У3 золотник гідророзподільника Р5 зміщується управо і РР поступає в порожнини Ц7а і Ц8а гідроциліндрів, забезпечуючи висунення поршнів. Злив РР з порожнин Ц7в і Ц8в здійснюється через зворотні клапани дроселів ДР2 і ДР3 і гідророзподільник Р5 по лінії зливу *T* у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

При поданні електроживлення на магніт У4 золотник гідророзподільника Р5 зміщується управо і РР поступає до порожнин Ц7в і Ц8в через дроселі ДР2 і ДР3, за допомогою яких можна регулювати швидкість переміщення поршнів гідроциліндрів при їх русі усередину. Злив РР з порожнин Ц7а і Ц8а здійснюється через гідророзподільник Р5 і по лінії зливу *T* у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

На рис. 2.31 приведена гідравлічна принципова схема модернізованого гідропривода ПЗМ-2 шляхом застосування тандем-насоса і гідромоторів переміщенні ланцюга і обертання роторного металника. Запропонований тандем-насос (блок РВН71-33), який складається з двох аксіальнопоршневих насосів з робочими об'ємами  $71 \text{ см}^3$  і  $33 \text{ см}^3$ , що змонтовані на одному валу. Кожний з насосів Н3 і Н4 має регулятор робочого об'єму, здатний безступінчасто подавати РР до гідромоторів М2 (ланцюга) і М3

(роторного металника). В цій схемі також застосований сучасний ОГП рульового керування з гідроциліндрами Ц9 і Ц10, насосом дозатором НД з гідророзподільником Р11, запобіжним КП4 і зворотним клапаном КОЗ, що входять до блока А, та окремий шестеренний насос Н2.

Аналіз проведених досліджень показав, що до теперішнього часу не робився статичний розрахунок параметрів і вибір конкретних конструкцій гідромоторів для приводів ЛРО і РМ. На підставі аналізу результатів досліджень приймаємо для моделювання землерийної машини з ОГП робочих органів ЛРО і РМ потужність останніх в 50 % потужності ДВЗ, тобто близько 65 кВт. Тоді потужність РМ складає близько 15 кВт при частоті обертання  $380 \text{ хв}^{-1}$  [32], а потужність ЛРО має 50 кВт при максимальній частоті обертання провідної зірочки ланцюга в  $40 \text{ хв}^{-1}$  (за даними експериментальних спостережень). Ці дані дозволяють отримати значення необхідних крутних моментів і робочих об'ємів гідромоторів при їх використанні без проміжних редукторів як одного з чинників ефективності застосування ОГП. Слід зазначити, що у зв'язку з недостатньою надійністю дизелів СМД-2 потужністю в 90 кВт, нині в машинах ПЗМ-2 встановлюють двигуни ЯМЗ-236Д-3/Д потужністю 129 кВт при частоті обертання  $2100 \text{ хв}^{-1}$ .

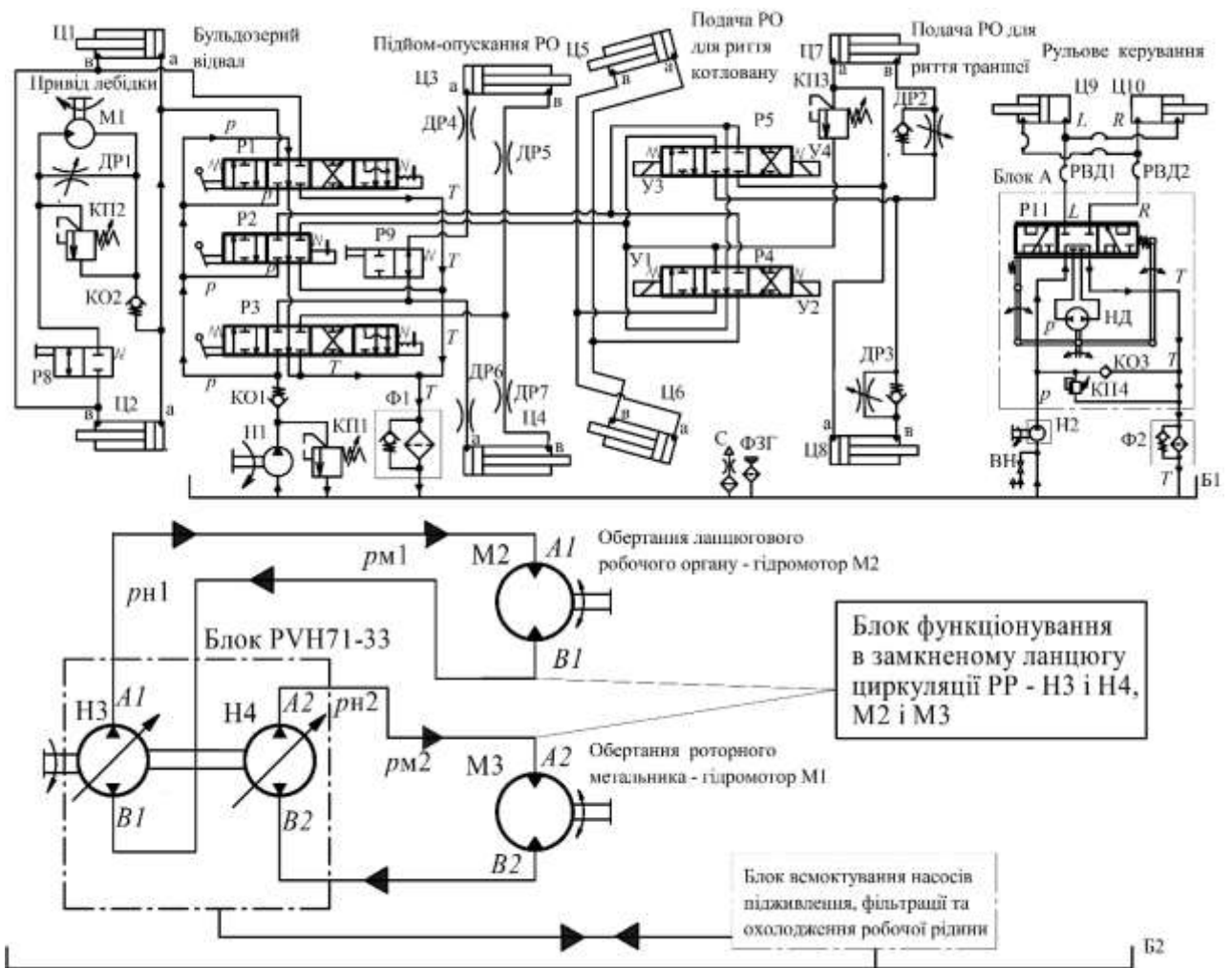


Рис. 2.31. Запропонована гідравлічна принципова схема машини ПЗМ-2 з застосуванням гідроприводів обертання метальника і ланцюга за допомогою гідропередач ГСТ «Гідросила»

Для визначення робочого об'єму гідромоторів використовуємо ККД ОГП як відношення корисної (вихідної) потужності гідромотора  $P_{кор}$  до споживаної (витраченої) насосом  $P_{спож}$

$$ККД = P_{кор} / P_{спож}, \quad (2.17)$$

і отримаємо значення вихідної потужності гідромоторів ЛРО і РМ.

Оскільки вихідна потужність гідромотора є твором крутного моменту на частоту обертання, то при відомих значеннях частот обертання визначаємо крутний момент гідромотора

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}; M_{\text{м}} = 9550 \frac{P_{\text{кор}}}{n_{\text{м}}}, \quad (2.18)$$

і знайдемо необхідне значення робочого об'єму гідромоторів

$$V_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{МГМ}}}, \text{ см}^3, \quad (2.19)$$

де  $\Delta p_{\text{м}}$  – перепад тисків на гідромоторі, який для сучасних героторних гідромоторів в робочому (експлуатаційному) режимі дорівнює 10...16 МПа,

$\eta_{\text{МГМ}}$  – гідромеханічний ККД гідромотора, який дорівнює 90 % на робочому режимі і знижується до 80 % при пуску (зрушуванні з місця).

За цими розрахунками визначаємо робочі об'єми гідромоторів безредукторних приводів ЛРО ті РМ, які мають значення приблизно 200 см<sup>3</sup> та 1800...2500 см<sup>3</sup>, відповідно. За методикою статичного розрахунку ОГП [2] визначаємо робочі об'єми насосів 71 см<sup>3</sup> та 33 см<sup>3</sup>.

## 2.2. Особливості рульової та гальмівної систем колісних тракторів

### 2.2.1. Кермове керування колісних тракторів

Для кермових механізмів позашляхових транспортних засобів зі швидкістю руху до 50 км/год (колісні екскаватори та бульдозери, дорожні котки, навантажувачі, трактори, сільськогосподарські збиральні комбайни та ін.). Застосовують ОГП, що включає гідроциліндри для повороту коліс, насос-дозатор для подачі регламентованого об'єму РР у порожнині гідроциліндрів пропорційно куту повороту кермового колеса і насос для подачі РР у гідросистему. ОГП кермового керування дозволяє істотно знизити зусилля на кермовому колесі, а сполучення насоса-дозатора з гідроциліндрами керування колесами за допомогою рукавів високого тиску забезпечує зручність компонування кермового привода на машині.

На рис. 2.32,а подано гідросхему ОГП кермового керування фірми SAUER DANFOSS, що включає гідроциліндр Ц привода повороту коліс, насос-дозатор НД, насос Н із приводним двигуном ДВЗ, рукави РВД1(2) і гідробак Б [30]. До складу насоса-дозатора НД входять гідророзподільник Р, запобіжний клапан КПн для захисту від перевантажень насоса Н, зворотний клапан КОн в лінії нагнітання насоса і «антикавітаційні» клапани КО1 і КО2 (сполучені з гідробаком Б) та запобіжні клапани КП1 і КП2 захисту від перевантажень гідроциліндра Ц і рукавів РВД («вторинні» або «протиударні» клапани). Позначення *L* і *R* відповідають підводам РР до гідроциліндрів Ц для забезпечення повороту транспортного засобу «вліво» або «вправо». Штрихпунктирною лінією обведено гідросхему насоса-дозатора НД. На зливі РР в гідробак Б встановлено фільтр Ф. При повороті кермового колеса і пов'язаного з ним гідророзподільника Р вліво лінія нагнітання *p* насоса сполучається з порожниною гідроциліндра *L*, при повороті кермового колеса та гідророзподільника Р вправо відбувається сполучення лінії *p* з порожниною гідроциліндра *R* і поворот транспортного засобу вправо.

Фірма HYDRAULIK NORD (ФРН) наводить таку класифікацію гідропідсилювачів кермового керування [61]:

- LAGB (рис. 2.32,а), де насос розвантажений завдяки сполученню ліній нагнітання *p* і зливу *T* з баком (open center – з відкритим центром), а колеса транспортного засобу не мають зворотного зв'язку з кермовим колесом (non reaction – відсутність реакції з боку коліс);
- LAGBR (рис. 2.32,б), де насос розвантажений, а колеса при наїзді на якунебудь перешкоду впливають на кермове колесо (reaction);
- LAGBS (рис. 2.32,в), де порожнини *p* насоса і *T* гідробака роз'єднані (closed center – закритий центр) та відсутня реакція з боку коліс на кермове колесо (non reaction). Лінія *LS* дозволяє забезпечити переважну подачу РР (пріоритет) до гідропідсилювача при використанні загального насоса для гідропідсилювача і технологічного обладнання;
- LAGBEL (рис. 2.32,г), де порожнини *p* насоса і *T* роз'єднані (closed center – закритий центр) та відсутня реакція з боку коліс на кермове колесо (non reaction). Лінія *EL* дозволяє підключити

реле тиску для керування увімкненням приводного електродвигуна резервного насоса.

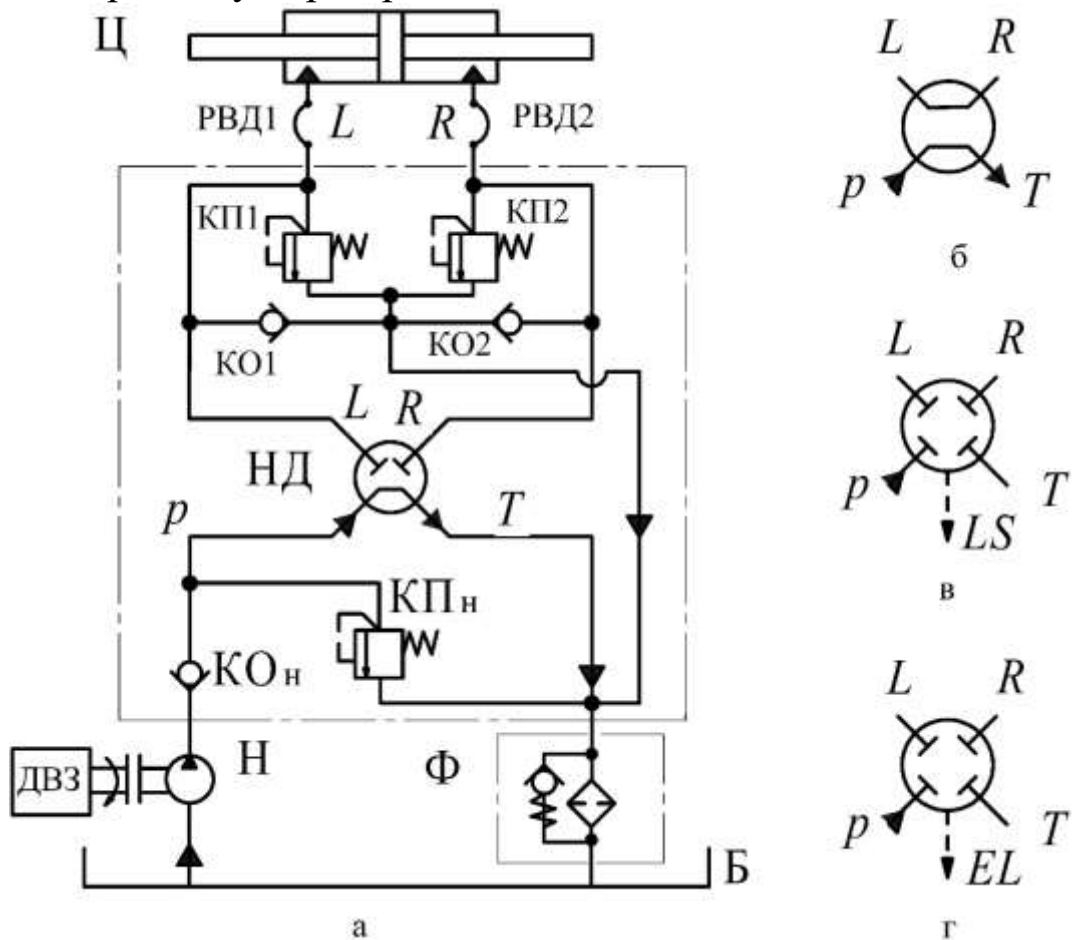


Рис. 2.32. Гідралічна принципова схема ОГП кермового керування позашляховим колісним транспортним засобом

Обертання кермового колеса в аварійному режимі при відмові насоса можливе тільки з насосом-дозатором обмеженого робочого об'єму (як правило, не більше  $250 \text{ см}^3$ ) через зростання моменту опору, який оператор не здатний подолати силою м'язів. У такому випадку для транспортних засобів, у яких необхідний підвищений робочий об'єм насоса-дозатора, ОГП кермового керування оснащують підсилювачем потоку РР за аналогією з пілотним керуванням у гідророзподільниках великих витрат.

У наведеній на рис. 2.33 гідросхемі ОГП кермового керування блок А насоса-дозатора НД забезпечує керування блоком Б підсилювача потоку OSQA фірми SAUER DANFOSS по магістралях R і L (гідророзподільник P1), від якого по магістралях CR і CL (гідророзподільник P2) РР надходить у гідроциліндри Ц1 і Ц2 повороту коліс транспортного засобу.

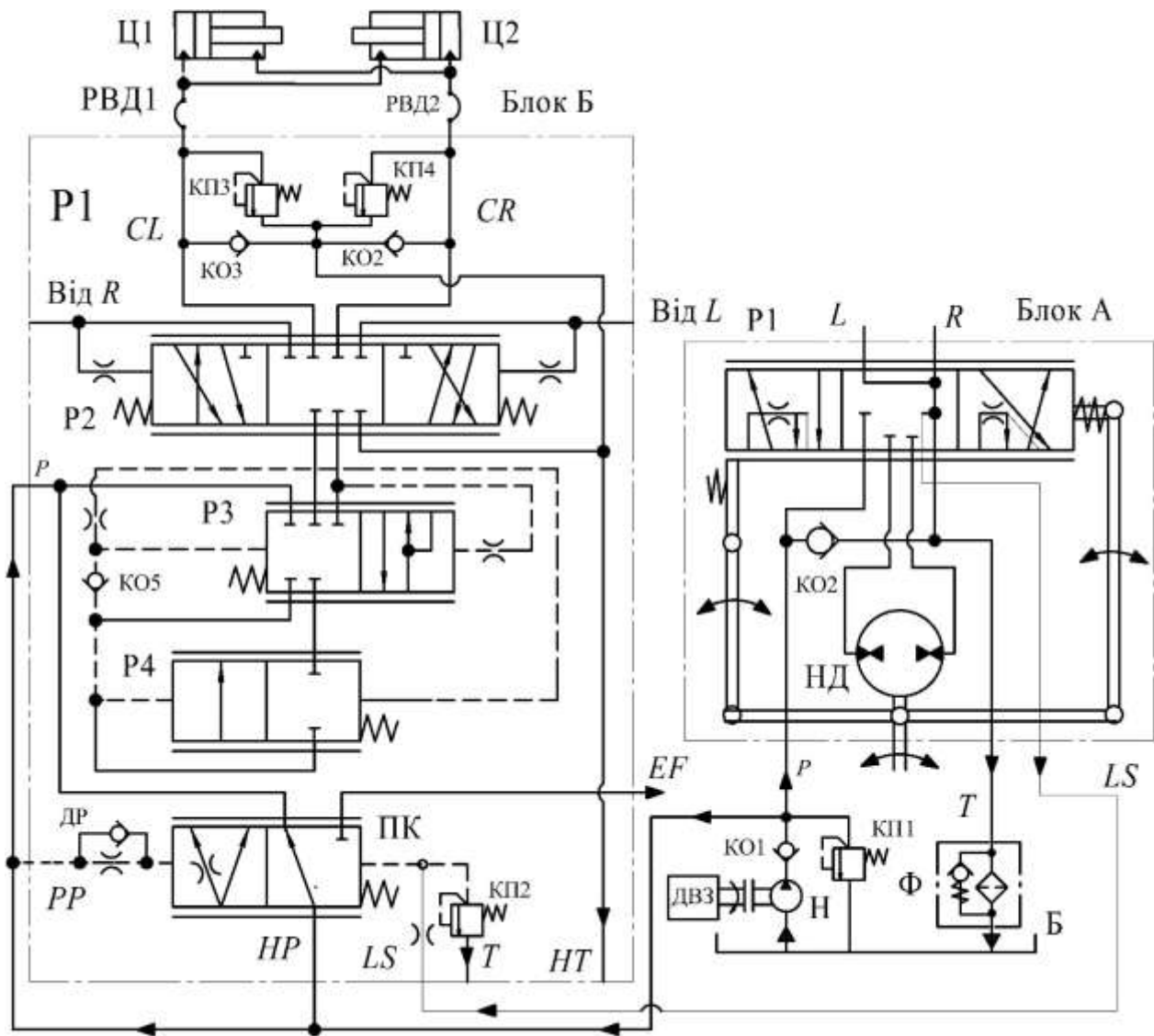


Рис. 2.33. Гідравлічна принципова схема ОГП кермового керування з підсилювачем потоку OSQA фірми SAUER DANFOSS

Гідророзподільники P3 і P4 забезпечують функціонування основного гідророзподільника потоку P2, а гідророзподільник ПК виконує функції пріоритетного клапана шляхом підведення PP по магістралі EF до ОГП технологічного обладнання транспортного засобу при його прямолінійному русі, коли кермовий механізм не споживає PP.

Технічне рішення, що забезпечує автоматичне зниження робочого об'єму насоса-дозатора при відмові основного насоса, запропоновано фірмою Rexroth Bosch Group в насос-дозаторах серії LAGU [70] (рис. 2.34).

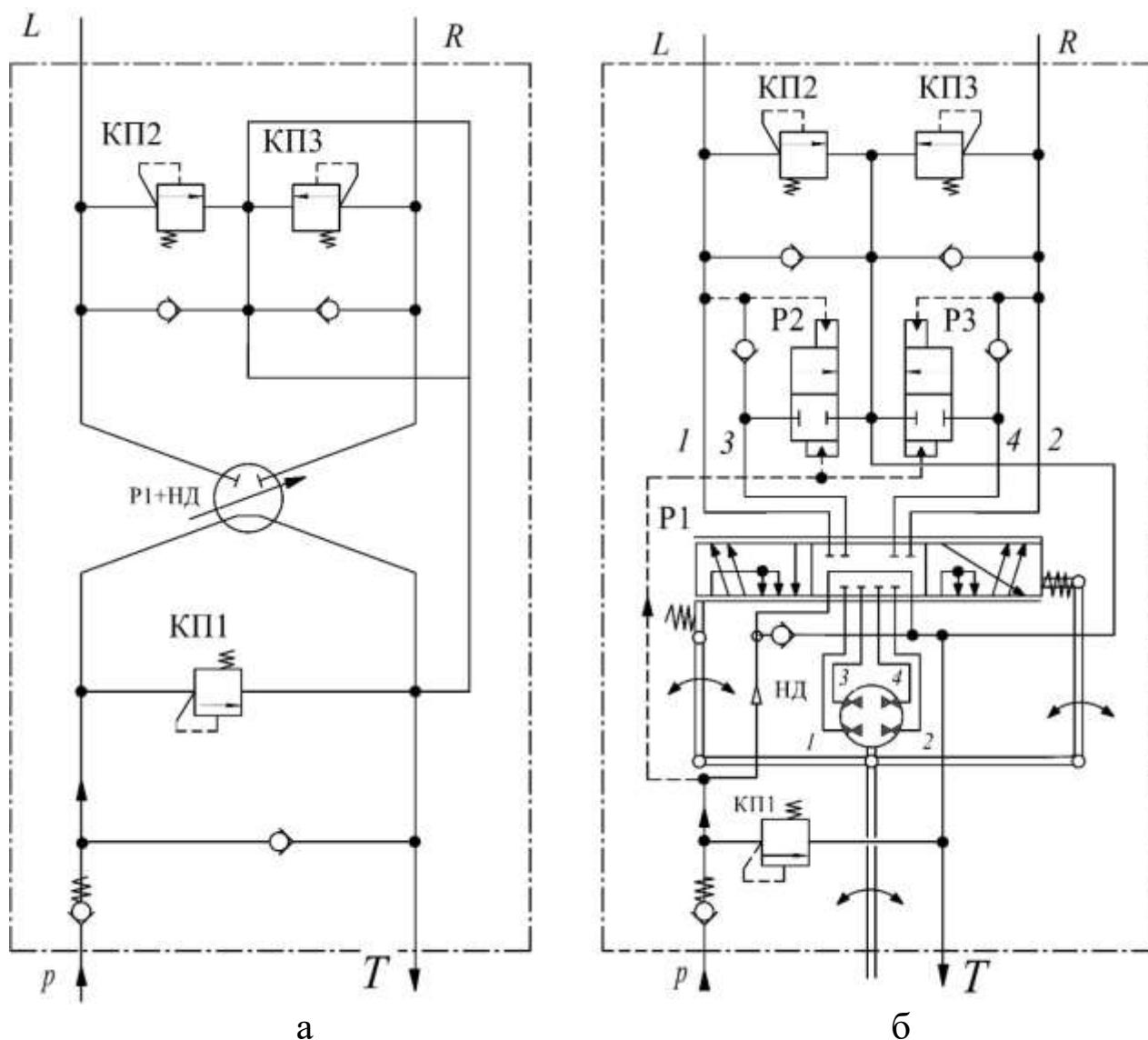


Рис. 2.34. Гідрравлічна принципова схема гідропідсилювача кермового керування з двома ступенями регулювання робочого об'єму *LAGU* фірми Rexroth Bosch Group: а – спрощена; б – повна

Насос-дозатор НД подано у вигляді мотор-насоса з двома ступенями робочого об'єму з відводами: перший ступінь – 1 і 2; другий ступінь – 3 і 4. Гідророзподільник Р1 має десятипровідну схему підключення підводів і відводів, включаючи канали 1..4 насоса-дозатора НД, лінію *p* високого тиску від насоса і низького *T* зливу РР. Паралельно ступеням 3 і 4 насоса-дозатора НД підключені гідророзподільники Р2 і Р3 з гідравлічним керуванням. Ці гідророзподільники при нормальній роботі ОГП під дією тиску знизу (від насоса) знаходяться у верхньому крайньому положенні (як показано на схемі), і гідропідсилювач працює при максимальному робочому об'ємі насоса-дозатора НД.

При аварійному падінні тиску в лінії нагнітання насоса тиск спадає і в нижніх торцевих камерах гідророзподільників Р2 і Р3. При цьому обертання кермового колеса водієм призводить до нагнітання РР і створення підвищеного тиску у верхніх торцевих порожнинах гідророзподільників Р2 і Р3, змушуючи їх опускатися вниз. Зсув гідророзподільників Р2 і Р3 вниз призводить до сполучення половини ділянок зони високого тиску насоса-дозатора НД з лінією зливу  $T$ , що еквівалентно зниженню робочого об'єму насоса-дозатора в два рази і зменшенню моменту опору на рульовому колесі, забезпечуючи функціонування кермового керування.

Гідравлічні принципові схеми застосування кермового керування приведені також на рис. 2.2...2.4, імітаційне моделювання динаміки ОГП керування колісного трактора приведено в [27].

### 2.2.2. Гальмівні системи тракторів з пневмо-та гідроприводом

Пневматичний привод полегшує керування трактором, більш ефективний порівняно з іншими приводами і забезпечує використання стислого повітря для різних цілей. Однак пневмопривод менш компактний і має більший час спрацьовування (в 5...10 разів більше, ніж в ОГП).

На рис. 2.35 подано пневматичну принципову схему робочих гальм колісного трактора і причепа. Компресор КМ всмоктує повітря через фільтр  $\Phi$  і нагнітає в регулятор тиску РТ, вологовіддільник ВД і осушувач повітря ОВ – у ресивер трактора РЕт. Регулятор тиску РТ автоматично підтримує тиск у пневмосистемі трактора в діапазоні від 0,6 МПа (мінімальне значення) до 0,75 МПа, при якому компресор КМ розвантажується від тиску і працює в режимі холостого ходу. Запобіжний клапан КП є додатковим захистом від підвищення тиску. Вентиль ВН1 на ресивері РЕт служить для випуску повітря і зливу конденсату. Гальмівний кран КГ включає два пневморозподільника Р1 і Р2 з приводом від педалі гальма тракториста. Конструкцією привода пневморозподільників передбачено первинне увімкнення пневморозподільника Р1 причепа і потім пневморозподільника Р2 трактора, що забезпечує захист від наїзду причепа на трактор. На схемі умовно показаний зазор  $\Delta$  між штовхачем золотника пневморозподільника Р2 і приводом педалі (в

існуючих конструкціях встановлюють важіль зі складною кінематикою переміщення розподільників).

Пневморозподільник Р2 забезпечує підживлення гальмівних пневмокамер КГт1...ГКт4 коліс трактора, а пневморозподільник Р1 – пневмокамер ГКпр1...ГКпр4 коліс причепа. Система підживлення повітря причепа забезпечується через вентиль ВН2 (у тракторобудуванні прийнятий термін – роз'єднувальний кран), гумовий рукав високого тиску РВД1, швидкокорознімне з'єднання БРСт-БРСпр (головки з'єднувальні) і рукав РВДпр. Пневморозподільник Р3 (або розподільник повітря) забезпечує подачу повітря до ресивера РЕпр і гальмівних пневмокамер причепа ГКпр1...ГКпр4. До складу пневморозподільника Р3 входить зворотний клапан КО на вході в порожнину Б. Конструктивно пневморозподільник Р3 складається зі штока 1 із закріпленими на ньому поршнями 2 і 3, роздільної перегородки 4, на яку спирається пружина 5, камери А, клапана 6 з пружиною 7 у камері В, і каналу 8 в штоку 1.

Функціонування системи гальмування відбувається так. При знаходженні педалі в стані розгальмування, повітря з пневмосистеми трактора надходить через зворотний клапан КО в камеру Б і далі – в ресивер РЕпр. Оскільки одночасно повітря під тиском надходить в камеру Б і камеру під поршнем 2, то під дією пружини 5 шток із поршнями 2 і 3 піднімається уверх, не впливаючи на клапан 6 подачі повітря до гальмівних пневмокамер коліс причепа. Коли пневморозподільник Р1 переміщується вправо, повітря перестає надходити через вентиль ВН2 і зворотний клапан КО в пневморозподільник Р3. При цьому тиск повітря від ресивера РЕпр надходить у камеру Б, а через те, що в камері поршня 2 з пружиною тиск знижується до мінімального значення, то поршень 2 разом зі штоком 1 опускається вниз, відкриваючи клапан 6. Повітря з ресивера РЕпр через камеру В надходить до гальмівних пневмокамер, забезпечуючи гальмування причепа. При подальшому переміщенні педалі гальма вибирається зазор  $\Delta$ , відбувається зміщення пневморозподільника Р2 вправо, і повітря під тиском  $p_T$  надходить до гальмівних пневмокамер і коліс трактора, здійснюючи його гальмування.

При завершенні гальмування відбувається спорожнення гальмівних пневмокамер за допомогою пружин (умовно не показані):

пневмокамер коліс трактора через канали пневморозподільника Р2, як показано на рисунку, і коліс причепа через пневморозподільник Р3 (центральний і бічні отвори в штоку 1, вихід повітря позначений літерою  $T$ ).

При аварійній ситуації через обрив рукава РВД2 шток 1 з поршнями 2 і 3 опускається вниз, відкриває клапан 6 і повітря з ресивера РЕпр надходить у гальмівні пневмокамери причепа.

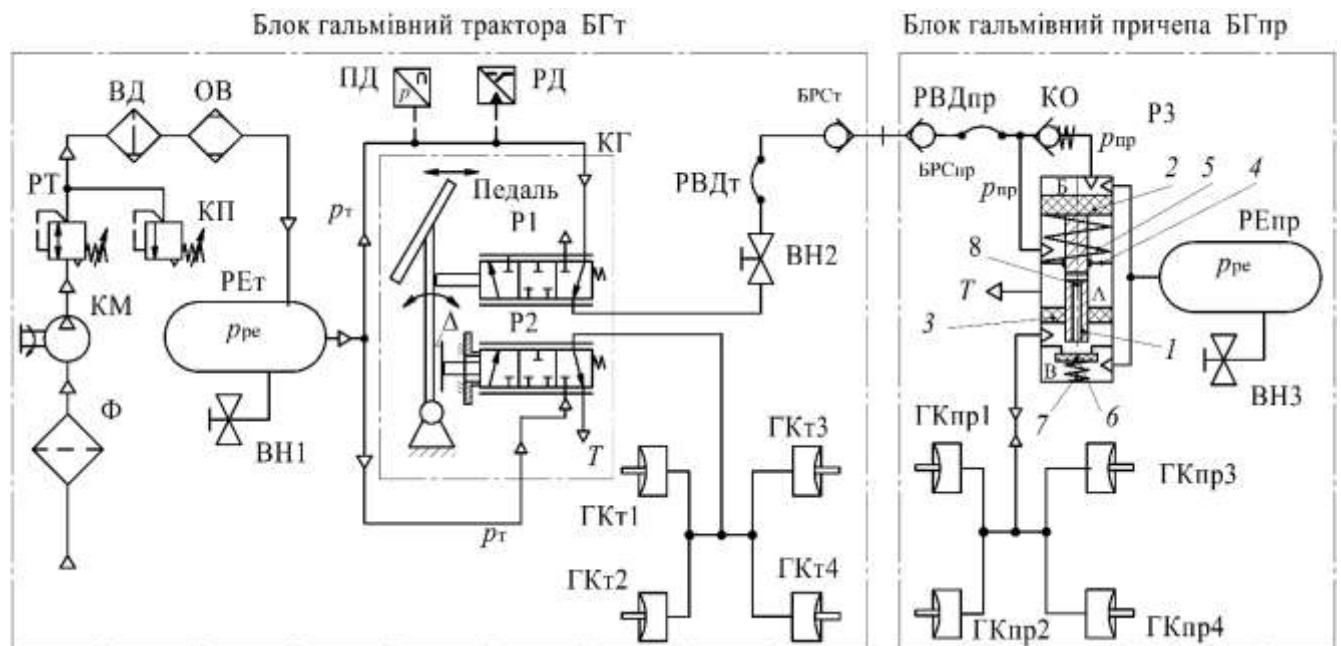


Рис. 2.35. Пневматична принципова схема гальмівної системи колісного трактора з причепом

На рис. 2.36 наведено напівконструктивні схеми колісних гальмівних камер без енергоакумулятора (а) і з енергоакумулятором (б). У камері першого типу тиск повітря  $p_T$ , яке надходить у камеру А циліндра Ц1 від ресивера за допомогою гальмівної педалі, створює зусилля на поршень 1 і далі – на шток 2 привода гальмівних колодок. За відсутності тиску в камері А пружина 3 переміщує поршень 1 і шток 2 у вихідне положення (вліво). Наявність гальмівної камери з енергоакумулятором (б) дозволяє підвищити надійність гальмівної системи, оскільки за відсутності тиску повітря забезпечується автоматичне загальмування колеса (така система належить до гальма нормально-замкненого типу). Деталі робочих гальм ідентичні конструкції (а), тобто містять поршень 1 і шток 2, пружину 3 і порожнину А для підведення тиску повітря.

Перегородка 4 дозволяє створити в пневмоциліндрі Ц2 порожнину Б з поршнем 6 і штоком 5. Під дією пружини 7 поршень притискає шток 5 до поршня 1 і переміщує шток 2, створюючи гальмівне зусилля на колесі. Для розгальмовування шляхом зміщення поршня 6 і штока 5 вліво подається повітря під тиском  $p_{\text{реак}}$  у камеру Б, зміщуючи поршень 6 з штоком 5 вправо, забезпечуючи зазор  $\Delta$ . Об'єднуючий трубопровід 11 між пружинними камерами запобігає компресії в системі.

Для механічного розгальмовування транспортного засобу є тяга 8 з різьбленням, яка за допомогою болта 9 вивертається з втулки 10, зміщуючи поршень 6 і шток 5 вліво.

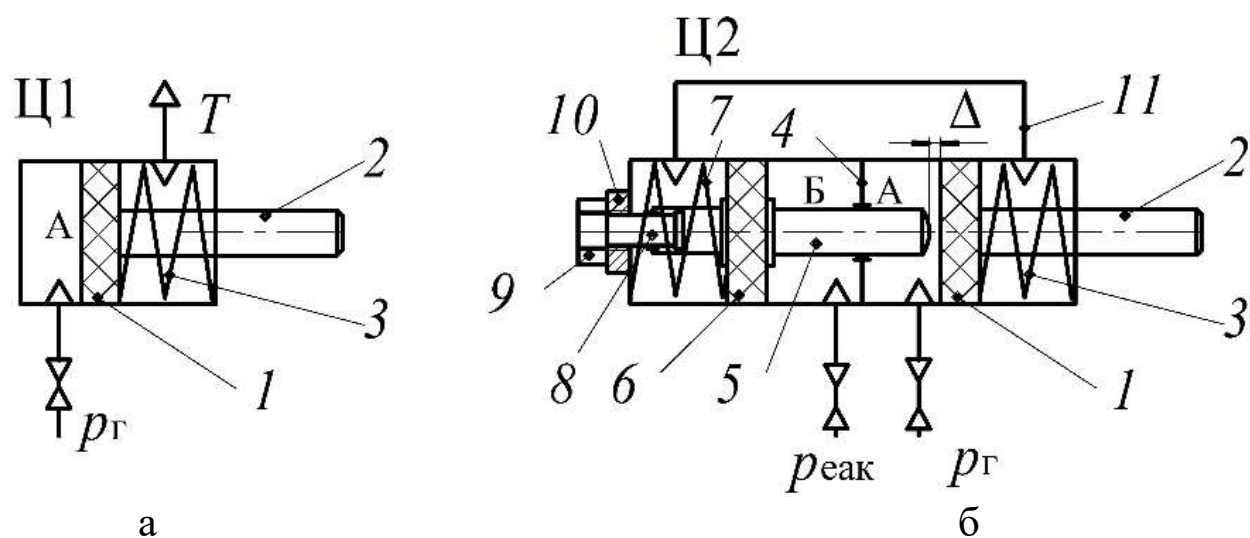


Рис. 2.36. Схеми колісних гальмівних камер

Насосний ОГП застосовують для гальмівних систем позашляхових транспортних засобів (off-highway). Гальмівні системи виробляють фірми Mico, Parker Hydraulics і Wabco (США), Rexroth Bosch Group, Poclain Hydraulics та ін. [2]. На рис. 2.37 наведено гідравлічну принципову схему ОГП двоконтурної гальмівної системи фірми Poclain Hydraulics [2], що включає три блоки: розподільний VB200, динамічного гальмування VB020 робочих гальм гідроциліндрів Црт1 і Црт2, привода стоянкового (статичного) гальма VB002, гідроциліндр Цст, гідропнеumoакумулятори АК1...АК3 і реле тиску РД. До блока VB200 входять гідророзподільники Р1 (пріоритетний клапан) і пілотний Р2 для керування Р1, ізолюючі гідроклапани тиску КД1 і КД2, зворотний клапан КО1 і лінія LS дистанційного керування. Блок VB020

містить два пропорційних редукційних клапани КР1 і КР2 та керуючий об'єднаний привод педалі 1. Блок VB002 складається з редукційного клапана КР3 і привода його керування за допомогою рукоятки 2 з фіксатором. Є також виконання блока VB200-6 з ізолюючим клапаном шарикового типу для розділення контурів гальм.

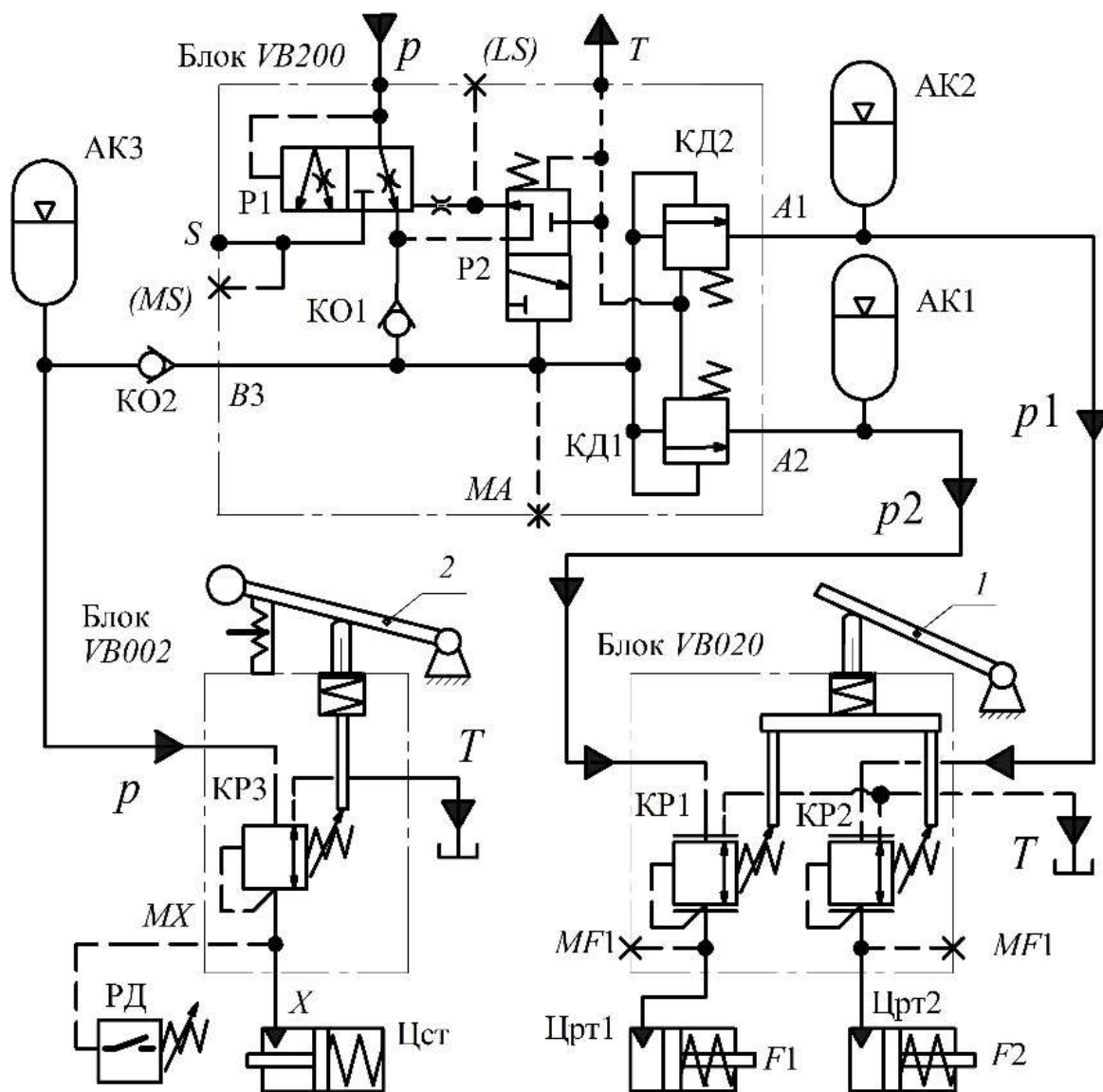


Рис. 2.37. Гідралічна принципова схема ОГП гальмівної системи фірми ROCLAIN HYDRAULICS

До ОГП підведення РР здійснюється через блок VB200 ( $p$  – від насоса) і далі прямує через гідророзподільник Р1 та зворотний клапан КО1: до блока VB020 робочої гальмівної системи через клапани КД1 і КД2 та від отвору А1 (до  $p1$ ) і А2 (до  $p2$ );

до блока VB002 стоянкового гальма через отвір B3 і зворотний клапан КО2. Для розгальмування стоянкового гальма нормально-замкненого типу переміщують важіль 2, що впливає на редукційний клапан КР3. Створюваний при цьому тиск у лінії X переміщує поршень гідроциліндра Цст вправо, розгальмовуючи колеса транспортного засобу (сигналізація про розмикання гальма забезпечується реле тиску РД). При створенні зусилля на педаль 1 відбувається синхронне переміщення редукційних клапанів КР1 і КР2, що спричиняє створення тиску в гідроциліндрах Црт1 і Црт2 та зусиль  $F1$  і  $F2$  гальмівних моментів на колесах відповідних контурів, пропорційних тиску РР.

Якщо гальмівна система не приводиться в дію (за відсутності впливу на педаль 1), то насос ОГП (на схемі умовно не показаний) заряджає акумулятор АК1...АК3. При досягненні тиску зарядки на торці гідророзподільника Р2 створюється тиск, достатній для переміщення його золотника уверх. При цьому права торцева камера гідророзподільника Р1 (пріоритетного клапана) розвантажується від тиску (сполучається зі зливом у гідробак), і його золотник зміщується вправо, що забезпечує подачу потоку РР від насоса до ОГП технологічного обладнання транспортного засобу по лінії S. При натисканні на педаль 1 гальма зниження тиску в лініях А1 і А2 призведе до автоматичного опускання вниз золотника гідророзподільника Р2 та повернення гідророзподільника Р1 вліво (як показано на схемі), що відновить пріоритет гальмівної системи. Точки МА, MS, MF1, MF2 і МХ служать для підключення перетворювачів і реле тиску при необхідності діагностування ОГП.

Структурну схему гальмівної системи трактора з можливістю гальмування окремими бортами наведено на рис. 2.38. Вона включає насос, що нагнітає РР до гальмівного крана К й електрогідравлічного клапана Р згідно з термінології, прийнятою в автотракторній промисловості (відповідно до термінології в галузі ОГП [16] редукційного клапана і гідророзподільника з електромагнітним керуванням), педалі привода гальма лівого і правого бортів, лівий і правий робочі гальмівні механізми (гідроциліндри) Црт.л і Црт.пр, і лівий та правий механізми (гідроциліндри) стоянкового гальма ГМл і ГМпр, трубопроводи 1...3. Гальмівний кран К забезпечує підвищення тиску в робочих гідроциліндрах пропорційно зусиллю на педалі.

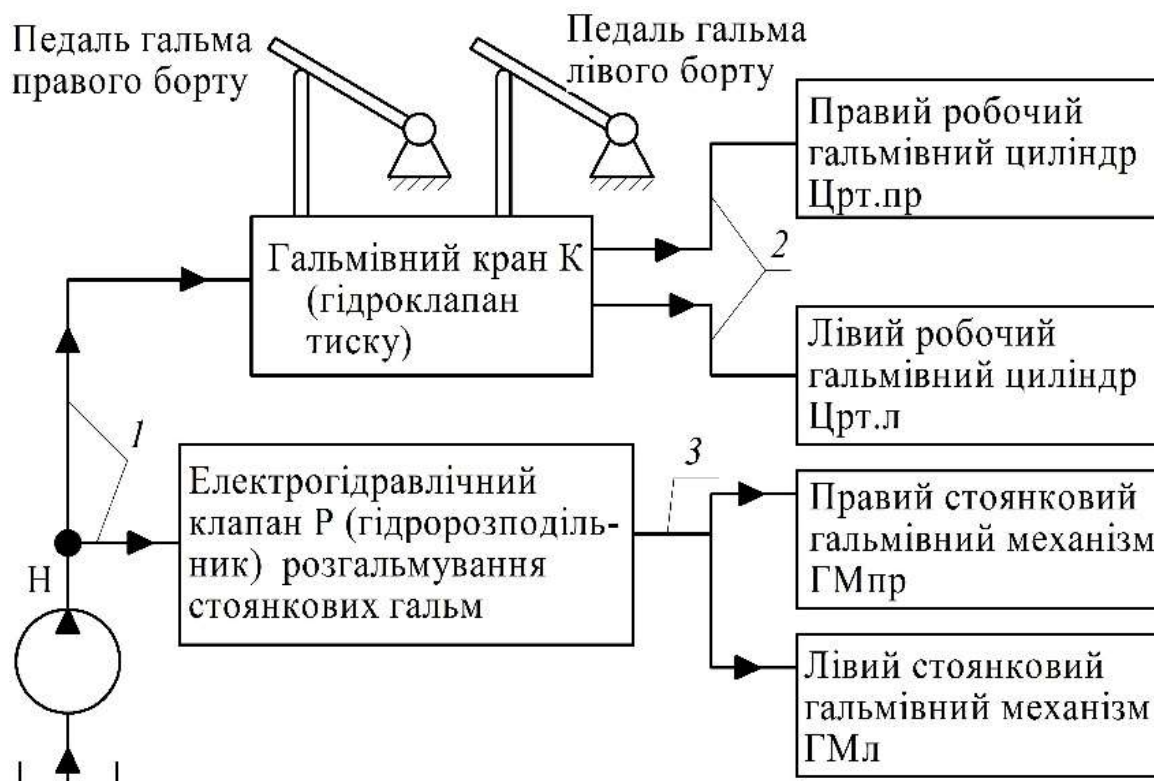


Рис. 2.38. Структурна схема гальмівного ОГП колісного трактора

Гальмо стоянки нормально-замкненого типу не дозволяє рухатися транспортному засобу без втручання водія, котрий шляхом натискання тумблера керування гідророзподільником Р виробляє його розблокування. Робоче (динамічне) гальмування здійснюється водієм шляхом натиснення на педалі гальм, які впливають на гальмівний кран К, що створює в гідроциліндрах гальмівних механізмів Црт.л і Црт.пр тиск, пропорційний зусиллю на педаль (педалі). При аварійному режимі роботи через падіння тиску перед гальмівним краном К автоматично замикаються механізми гальмівної системи. Проте слід мати на увазі, що стоянкова гальмівна система за ефективністю гальмування приблизно в 8 разів нижча робочої.

За необхідності переходу від індивідуального бортового гальмування до єдиного для всієї гальмівної системи транспортного засобу, педалі за допомогою засувки механічно блокуються.

### 3.ТИПОРОЗМІРНІ РЯДИ ГІДРОМАШИН ДЛЯ ПРИВОДІВ ТЕХНІКИ ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ

#### 3.1. Аналіз характеристик вітчизняних аксіальнопоршневих гідромашин

ВАТ «Гідросила» (м. Кропивницький) виробляє аксіальнопоршневі насоси і гідромотори для переважного застосування в ОГП сільськогосподарських і будівельно-дорожніх машин [76; 77; 96]. Ці гідромашини (АПГ) можуть працювати в складі трансмісій обертального руху, а також приводах технологічного обладнання із замкненим або розімкненим ланцюгами циркуляції РР. Сучасні серії номенклатури аксіальнопоршневих гідромашин «Гідросила»:

S – насоси PVS (НП) з регульованим робочим об'ємом (максимальні значення 33; 52; 71 і 90 см<sup>3</sup>) і гідромотори MFS (МП) з постійним робочим об'ємом на номінальний тиск 36,7 і максимальний 42 МПа за ліцензією фірми «SAUER SUNDSTRAND» (серії 20 в Україні з 1980 року). Насоси мають пропорційну гідромеханічну (ручну) МН та електрогідравлічну трипозиційну ER системи керування і забезпечують реверсування потоку РР при постійному напрямку обертання приводного двигуна. Є можливість встановлення механічним шляхом зменшеного значення робочого об'єму. ОГП на базі насосів НП і гідромоторів МП називають гідростатичними трансмісіями ГСТ;

H – насоси PVH з регульованим робочим об'ємом (максимальні значення 33, 52; 71; 90 і 112 см<sup>3</sup>) і гідромотори MFH з таким же постійним робочим об'ємом, і MVH з регульованим робочим об'ємом (максимальні значення 90 і 112 см<sup>3</sup>) на номінальний тиск 42 і максимальний 45 МПа. Насоси і гідромотори мають гідромеханічну (ручну) МН, електрогідравлічну трипозиційну ER, гідравлічну HD та електрогідравлічну пропорційну EP системи керування. Гідромотори серії MFH мають також скорочене виконання;

H2 – насоси PVH2 з регульованим робочим об'ємом (максимальні значення 75; 90 і 112 см<sup>3</sup>) і гідромотори MFH2 з таким же постійним робочим об'ємом на номінальний тиск 42 і максимальний 45 МПа. Насоси мають гідромеханічну (ручну) МН,

електрогідравлічну трипозиційну ER, гідравлічну HD та електрогідравлічну пропорційну EP системи керування;

PVC – насоси з регульованим робочим об'ємом (максимальні значення 18; 28; 38; 45; 51; 63 і 71 см<sup>3</sup>) на номінальний тиск 28 і максимальний 35 МПа. Насоси забезпечені автоматичними регуляторами постійності тиску і комбінованим регулятором подачі і тиску типу «*Load Sensing*» (чутливий до навантаження відповідно до західної термінології), дозволяючи істотно знизити енергоспоживання і нагрівання ОГП технологічного обладнання мобільних машин;

PVC1 – насоси з регульованим робочим об'ємом (максимальні значення 28; 45; 63 і 85 см<sup>3</sup>) на номінальний тиск 21 і максимальний 25 МПа. Насоси забезпечені автоматичними регуляторами такого ж типу, як і в серії PVC;

PBF (насоси) і MBF (гідромотори) з похилим блоком циліндрів і постійним робочим об'ємом. Серії PBF10 і MBF10 мають робочий об'єм 28; 56 і 112 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 25 і максимальний 40 МПа. Серії PBF20 і MBF20 мають робочий об'єм 56; 80 і 107 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 40 і максимальний 45 МПа;

MBV10.4.112 – гідромотори з регульованим робочим об'ємом 112 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 25 і максимальний 45 МПа. Гідромотори мають гідромеханічну (ручну) МН, електрогідравлічну трипозиційну ER, гідравлічну HD та електрогідравлічну пропорційну EP системи керування (напругою 12 або 24 В постійного струму).

АПП серій S, H, H2 та PVC побудовані на єдиній базовій конструкції з похилим диском типу ліцензійної серії 20, а АПП серій PBF, MBF і MBV є оригінальною розробкою з похилим блоком циліндрів і є суттєвим досягненням в конкуренції з АПП виробництва ПСМ [49].

На рис. 3.1 представлений поперечний розріз аксіальнопоршневого гідромотора з похилим диском серії 20, що містить блок циліндрів 1, в осьових розточеннях якого встановлені поршні 2 з підп'ятниками 3. Похилий диск 4 встановлений у корпусі 5 і за допомогою диска ковзання 6, сфери 7 і пружини 8 до нього притискаються підп'ятники 3 поршнів 2. Вихідний вал 9 встановлений у передньому 10 і задньому 11 радіально-упорних конічних підшипниках корпусу 5 і задньої кришки 14, відповідно. Блок циліндрів 1 приводить до обертання вал 9 за допомогою шліцьового з'єднання.

На торці блоку циліндрів 1 розміщено приставне дно (бронзовий оголовок) 12, яке спирається на торцевий розподільний диск 13, встановлений в задній кришці 14. Притиск блоку циліндрів 1 і приставного дна 12 до торця диска 13 на режимі пуску створюється пружиною 15. Для зниження втрат на тертя і підвищення зносостійкості гідромашин в поршневих розточеннях блоку циліндрів 1 встановлені бронзові втулки 16. Ущільнення торцевого типу валу 9 розміщено в передній кришці 17. У блоці 18 розміщені запобіжні клапани основних магістралей А і В, «промивний» гідророзподільник і клапан тиску, що забезпечують охолодження вузлів тертя гідромотора і функціонування системи підживлення та керування ОГП.

Для роботи гідромотора через задню кришку 14 подають РР від насоса ОГП до торця розподільного диска 13 і далі РР надходить до поршневих порожнин блоку циліндрів 1. Тиск РР на поршень 2 і підп'ятник 3 передається на похилий диск 4 і надає блокові циліндрів 1 разом з вихідним валом 9 обертання.

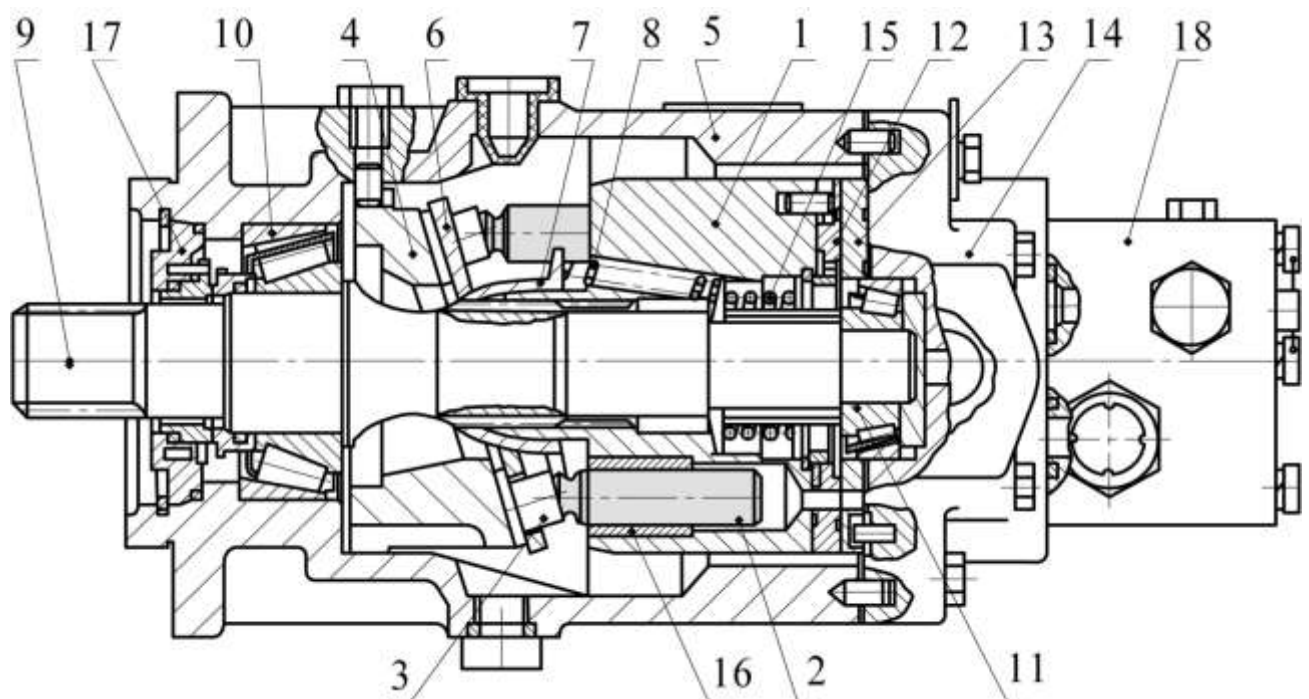


Рис. 3.1. Аксиальнопоршневий гідромотор з похилим диском серії МП виробництва ВАТ «Гідросила» (м. Кропивницький)

Розглянемо технічні характеристики аксіальнопоршневих гідромашин та їх конструктивні особливості, зокрема для роботи в замкненому та розімкненому ланцюгах циркуляції РР.

### 3.1.1. Гідромашини для замкненого ланцюга циркуляції робочої рідини

Розглянемо гідравлічні принципи схеми АПГ «Гідросила» з регульованим робочим об'ємом серій S, H та H2 для ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції РР.

Всі регулятори зміни робочого об'єму аксіальнопоршневих насосів H і гідромоторів M серій S і H (рис. 3.2...3.7) побудовані з використанням двох гідроциліндрів Ц1 і Ц2, що здійснюють поворот похилого диска гідромашин. Подача РР до гідроциліндрів забезпечується гідророзподільником P(P1), конструктивне виконання якого визначає тип регулятора робочого об'єму. Тиск управління  $p_y$  подається до гідророзподільника (інша назва – стежний золотник) і гідроциліндрам від насоса підживлення H2 і налаштовується переливним клапаном КП. Зворотні клапани КО1 і КО2 входять в систему підживлення і забезпечують безкавітаційну роботу насоса ОГП. Швидкодія регулятора і демпфірування коливань тиску забезпечується дроселями (жиклерами) ДР1...ДР3, значення площі перетинів яких встановлюють при замовленні гідромашини. Механічний зворотний зв'язок ЗЗ забезпечує відповідність положення похилого диска відхиленню золотника гідророзподільника P(P1). Зсув золотника гідророзподільника P вправо призводить (рис. 3.2) до поступу РР в гідроциліндр Ц1 і збільшенню робочого об'єму насоса. В цей час РР з гідроциліндра Ц2 зливається в корпус насоса.

При зміщенні золотника вліво похилий диск відхиляється в протилежну сторону і робочий об'єм насоса збільшується в протилежну сторону, завдяки чому реверсують подачу насоса. При відсутності впливу на золотник (важіль його приводу на корпусі насоса) завдяки пружинам похилий диск встановлюється в нульове значення подачі насоса.

Гідравлічне управління типу HD (рис. 3.3) реалізується шляхом подачі тиску РР по черзі під торці золотника гідророзподільника P за допомогою каналів  $X_1$  і  $X_2$ . Як джерело формування тиску може використовуватися запобіжний або редуційний клапани, причому використання цих гідропрстроїв з пропорційним управлінням дозволяє отримати безступінчасту зміну робочого об'єму і подачі насоса.

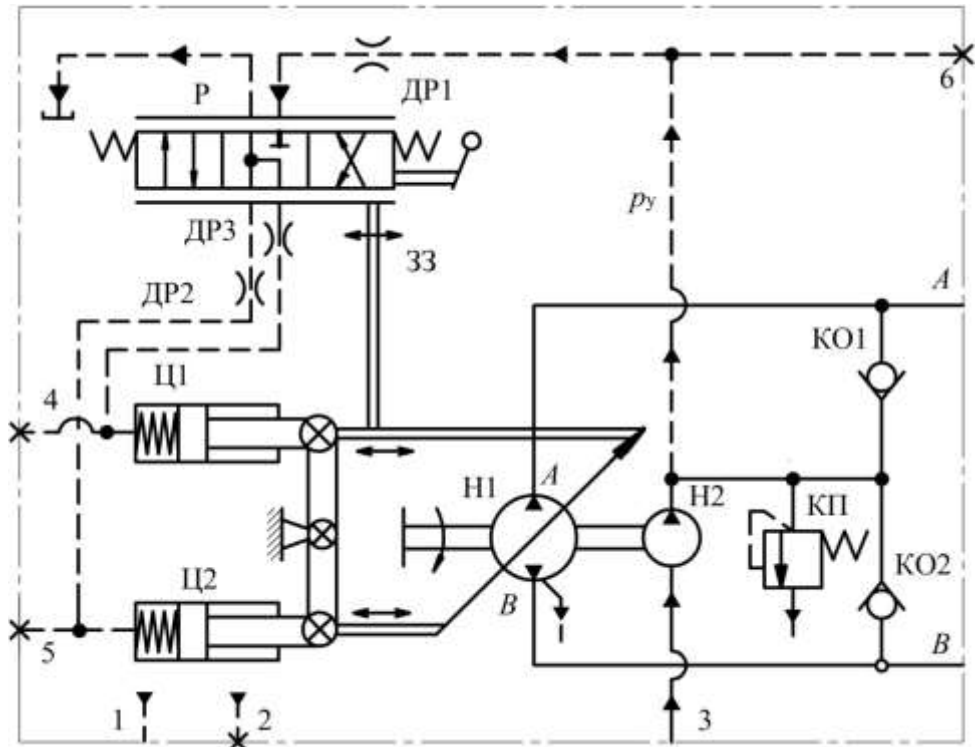


Рис. 3.2. Гідравлічна принципова схема регулятора МН гідромеханічного управління робочого об'єму насоса

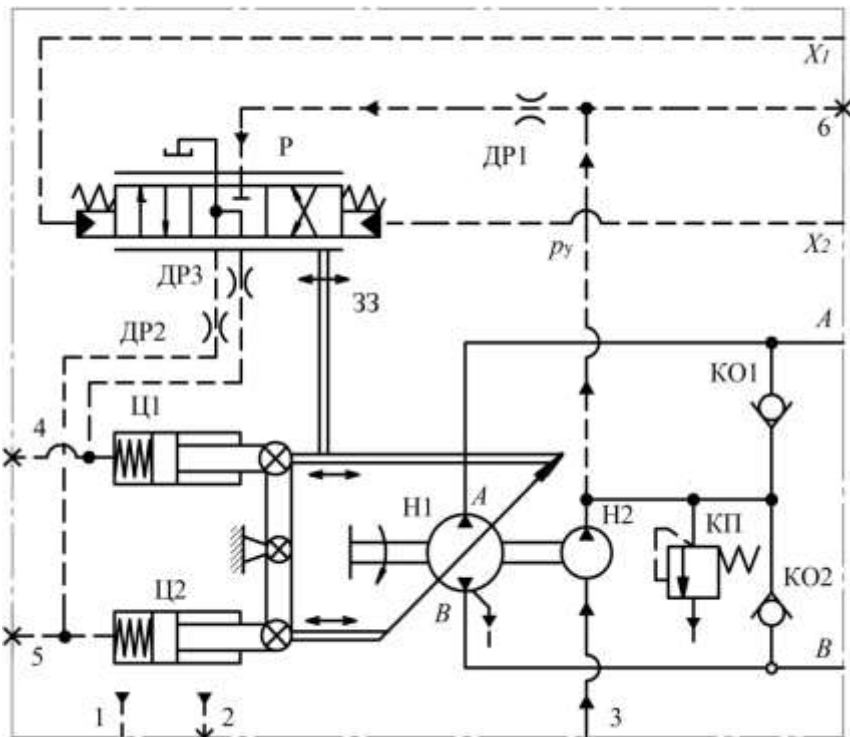


Рис. 3.3. Гідравлічна принципова схема регулятора HD гідравлічного управління робочого об'єму насоса

За допомогою трубопроводів між насосом і регулюючим клапаном управління здійснюється дистанційно. Зазвичай

гідравлічне управління подачею насоса застосовують в складних гідравлічних схемах, коли необхідно виконання певного алгоритму робочих операцій багатодвигунового ОГП. Якщо редукційні клапани знаходяться безпосередньо на насосі або на відстані від насоса, тобто повідомляються з силовим гідроциліндром за допомогою трубопроводів (рекомендується довжиною не більше 2 м), і управляються оператором шляхом ручного (м'язового) впливу, то такий регулятор називається гідравлічним.

Електромагнітне трипозиційне управління робочим об'ємом насоса типу ER реалізується за допомогою гідророзподільника P1 (рис. 3.4). При подачі електроживлення по черзі на магніти *a* або *b* похилий диск приймає максимальне значення кута нахилу в одну або іншу сторону, що відповідає реверсивним значенням подачі насоса. При відсутності струму на електромагнітах золотник гідророзподільника P1 встановлюється в нейтральному положенні, відповідному нульовій подачі насоса. У такій схемі управління відпадає необхідність у зворотному зв'язку між золотником і гідроциліндрами (похилим диском).

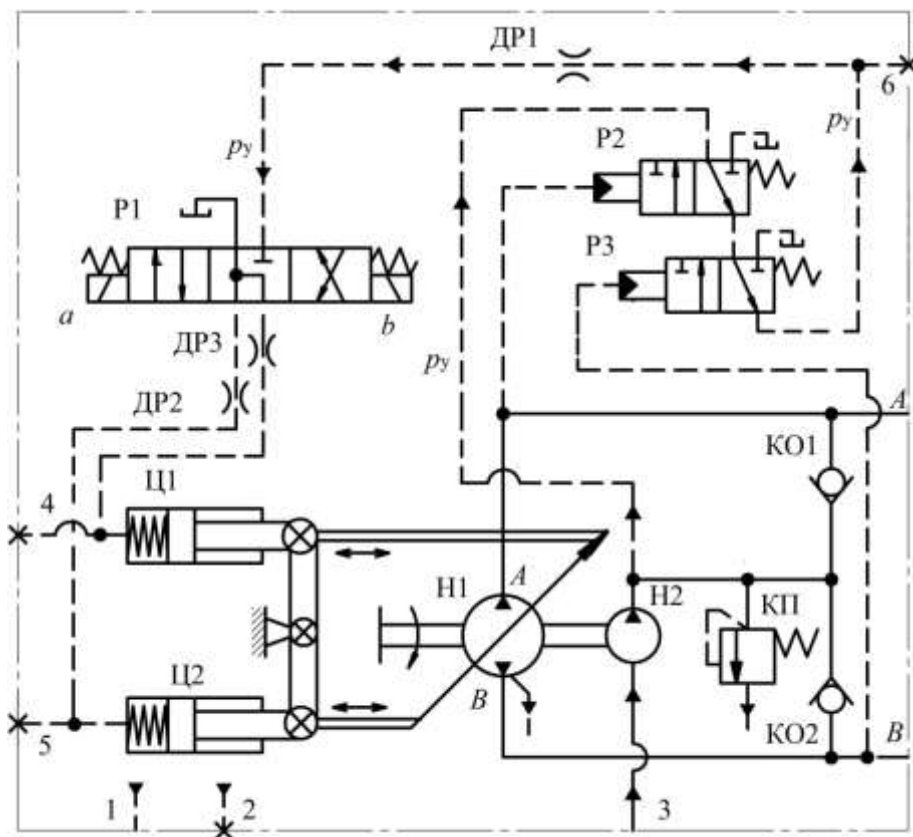


Рис. 3.4. Гідравлічна принципова схема регулятора ER трипозиційного електромагнітного управління робочого об'єму насоса

На цьому ж рисунку приведена додаткова схема захисту від перевантажень насоса за допомогою гідророзподільників Р2 і Р3 – регулятора граничного тиску D для зниження подачі насоса до мінімальної при досягненні регулятором значення його спрацьовування. Зустрічаються терміни «регулятор або компенсатор тиску» («pressure compensator») або клапан «cut off». При нормальній роботі ОГП, тобто до тих пір, поки тиск в гідросистемі не досягне настройки пружин золотників гідророзподільників Р2 і Р3, обидва золотника знаходяться в крайньому лівому положенні, як показано на гідросхеми. При цьому тиск управління від насоса підживлення Нп надходить до гідророзподільника Р2, Р3 і через дросель ДР1 до Р1. При досягненні тиску більш значення настройки пружини гідророзподільника Р2, золотник останнього зміщується вправо і тиск управління  $p_y$  від насоса підживлення до гідророзподільників Р3 і Р1 не надходить. Відсутність тиску управління  $p_y$  в гідророзподільнику Р1 призводить до того, що похилий диск насоса прагне зайняти нейтральне положення, знижуючи його подачу до нульового значення. При досягненні тиску більш значення настройки пружини гідророзподільника Р3, золотник останнього зміщується вправо і повідомляє лінію управління  $p_y$  гідророзподільника Р1 з баком, що також призводить до автоматичного зменшення подачі насоса.

Пропорційне (безступінчасте) регулювання робочого насоса типу ЕР за допомогою пропорційних електромагнітів наведено на рис. 3.5. У цій схемі управління гідроциліндрами Ц1 і Ц2 регулятора здійснюється по черзі за допомогою двох редуційних клапанів КР1 і КР2, до яких підводиться тиск управління  $p_y$  від насоса підживлення Н2 (значення тиску налаштовується переливним клапаном КП). При створенні тиску клапаном КР1 в лівій порожнині золотника гідророзподільника Р поршень гідроциліндра Ц1 переміщається вправо, що призводить до збільшення робочого об'єму насоса. За допомогою редуційного клапана КР2 відбувається реверсування подачі насоса. При мінімальному тиску управління на обох клапанах КР1 і КР2 поршні гідроциліндрів Ц1 і Ц2 за допомогою пружин встановлюються автоматично в середньому положенні, відповідному мінімальному робочому об'єму насоса, тобто «нульовий» подачі РР в лініях нагнітання.

При використанні редукційного клапана з електричним пропорційним керуванням і розміщенні його безпосередньо на насосі управління робочим об'ємом останнього здійснюється оператором дистанційно по дротах, і такий регулятор називається електрогідравлічним.

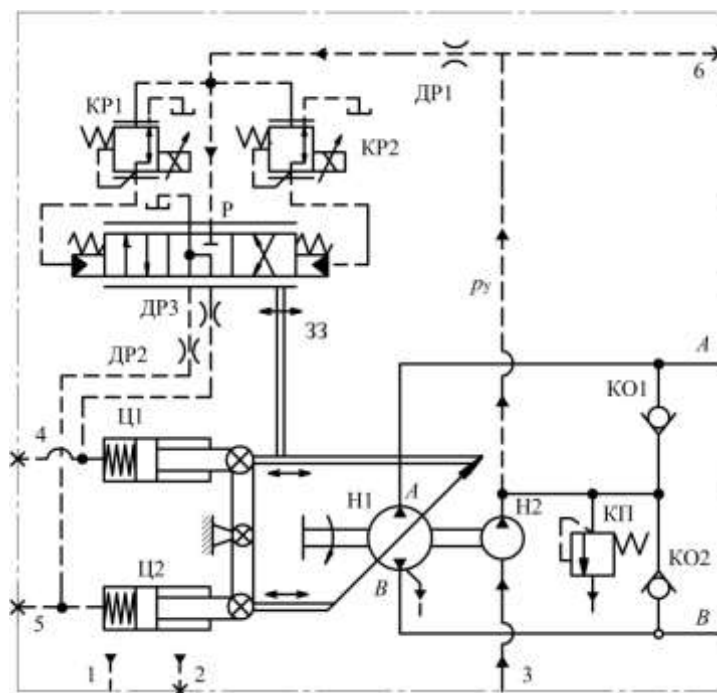


Рис. 3.5. Гідравлічна принципова схема регулятора ЕР електричного пропорційного управління робочого об'єму насоса

На рис. 3.6 і 3.7 приведені схеми регулювання гідромоторів.

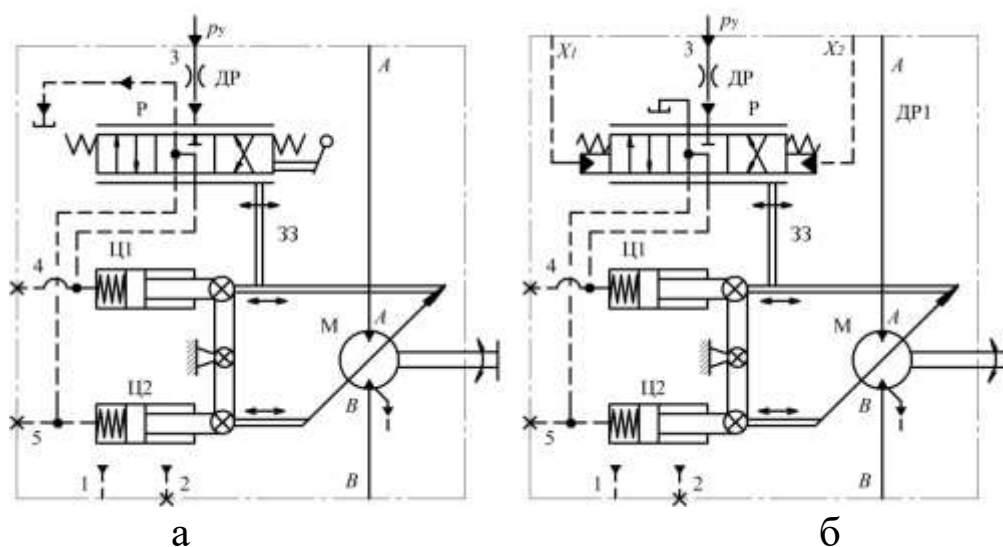


Рис. 3.6. Гідравлічні принципові схема регуляторів робочого об'єму гідромоторів: а – гідромеханічного МП; б – гідравлічного НД

Схема на рис. 3.6,а відноситься до гідромеханічної (ручній або м'язової) системи управління за впливом на гідророзподільник Р (стежний золотник), а схема на рис. 3.6,б до гідравлічної за допомогою каналів управління  $X_1$  і  $X_2$ .

Системи регулювання робочого об'єму гідромоторів на рис. 3.7 забезпечують його регулювання за допомогою засобів електрогідравтоматіки.

При цьому схема на рис. 3.7,а забезпечує безступінчасте управління похилим диском за допомогою редуційного клапана КР з пропорційним електромагнітом, причому тільки в нереверсивному режимі від мінімального значення робочого об'єму (струм на електромагніт не подають) до максимального при відповідному пропорційному значенні струму управління. Реверсування частоти обертання валу гідромотора забезпечується насосом.

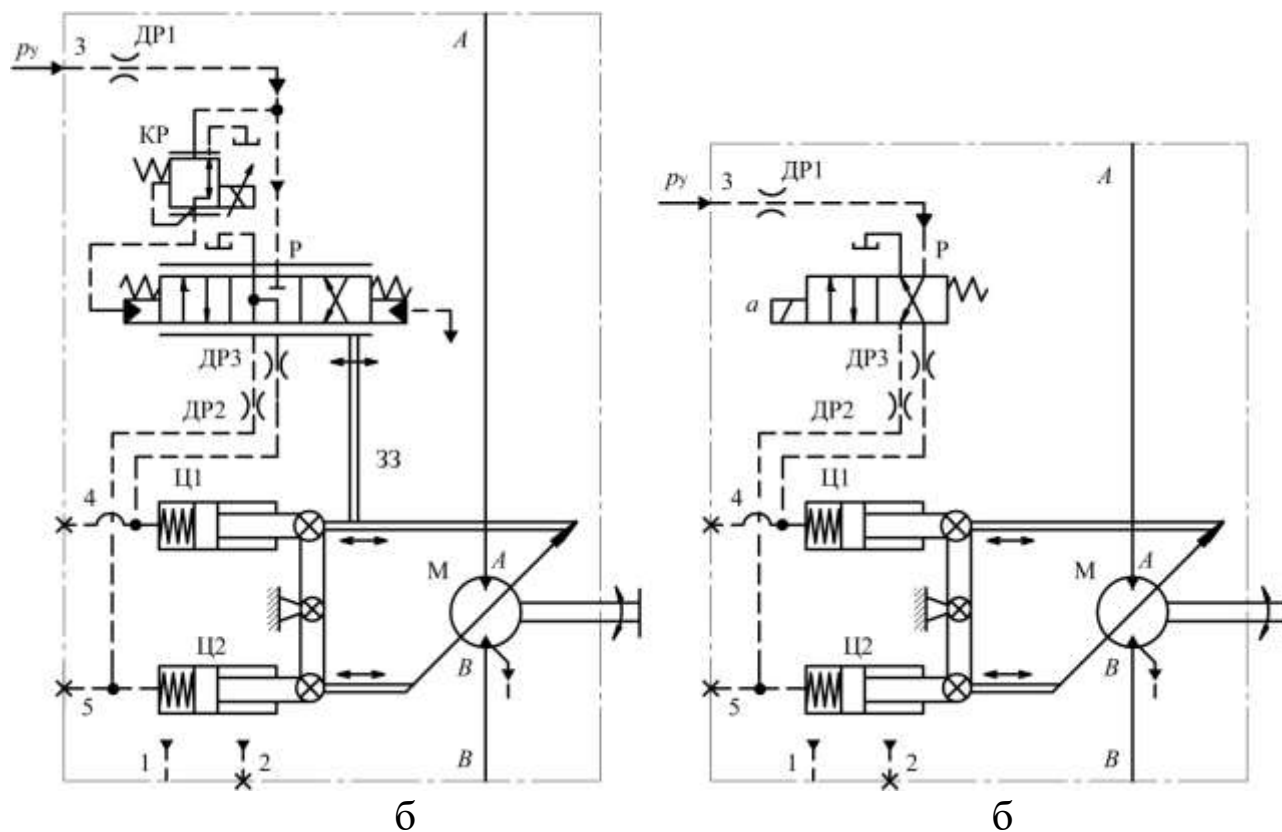


Рис. 3.7. Гідравлічні принципи схеми регуляторів робочого об'єму гідромоторів: а – електрична пропорційна ЕР; б – трипозиційного електромагнітного управління ЕР

Схема на рис. 3.7,б забезпечує тільки дві позиції похилого диска і робочого об'єму гідромотора: при відсутності електроживлення на

магніті  $a$  пружина утримує золотник гідророзподільника  $P$  в лівому крайньому положенні і тиск управління  $p_y$  подається тільки в гідроциліндр Ц2, а при подачі електроживлення на магніт  $a$   $PP$  поступає в гідроциліндр Ц1. У такій схемі також відсутній зворотний зв'язок між гідророзподільником  $P$  і похилим диском гідромотора.

Розглянемо характеристики ОГП на базі АПГ «Гідросила» для роботи із замкненим ланцюгом циркуляції  $PP$ . На рис. 3.8 наведені залежності подачі насоса  $Q_H$  від положення регулювального органу  $x$ : кута нахилу  $\varphi$  ручки переміщення приводу стежного золотника (гідромеханічний регулятор типу МН), тиску керування  $p_y$  редукційним клапаном на вході в гідроциліндр зміни кута похилого диску (гідралічний регулятор типу НД), або значення струму  $I$  на пропорційних електромагнітах (пропорційний регулятор типу ЕР). Незалежно від конструктивних відмінностей регуляторів їх теоретичні характеристики носять лінійний характер

$$Q_{H,i} = 10^{-3} V_{PH,i} \cdot n_H = 10^{-3} V_{PH} \frac{x - a1}{b1 - a1} \cdot n_H, \text{ л/хв}, \quad (3.1)$$

де  $V_{PH}$  – максимальне значення робочого об'єму насоса,  $\text{см}^3$ ,

$V_{PH,i}$  – поточне значення робочого об'єму насоса,  $\text{см}^3$ ,

$a1..b1$  – зона керуваної мускульної або електричної дії на стежний золотник або тиску на гідроциліндр регулятора насоса,

$x$  – керувальна дія в діапазоні від  $a1$  до  $b1$  (діапазон від 0 до  $\pm a1$  є зоною нечутливості з причини витоків  $PP$  з поршневих груп та розподільного вузла)),

$n_H$  – частота обертання насоса,  $\text{хв}^{-1}$ .

Слід відмітити, що зона нечутливості насоса  $\pm a1$  менша зони нечутливості гідромотора  $\pm a2$  за рахунок витоків  $PP$  в гідромоторі.

Таким чином, для регулятора з гідравлічним керуванням значеннями  $a1..b1$  є тиск  $p_y$ , створюваний у порожнинах силового гідроциліндра, для регулятора з електрогідравлічним керуванням значеннями  $a1..b1$  є електричні сигнали (струму  $I$  або напруги  $U$ ) для дії на пропорційний електромагніт редукційного клапана, для регулятора з мускульним керуванням значеннями  $a1..b1$  є

відхилення тяги керування  $\varphi$ . Значення тиску керування, електричного сигналу або кута відхилення тяги наводяться постачальниками гідромашин, дозволяючи споживачу підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування або кінематику механізму мускульного керування. Фактична зона регулювання частоти обертання гідромотора позначена як  $\pm a2..b2$ .

Частота обертання гідромотора пропорційна подачі РР, підведеної від насоса

$$n_{M,i} = n_H \frac{V_{PH,i}}{V_{PM}} \eta_{OH} \eta_{OM} = n_H \frac{V_{PH}}{V_{PM}} \frac{(x - a1)}{(b1 - a1)} \eta_{OH} \eta_{OM}, \quad \text{ХВ}^{-1}, \quad (3.2)$$

де  $V_{PM}$  – робочий об’єм гідромотора (постійне значення),  $\text{см}^3$ ,

$\eta_{OH}$  і  $\eta_{OM}$  – об’ємний ККД насоса (коефіцієнт подачі) і гідромотора, відповідно.

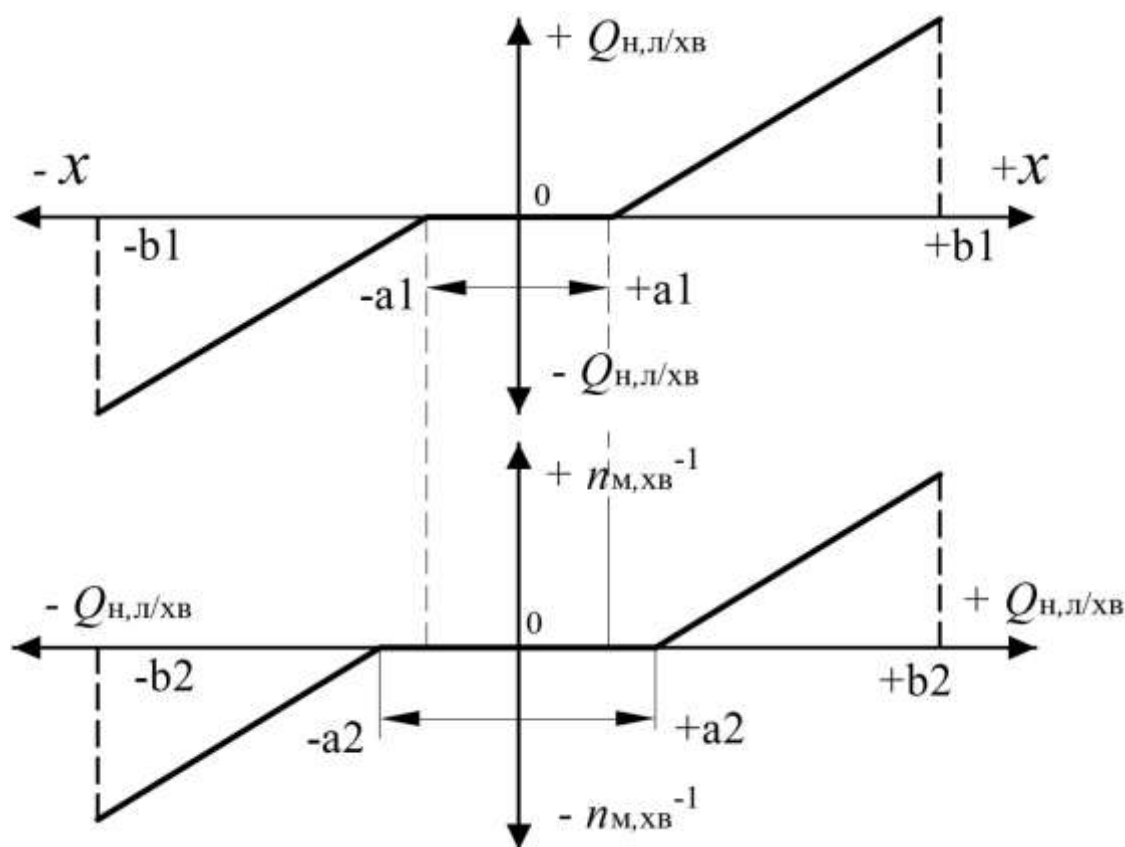


Рис. 3.8. Характеристики подачі насоса  $Q_H$  від керувального сигналу  $x$  регулятора робочого об’єму насоса та частоти обертання гідромотора  $n_M$  від подачі насоса  $Q_H$  для ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції РР

При екстремальних значеннях  $x = a1$  і  $x = b1$  одержуємо нульову і максимальну частоти обертання гідромотора

$$n_{M,i} = 0 \text{ при } x = a1 \quad \text{і} \quad n_{M,\text{макс}} = n_H \cdot \frac{V_{pH}}{V_{pM}} \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{OM} \text{ при } x = b1. \quad (3.3)$$

При необхідності визначення значення тиску редукування на вході в силовий гідроциліндр або значення електричного сигналу одержимо таку залежність

$$x = a1 + \frac{V_{pM} \cdot n_{M,i} \cdot (b1 - a1)}{V_{pH} \cdot n_H \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{OM}}. \quad (3.4)$$

Таким чином, можливе попереднє визначення керуючого сигналу для його подальшого завдання при роботі ОГП (безпосередньо тиску або електричного сигналу, формованого електронним блоком керування пропорційним електромагнітом).

При використанні гідромотора з регульованим робочим об'ємом його частота обертання визначається за формулою

$$n_{M,i} = n_H \frac{V_{pH,i}}{V_{pM,i}} \eta_{OH} \eta_{OM}, \text{ хв}^{-1}, \quad (3.5)$$

де  $V_{pM,i}$  – поточне значення робочого об'єму гідромотора,  $\text{см}^3$ .

Таким чином, при зменшенні робочого об'єму гідромотора його частота обертання збільшується і такий режим використовують в ОГП трансмісії при необхідності підвищення швидкості, коли момент супротиву транспортного засобу зменшується.

В табл. 3.1 і 3.2 наведені технічні характеристики насосів серій S і H. Серія H має на один типорозмір по робочому об'єму більше, ніж серія S (за рахунок робочого об'єму  $110,8 \text{ см}^3$ ). Насоси серії H в порівнянні з серією S мають підвищену номінальну частоту обертання і тиск ( $2500 \text{ хв}^{-1}$  і  $1500 \text{ хв}^{-1}$ ,  $42 \text{ МПа}$  і  $35,7 \text{ МПа}$ , відповідно), що дає істотний приріст потужності майже в два рази.

Насоси цієї серії комплектуються насосами підживлення шестеренного типу двох типів – зовнішнього та внутрішнього (геротрального) зачеплення.

Таблиця 3.1

Технічна характеристика насосів серії S

Параметри, розмірність	Насоси серії S:			
	33	52	71	90
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	33,3	51,6	69,8	89
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	1500 / 500			
Номінальна / мінімальна	1500 / 500			
Максимальна	3590	3100	2800	2600
Тиск нагнітання, МПа (номін/максим)	35,7/42			
Максим. тиск. дренажу, МПа	0,25			
Максим. подача, л/хв	113,5	151,8	186,3	218,9
Коеф. подачі при макс. подачі	0,95			
Номін. подача, л/хв (при коеф. подачі 0,94)	47	72,8	98,4	125,5
Теорет. номін. вихідна потужн., кВт	29,7	46	62,3	79,4
Максим. угол похилу диска, град	18			
Маса, кг	45	55	63	78
Маса до потужності, $m / P$ , кг/кВт	1,51	1,19	1,01	0,98

Таблиця 3.2

Технічна характеристика насосів серії H

Параметри, розмірність	Насоси серії H:				
	33	52	71	90	112
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	33,3	51,6	69,8	89,8	110,8
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	2500 / 500				
Номінальна / мінімальна	2500 / 500				
Максимальна	3590	4160		3720	
Тиск нагнітання, МПа (номін/максим)	42/45				
Максим. тиск дренажу, МПа	0,25				
Максим. подача, л/хв	114	204	276	315	392
Коеф. подачі при макс. подачі	0,95			0,94	0,95
Номін. подача, л/хв (при коеф. подачі 0,94)	78,3	121,3	164	211	260,4
Теорет. номін. вихідна потужність, кВт	58,3	90,3	122,2	157,2	193,9
Максим. угол похилу диска, град	18				
Маса, кг	51	61	69	86	
Маса до потужності, $m / P$ , кг/кВт	0,87	0,68	0,56	0,55	0,44

Серія Н2 (табл. 3.3) має тільки три типорозміри насосів по робочому об'єму (75, 90 і 112 см<sup>3</sup>) і відрізняється від серії Н більш високою номінальною частотою обертання (3300 хв<sup>-1</sup> і 2500 хв<sup>-1</sup>, відповідно), що дає навіть при однаковому номінальному тиску в 42 МПа приріст потужності більш ніж в 1,3 рази.

Таблиця 3.3

Технічна характеристика насосів серії Н2

Параметри, розмірність	Насоси серії Н2:		
	75	90	112
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	75	89	110,8
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	3300 / 500		
Номінальна / мінімальна	3300 / 500		
Максимальна	4150	3720	
Тиск нагнітання, МПа (номін/максим)	42/48		
Максим. тиск дренажу, МПа	0,25		
Максим. подача, л/хв	171,2	202,9	252,6
Коеф. подачі при макс. подачі	0,95		
Номін. подача, л/хв (при коеф. подачі 0,94)			
Теорет. номін. вихідна потужність, кВт	173,3	205,6	255,9
Максим. угол похилу диска, град	18		
Маса, кг	60	85	85
Маса до потужності, $m / P$ , кг/кВт	0,35	0,41	0,33

Аксіальнопоршневі гідромотори серії S (MFS) з похилим диском і постійним робочим об'ємом (табл. 3.4) включають п'ять типорозмірів по робочому об'єму на номінальний тиск 35,7 МПа (максимальний 42 МПа) і призначені для роботи спільно з насосами серій S, Н і Н2 в замкненому ланцюзі циркуляції РР.

Серія Н аксіальнопоршневих гідромоторів з постійним робочим об'ємом (табл. 3.5) рекомендується для застосування в ОГП із замкненим або розімкненим ланцюгами циркуляції РР. Гідромотори з похилим диском призначені для роботи на номінальному тиску 42 МПа і максимальному до 45 МПа. У серію входять п'ять типорозмірів по робочому об'єму гідромоторів з можливістю модульного монтажу гідроклапанів тиску.

Серія Н2 аксіальнопоршневих гідромоторів MFH2 (табл. 3.6) з постійним робочим об'ємом рекомендується для застосування в ОГП із замкненим або розімкненим ланцюгами циркуляції РР.

Таблиця 3.4

## Технічна характеристика гідромоторів серії S (MFS)

Параметри, розмірність	Гідромотори серії S:			
	33	52	71	90
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	33,3	51,6	69,8	89
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>				
Номінальна	1500			
Максимальна	3590	3100	2800	2600
Тиск. нагнітання (номін/макс), МПа	36,7/42			
Макс. тиск. дренажу, МПа	0,25			
Номін. витрата (теорет), л/хв	49,95	77,4	104,7	133,5
Номін. крут. момент (теорет), Н.м	194,5	301,3	407,6	519,76
Номін. потужн. (при номінальних значеннях частоти оберт. і крутного моменту), кВт	30,5	47,3	64	81,6
Маса, кг	30	35	40	47
Маса до потужності, $m/P$ , кг/кВт	0,98	0,74	0,63	0,58

Таблиця 3.5

## Технічна характеристика гідромоторів серії H (MFH)

Параметри, розмірність	Гідромотори серії MFH:							
	З клапанною коробкою					З вбудованими клапанами		
	33	52	71	90	112	71	90	112
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	33,3	51,6	69,8	89	110,8	69,8	89	110,8
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>								
Номінальна	2500							
Максимальна	3590	4160	3720			2900		
Тиск (номін/макс), МПа	42/45							
Макс. тиск дренажу, МПа	0,25							
Номінальна витрата (теорет), л/хв	83,3	129	175	223	277	175	223	277
Номін. крутн. момент (теорет), Н.м	222,3	344,5	466	594	740	466	594	740
Ном. крутн. момент, Н.м	202	314	424	540	673	424	540	673
Гідромеханічний ККД	0,91							
Номін. потужність, кВт	53	82	112	142	194	111	142	194
Маса, кг	30	35	40	47	50	35		36,5
Маса до потужності, $m/P$ , кг/кВт	0,57	0,43	0,36	0,33	0,26	0,32	0,25	0,19

Гідромотори з похилим диском призначені для роботи на номінальному тиску 42 МПа і максимальному до 48 МПа. У серію входять три типорозміри по робочому об'єму гідромоторів з можливістю модульного монтажу гідроклапанів тиску.

Таблиця 3.6

Технічна характеристика гідромоторів серії Н2 (MFH2)

Параметри, розмірність	Гідромотори MFH2:		
	75	90	112
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	75	89	110,8
Робочий об'єм мінімальний, см <sup>3</sup>	31		
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	3300		
Номінальна	3300		
Максимальна	4150	3720	
Тиск нагнітання (номін/макс), МПа	42/48		
Макс. тиск. дренажу, МПа	0,25		
Номінальна витрата (теорет), л/хв	247,5	293,7	365,6
Номін. крутний момент (теорет), Н.м	501	595	740
Номін. крут. момент, Н.м	441	523	651
Гідромеханічний ККД	0,88		
Номін. потужн., кВт (при номінальних значеннях частоти обертання і крутного моменту)	152,4	181	225,3
Маса, кг	40	48	50
Маса до потужності, $m / P$ , кг/кВт	0,26	0,27	0,22

В табл. 3.7 приведені характеристики гідромоторів з регульованим робочим об'ємом серії MVH, яка складається з двох типорозмірів – 90 см<sup>3</sup> та 112 см<sup>3</sup>.

Мінімальна частота гідромоторів всіх серій складає 50 хв<sup>-1</sup>.

На рис. 3.9 представлений блок гідроклапанів забезпечення функціонування гідропередачі з замкненим ланцюгом циркуляції РР, що включає два запобіжних клапана непрямої дії (з пілотним керуванням), переливний клапан насоса підживлення і управління, і селективний клапан (зустрічаються терміни – «гідророзподільник промивання», «клапан заміщення» і ін.).

Зовнішні (дренажні) витоки насосів всіх серій в залежності від частоти обертання наведені на рис. 3.10. Максимальні витоки досягають 12 л/хв в насосах з робочим об'ємом 112 см<sup>3</sup>. Зі

зниженням частоти обертання витюки знижуються практично в два рази.

Таблиця 3.7

Технічна характеристика регульованих гідромоторів серії MVH

Параметри, розмірніст	Гідромотори MVH	
	90	112
Робочий об'єм максимальний/мінімальний, см <sup>3</sup>	89/33,6	110,8/41,8
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>		
Номінальна	2500	
Максимальна при мінім. робочому об'ємі	3720	
Тиск нагнітання (номін/макс), МПа	42/45	
Макс. тиск дренажу, МПа	0,25	
Тиск управління (мінім/макс), МПа	1,76/2,45	
Номін. витрата (теорет.), л/хв	223	277
Номін. крутний момент, Н.м	542	675
Гідромеханічний ККД	0,91	
Номін. потужність (при номінальних значеннях частоти обертання і крутного моменту), кВт	142	177
Маса без клапанної коробки / з коробкою, кг	77,8/82,5	
Маса до потужності, $m / P$ , кг/кВт	0,55/0,58	0,44/0,47

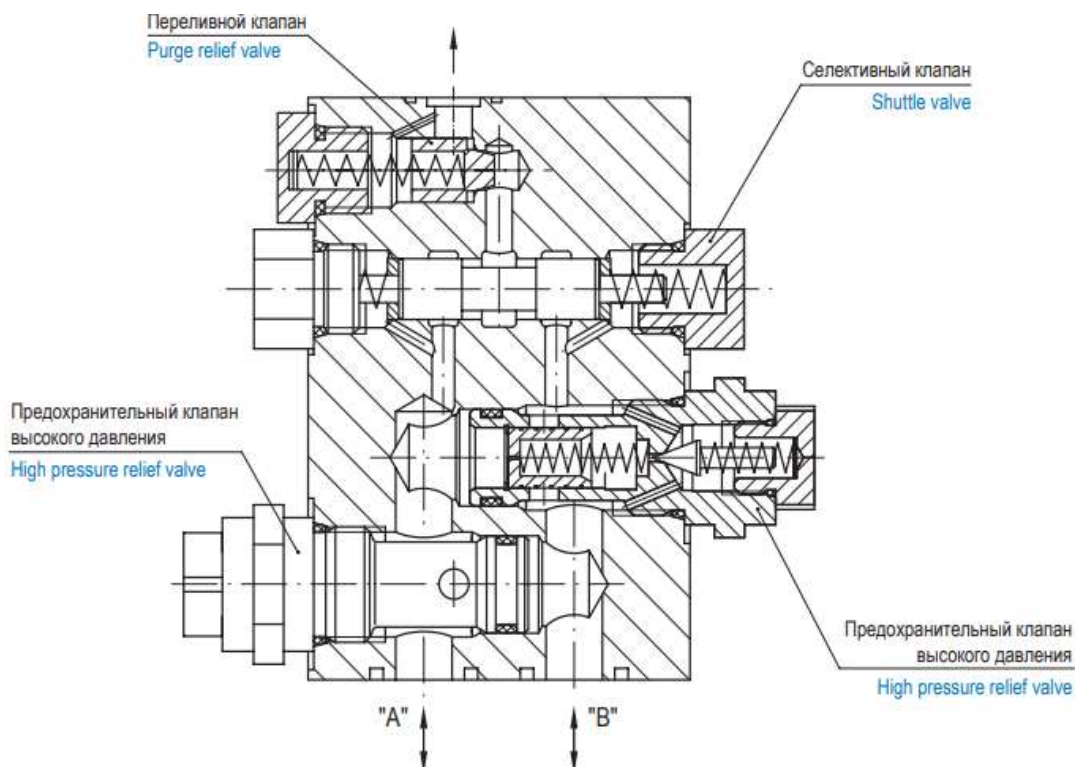


Рис. 3.9. Блок клапанів гідромоторів для роботи в замкненому ланцюгу циркуляції РР

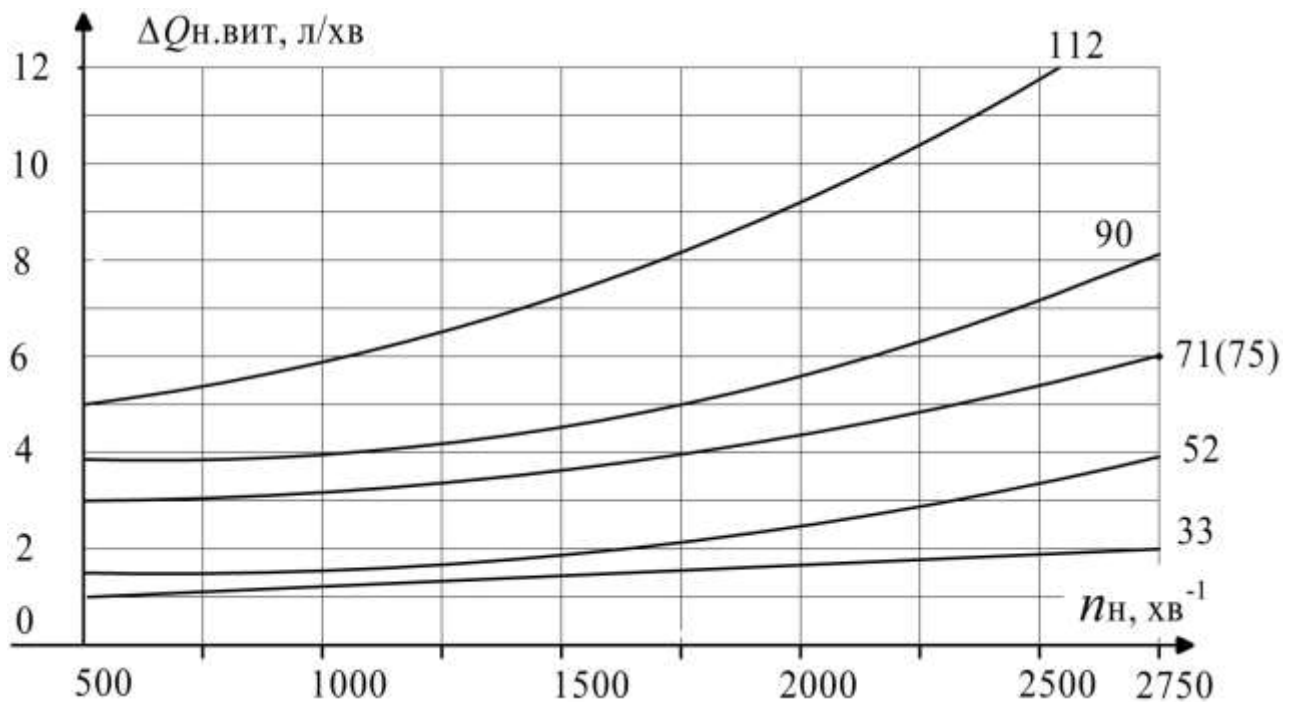


Рис. 3.10. Дренажні витоки РР в насосах серій S, Н і Н2 в залежності від частоти обертання (цифри під кривими – типорозмір насоса)

Порівняльні характеристики по вихідній потужності насосів, крутного моменту гідромоторів із зазначенням номінальної частоти обертання типорозмірних рядів гідромашин «Гідросила» наведені на рис. 3.11. На базі цих гідромашин можуть створюватися ОГП потужністю від менш 30 кВт до 250 кВт і крутним моментом від 200 Н.м до 740 Н.м. Слід зазначити, що серія гідромоторів MFH2 при однакових значеннях номінального тиску в 42 МПа і, відповідно, крутного моменту, порівняно із серією MFH, має більш високу номінальну частоту обертання. Ця серія (MFH2) має тільки три типорозміри по робочому об'єму (75, 90 і 112 см<sup>3</sup>) і відрізняється від серії Н більш високою номінальною частотою обертання (3300 хв<sup>-1</sup> і 2500 хв<sup>-1</sup>, відповідно), що дає навіть при однаковому номінальному тиску в 42 МПа приріст потужності майже більш ніж в 1,3 рази. Насоси серій Н і Н2 в порівнянні з серією S мають підвищену номінальну частоту обертання і тиск (2500 хв<sup>-1</sup> і 1500 хв<sup>-1</sup>, 42 МПа і 35,7 МПа, відповідно), що дає істотний приріст потужності майже в два рази.

Використання насосів підживлення героторного типу дають можливість будувати конструкції з двох аксіальнопоршневих насосів (тандем) та доповнювати їх шестеренним насосом (ця серія має назву «Н+»). Першим насосом в такій конструкції повинен бути насос

PVH (рис. 3.12), до нього приєднують насоси PVH або PVS, а до останнього шестеренний насос GP.

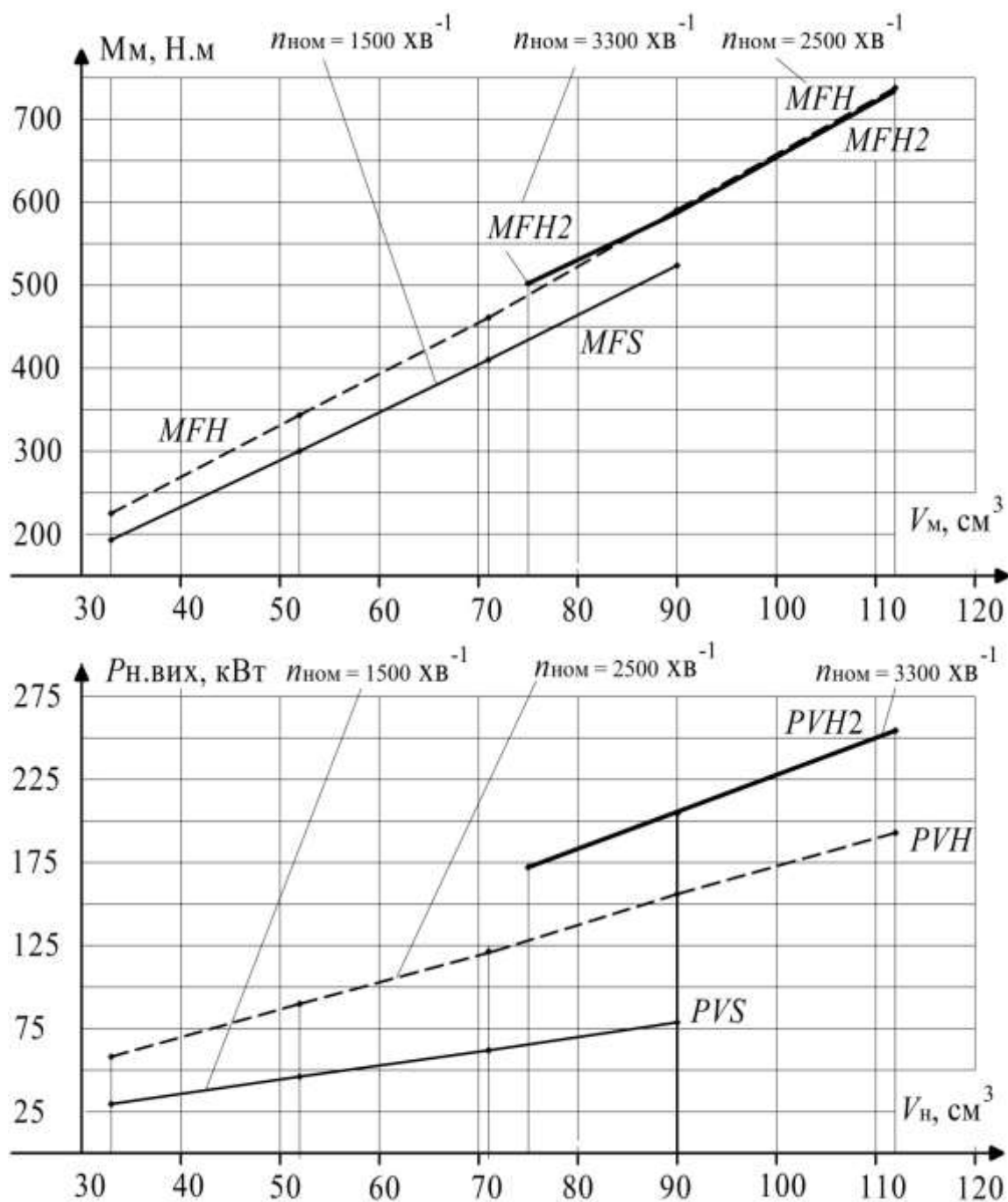


Рис. 3.11. Значення вихідної потужності насосів та крутного моменту гідромоторів «Гідросила» серій S, Н та Н2

На рис. 3.13 приведена гідравлічна принципова схема ОГП, яка складається з аксіальнопоршневих гідромашин «Гідросила» серії S. До складу блоку насоса БН входять вбудовані гідроциліндри Ц1 і Ц2 для переміщення похилого диска насоса Н, насос підживлення та

керування Нп, клапан тиску КПп, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2, і дроселі ДР1...ДР3 системи керування.



Рис. 3.12. Аксиальнопоршневі тандем-насоси серії «Н+» з вбудованим шестеренним насосом

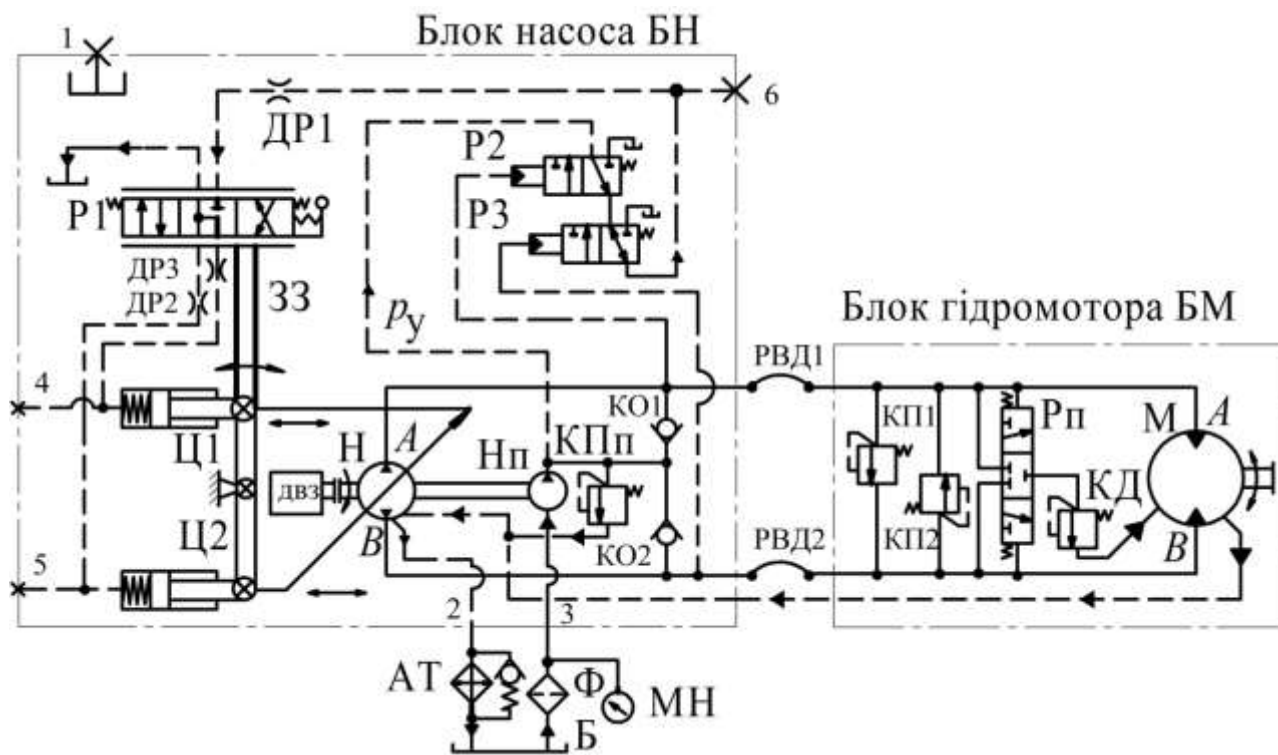


Рис. 3.13. Гідравлічна принципова схема ОГП з аксиальнопоршневих гідромашин «Гідросила» серії S

У блок гідромотора БМ входять гідромотор з постійним робочим об'ємом М, клапани запобіжні КП1 і КП2, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД. Блоки насоса і гідромотора з'єднані рукавами високого тиску РВД1 і РВД2. На всмоктуванні в насос підживлення Нп встановлено фільтр Ф з моновакуумметром МН, в лінії зливу витоків РР з корпусів насоса і гідромотора в

гідробак Б встановлений охолоджувач АТ. Стрілками вказаний напрямок течії РР в основних, підживлення і дренажних магістралях ОГП. Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється шляхом переміщення стежного золотника Р1 на кут  $\pm 30^\circ$ . Гідророзподільники Р2 і Р3 забезпечують роботу регулятора граничного тиску D (див. рис. 3.4).

ОГП з насосом з електрогідравлічним пропорційним керуванням робочого об'єму приведений на рис. 2.17.

### 3.1.2. Гідромашини для незамкненого ланцюга циркуляції робочої рідини

Насоси для роботи з незамкненим ланцюгом циркуляції РР застосовують в ОГП технологічного обладнання. На рис. 3.14 наведені залежності зміни подачі аксіальнопоршневих насосів серій PVC і PVC1 [96], забезпечених автоматичними регуляторами зміни робочого об'єму. Для регуляторів сталості тиску (рис. 3.14,а) теоретична подача насоса є постійною (горизонтальна лінія), а фактична подача  $Q_H$  знижується через витоки РР  $\Delta Q_{\text{вит}}$  по поршневим парам і розподільному вузлу насоса. За допомогою механізму регулювання насоса відбувається налаштування на максимальний тиск, при якому регулятор спрацьовує і подача насоса знижується до мінімального значення, яке компенсує тільки витоки в насосі.

Автоматичний регулятор подачі і тиску виконує дві функції (рис. 3.14,б) – встановлює автоматично необхідну споживачем подачу і знижує витрату при спрацьовуванні регулятора тиску.

Зниження втрат потужності як результат ефективності енергозбереження при використуванні регулятора типу «постійності тиску» визначають за формулою

$$\Delta P = \frac{P_H}{60} \left( \frac{Q_{H.\text{макс}}}{\eta_{\text{макс}}} - \frac{Q_{H.\text{мін}}}{\eta_{\text{мін}}} \right), \text{ кВт}, \quad (3.6)$$

де  $Q_{H.\text{макс}}$  – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом, л/хв,

$Q_{н.мін}$  – теоретична мінімальна подача насоса зі зменшеним регульованим робочим об’ємом на режимі спрацьовування регулятора, яка компенсує тільки витоки в насосі, л/хв,

$\eta_{макс}$  – загальний ККД насоса з постійним робочим об’ємом,

$\eta_{мін}$  – загальний ККД насоса на режимі спрацьовування регулятора,

$p_{н}$  – тиск нагнітання насоса (приймаємо постійним для регульованого і нерегульованого режимів), МПа.

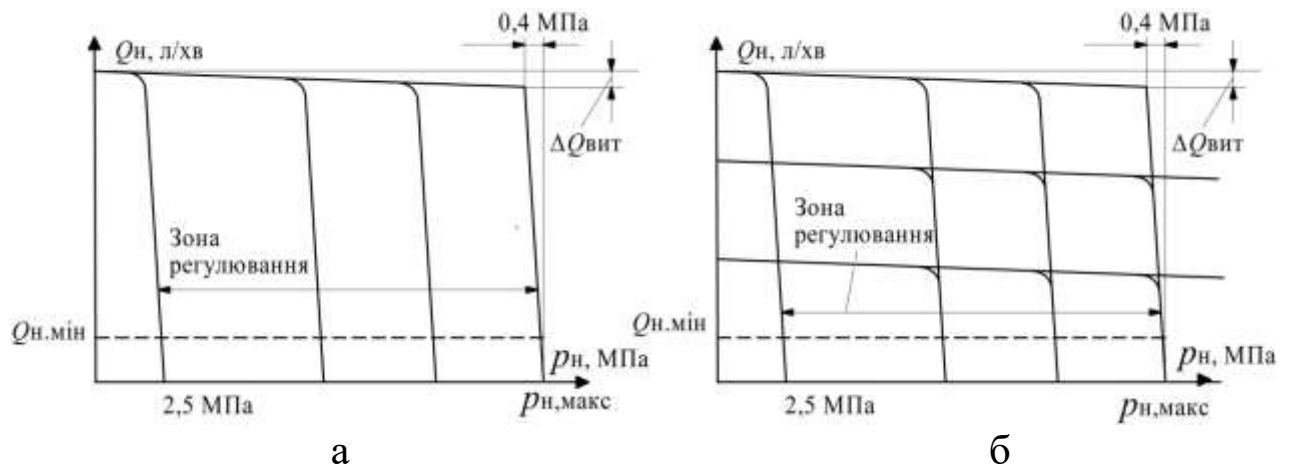


Рис. 3.14. Характеристика подачі від тиску в насосах з автоматичними регуляторами; а – постійності тиску RP і RPR; б – подачі і тиску RPF і RPF1

Гідравлічні принципові схеми регуляторів представлені на рис. 3.15 і 3.16. Регулятори тиску РТ (РТ1) забезпечують настройку спрацьовування за допомогою механічного пружинного вузла (рис. 3.15,а) або за допомогою запобіжного клапана КП як джерела зовнішнього впливу (рис. 3.15,б). У будь-якому випадку зміна настройки регулятора може бути безступінчастою за регульовальною характеристикою пружини, що настраюється вручну, або за допомогою запобіжного клапана. При використанні запобіжного клапана з електромагнітним пропорційним керуванням реалізується режим дистанційної настройки.

Для комбінованих регуляторів подача-тиск (рис. 3.16) різновидом є повідомлення лінії управління X з дренажною порожниною  $L(T_1)$  в насосах серії PVC (регулятор типу RPF) і відсутність дренажної лінії в насосах серії PVC1 (регулятор типу RPF1). За даними фірми M. Rexroth при повідомленні лінії управління з дренажем збільшуються витоки з 3 л/хв до 4,5 л/хв. Крім того, з’єднання лінії X з дренажем дозволяє автоматично

встановити тиск на регуляторі 1,8 МПа з нульовою подачею насоса (режим «stand by»). Стандартне значення настройки регулятора в 1,4 МПа виконується виробником.

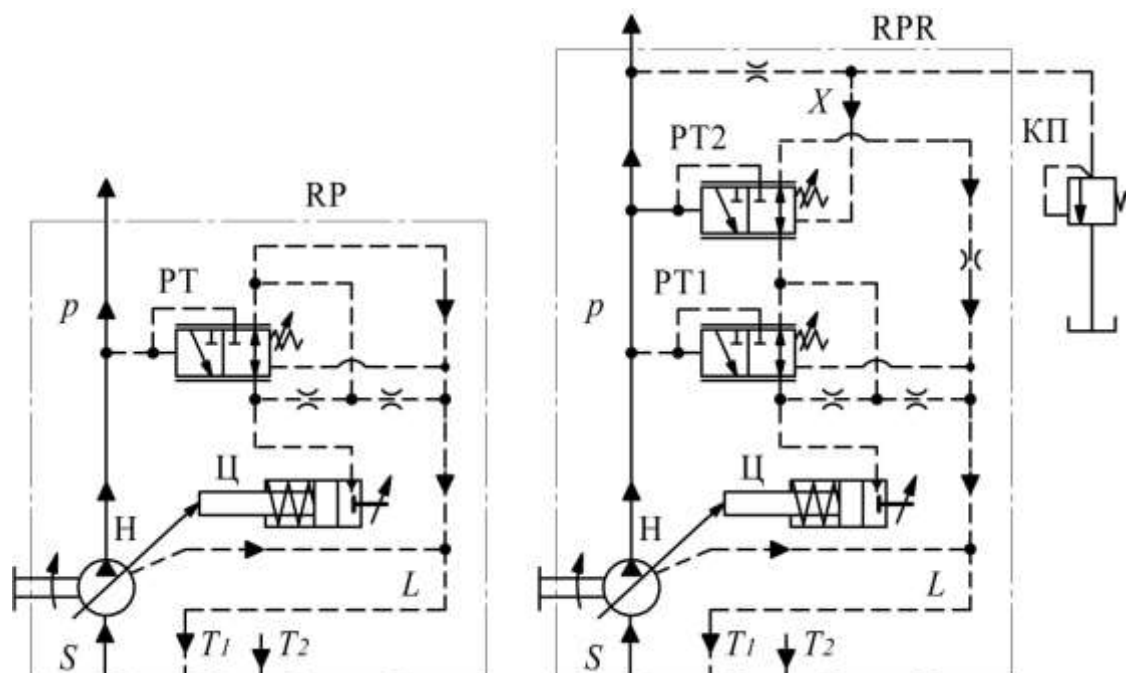


Рис. 3.15. Гідравлічні принципові схеми насосів серій PVC і PVC1 з автоматичними регуляторами «постійності тиску» RP (а) і RPR (б)

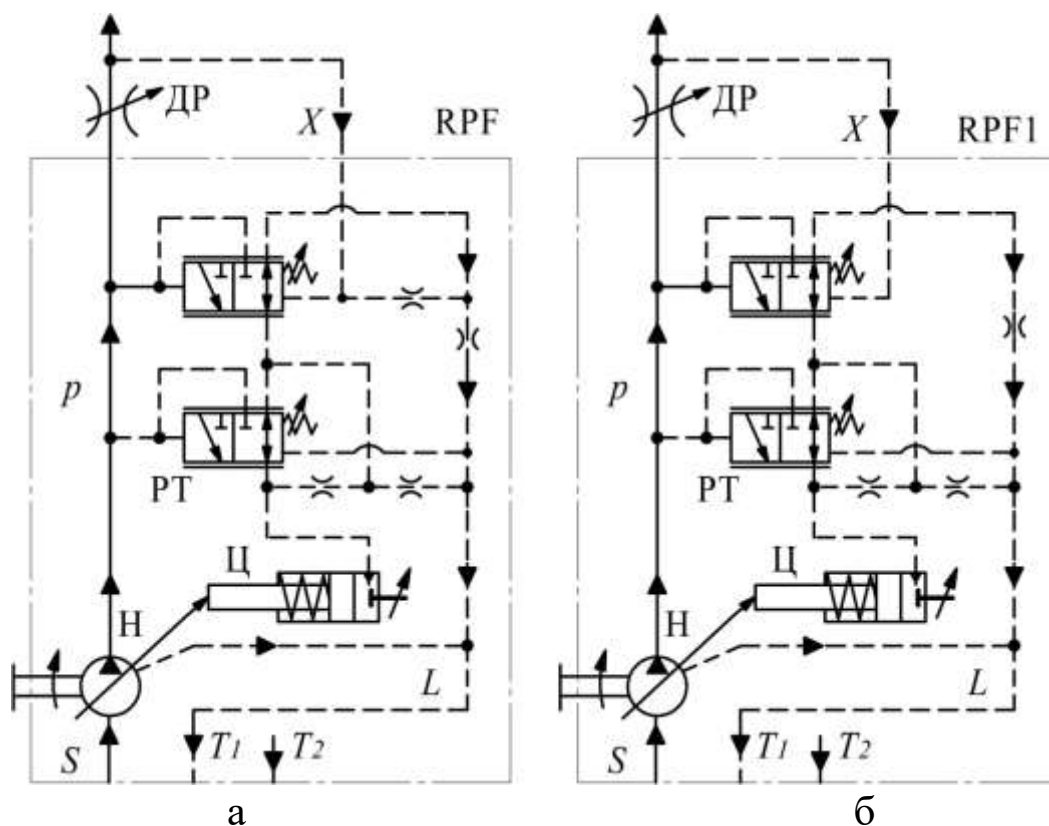


Рис. 3.16. Гідравлічні принципові схеми насосів серій PVC і PVC1 з автоматичними регуляторами подачі і тиску RPF (а) і RPF1 (б)

На рис. 3.17 приведений загальний вид аксіальнопоршневого насосу серії PVC (PVC1), в табл. 3.8 приведена технічна характеристика насосів серії PVC, а в табл. 3.9 насосів серії PVC1.

Мінімальна частота обертання насосів обох серій  $500 \text{ хв}^{-1}$ .

На рис. 3.18 приведені залежності подачі та вихідної потужності насосів серії PVC (PVC1) від значення робочого об'єму для всіх типорозмірних рядів.

Таким чином, номінальна подача насосів охоплює діапазон від 30 до 170 л/хв, а потужність досягає 55 кВт, що дає можливість вести проектні роботи з створення ОГП для технологічного обладнання для широкої гама мобільних машин.

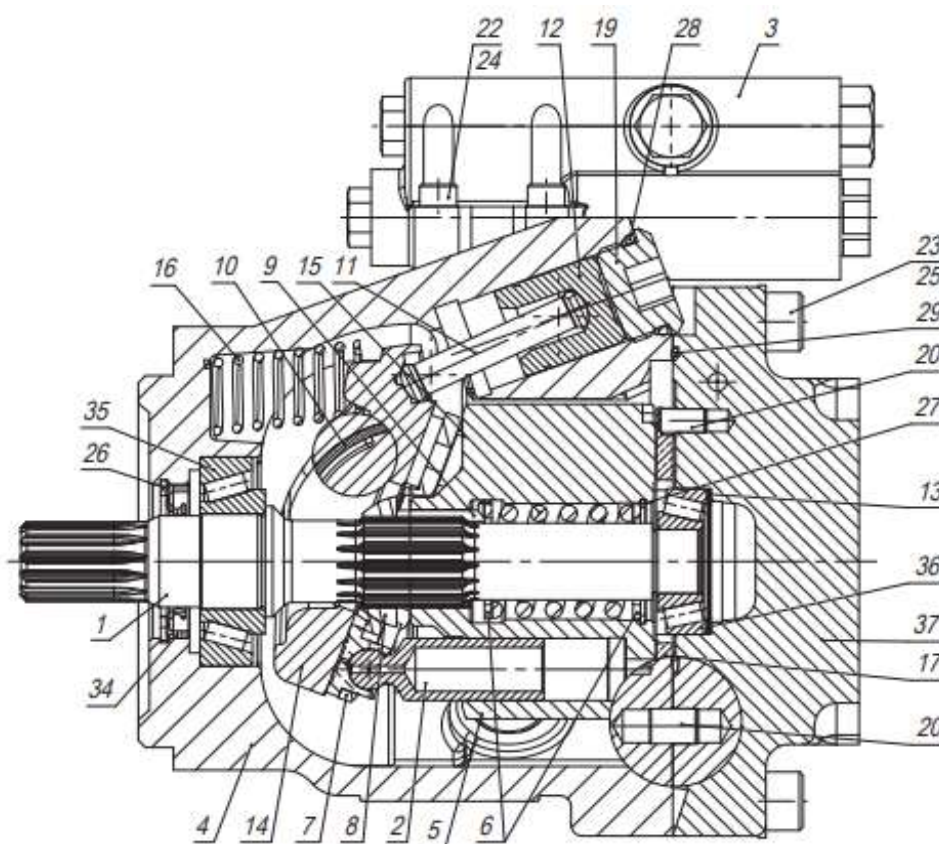


Рис. 3.17. Аксіальнопоршневий насос серії PVC (PVC1): 1 – вал; 2 – плунжер з підп'ятником; 3 – регулятор робочого об'єму; 4 – корпус; 5 – блок циліндрів; 6 – шайба; 7 – сепаратор; 8 – втулка сферична; 9 – штир; 10 – підшипник; 11 – шток управління; 12 – поршень управління; 13 – кільце регулювальне; 14 – люлька; 15 – пружина; 16 – пружина люльки; 17 – розподільник; 18 – пробка дренажу; 19 – пробка управління; 20 і 21 – штифти; 22,23 – гвинти; 24 і 25 – шайби; 26 і 27 – кільця стопорні; 28...33 – кільця ущільнювальні; 34 – манжета; 35 – підшипник передній; 36 – підшипник задній; 37 – кришка задня

Таблиця 3.8

## Технічна характеристика насосів серії PVC

Параметри, розмірність	Насоси серії PVC (робочий об'єм, см <sup>3</sup> ):						
	18	28	38	45	51	63	71
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>							
Номінальна	2000					1800	
Максимальна	3000	2800	2600		2200		
Тиск нагнітання, МПа	номінальний – 28; максимальний – 35						
Тиск всмоктування, МПа	мінімальний – 0,08; максимальний – 0,4						
Макс. тиск дренажу, МПа	0,25						
Номін. подача л/хв	33,8	52,6	71,4	84,6	95,8	106,5	120,1
Коефіцієнт подачі	0,94						
Ном. вих. потужн., кВт	15,7	24,5	33,3	39,5	44,7	49,7	56
Ном. спож. потужн., кВт	20	31,2	42,3	50,1	56,7	63,2	71,2
Маса, кг	12	17	18	22	23,5	26	27
Маса до потужності, $m/P$ , кг/кВт	0,6	9,54	0,43	0,44	0,41	0,41	0,38

Таблиця 3.9

## Технічна характеристика насосів серії PVC1

Параметри, розмірність	Насоси PVC1 (робочий об'єм, см <sup>3</sup> ):			
	28	45	63	85
Частота обертання хв <sup>-1</sup>				
Номінальна	2200		2000	
Максимальна	3200	2900	2700	
Тиск нагнітання, МПа	номінальний – 21; максимальний – 25			
Тиск всмоктування, МПа	мінімальний – 0,08; максим. – 0,4			
Максим. тиск дренажу, МПа	2,5			
Номін. подача л/хв	58	93	118,4	159,8
Коеф. подачі	0,94			
Ном. вих. потужність, кВт	20,3	32,5	41,4	53,2
Ном. споживана потужн., кВт	25,4	40,7	52,6	70,9
Маса, кг	12,5	17,5	22,5	26,5
Маса до потужності, $m/P$ , кг/кВт	0,49	0,43	0,43	0,37

Аксiальнопоршневі гідромашини з похилим блоком циліндрів серій BF10, BF20 і BV10 [77] відносяться до розробок ВАТ «Гідросила» останніх років. Значною мірою насоси і гідромотори такої конструкції призначені для повної заміни гідромашин

виробництва ПСМ («Пневмостоймашина», РФ) і частково ряду типорозмірів ВАТ «Будгідроліка» (м. Одеса).

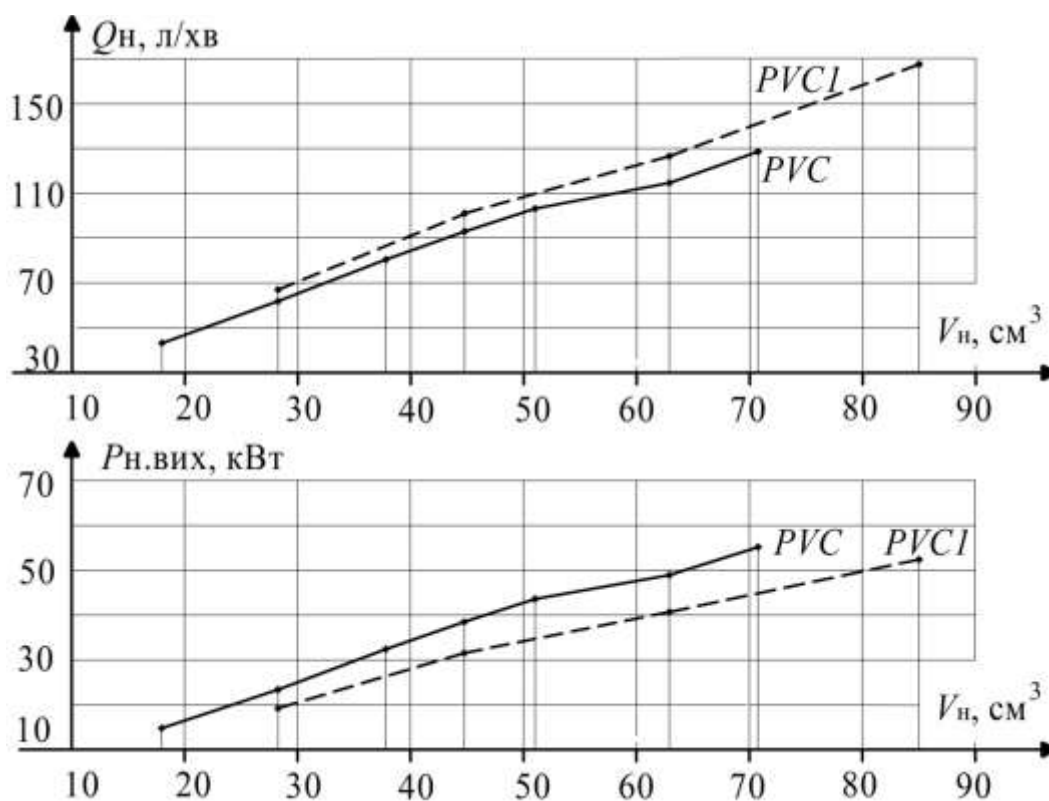


Рис. 3.18. Подача та вихідна потужність насосів серії PVC (PVC1) від значення робочого об'єму для обох типорозмірних рядів

На рис. 3.19 приведений аксіальнопоршневої насос з похилим блоком серії BF10 ( $28 \text{ cm}^3$ ), основними частинами якого є: 1 – вал; 2 – корпус радіального ущільнення; 3 – корпус; 4 і 7 – кільця стопорні; 5 – манжета; 6 і 15 – кільця ущільнювальні; 8 і 9 – підшипники; 10, 13 – гвинти; 11 – сепаратор (пластина притискна); 12 – пробка транспортна; 14 – шайба; 16 – розподільник; 17 – кришка задня; 18 – пробка; 19 і 30 – шайби регульовальні; 20 – блок циліндрів; 21 – плунжер (поршень з шатуном); 22 – шип; 23 – півкільце; 24 – втулка; 25 – пружина тарілчаста; 26 – втулка блоку циліндрів; 27 і 28 – штифти; 29 – кільце. Особливістю конструкції є застосування шарикових радіально-упорних підшипників валу 1 (приводного фланця)

Аксіальнопоршневої насос з похилим блоком серії BF10 типорозмірів  $56 \text{ cm}^3$  і  $112 \text{ cm}^3$  приведений на рис. 3.20.

Особливістю конструкції є застосування радіально-упорних роликів підшипників валу 1 (приводного фланця), які дозволяють нести підвищенні навантаження і збільшувати ресурс гідромашин.

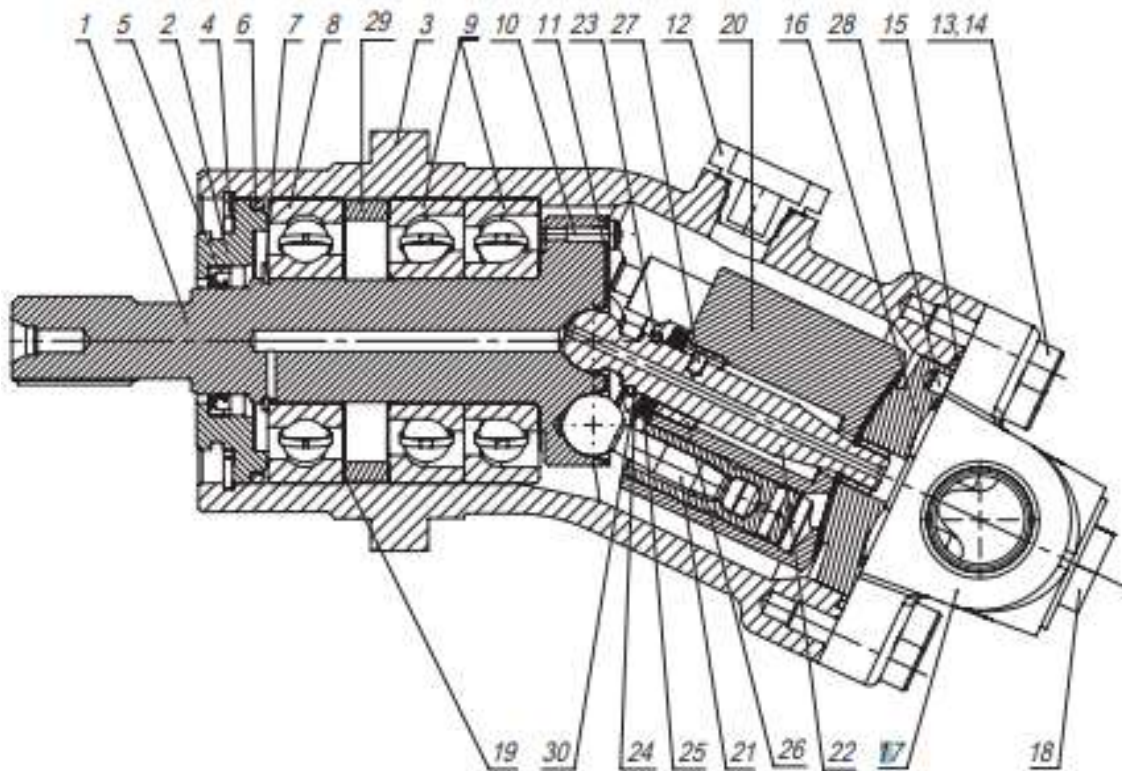


Рис. 3.19. Аксіальнопоршневий насос з похилим блоком циліндрів серії BF10 (28 см<sup>3</sup>) з окремими деталями в плунжері 21 (шатуна і плунжера)

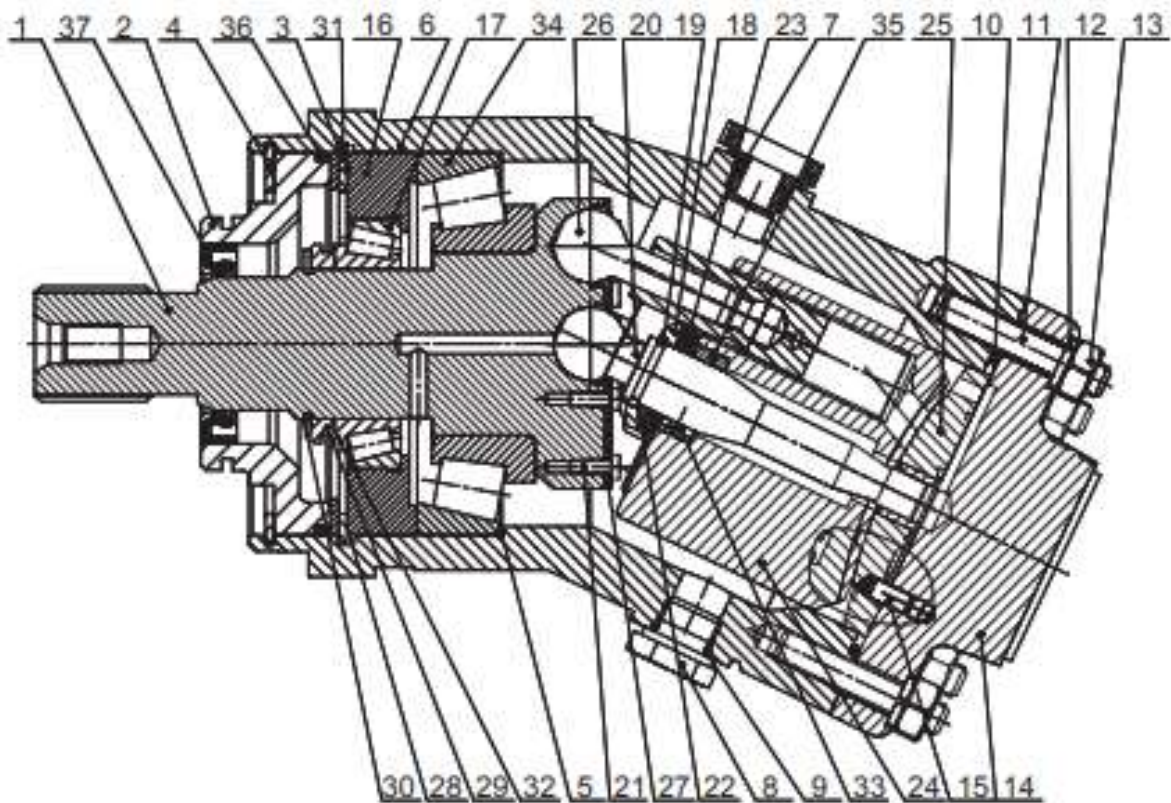


Рис. 3.20. Аксіальнопоршневий насос з похилим блоком серії BF10 (56 см<sup>3</sup> і 112 см<sup>3</sup>) з окремими деталями в плунжері 26 (шатуна і плунжера)

Основними частинами насоса на рис. 3.20 є: 1 – вал; 2 – корпус радіального ущільнення; 3,5,22,28 і 32 – шайба регулювальна; 4,30,31 і 36 – кільце стопорне; 6 – корпус; 7 – пробка транспортна; 8 – пробка; 9 і 10 – кільця для ущільнення; 11 – шпилька; 12 – шайба; 13 – гайка; 14 – кришка задня; 15 і 33 – штифт; 16 – обойма; 17 і 34 – підшипники; 18 – втулка; 19 – напівкільце; 20 – шип; 21 – гвинт; 23 – пружина тарілчаста; 24 – блок циліндрів; 25 – розподільник; 26 – плунжер (поршень з шатуном); 27 – сепаратор; 29 – втулка підтиску; 35 – втулка блоку циліндрів; 37 – манжета.

Аналіз конструкцій гідромашин з похилим блоком циліндрів НБ показав, що вже до кінця 80-х рр. минулого століття істотну перевагу отримали нові конструкції поршневих груп, які мають єдину деталь зі сферичною опорою, конічною частиною і поршня з ущільнювачем також сферичної форми. Ці конструкції прийшли на зміну поршневим групам з шатунами з двома сферичними опорами і циліндричним поршнем, у внутрішньому розточуванні якого кріпився шатун шляхом завальцювання, втулочно-штифтового або різьбового кріплення [46]. Гідромашини такої конструктивної схеми з'явилися на ринку більше 50 років тому (шведська фірма «Svenska Flygmotor Aktiebolage», винахідник сферичного поршня інженер Г. Вальмарк [46]) і досягли високого технічного рівня та надійності. Суміщення шатунами функцій опор фланця вихідного валу і сферичних поршнів дозволили знизити сили тертя між поршнями і циліндрами і підвищити механічний ККД. Завдяки унікальній конструкції ущільнення сферичного поршня забезпечуються мінімальні витрати, запобігаючи термічному заклинюванню, що дає можливість працювати на високих частотах обертання. Великий кут нахилу блоку циліндрів по відношенню до вихідного валу (40...45 градусів) дозволяє збільшувати робочий об'єм і мінімізувати габарити і масу гідромашин. Посилені підшипники дозволяють сприймати валу гідромашин осьові і радіальні навантаження, а проста і міцна конструкція гідромашин з невеликим числом рухомих частин підвищує їх надійність. Підвищення технічного рівня гідромашин з похилим блоком реалізовано за рахунок зниження маси і підвищення максимальної частоти обертання. І якщо зниження маси стало відразу ж відчутним за рахунок збільшення кута нахилу блоку циліндрів (як правило, з 25 до 40 градусів), то підвищення частоти обертання було досягнуто після певного періоду довідних робіт. У зв'язку з цим характерним

прикладом є гідромотори з постійним робочим об'ємом серії A2FM фірми «M.REXROTH» («Brueninghaus Hydromatic»). Спочатку фірмою реалізовано максимальний тиск в 45 МПа (номінальний до 40 МПа) і проведена мінімізація маси гідромоторів, завдяки чому досягнутий найвищий у світі технічний рівень. Подальше удосконалення гідромоторів було направлене на підвищення максимальної частоти обертання і розширення їх експлуатаційних можливостей у частині температурно-в'язкісних характеристик РР. При збереженні маси і тиску в гідромоторах серії A2FM (конструктивний ряд б) була в 1,5 раза збільшена максимальна частота обертання, температура РР підвищена з 90 °С до 115 °С, значення в'язкості істотно розширені від 10...1000 до 5...1600 мм<sup>2</sup>/с (сСт).

Аксіальнопоршневий насос з похилим блоком серії VF20 типорозмірів 56 см<sup>3</sup>, 80 см<sup>3</sup> і 107 см<sup>3</sup> приведений на рис. 3.21.

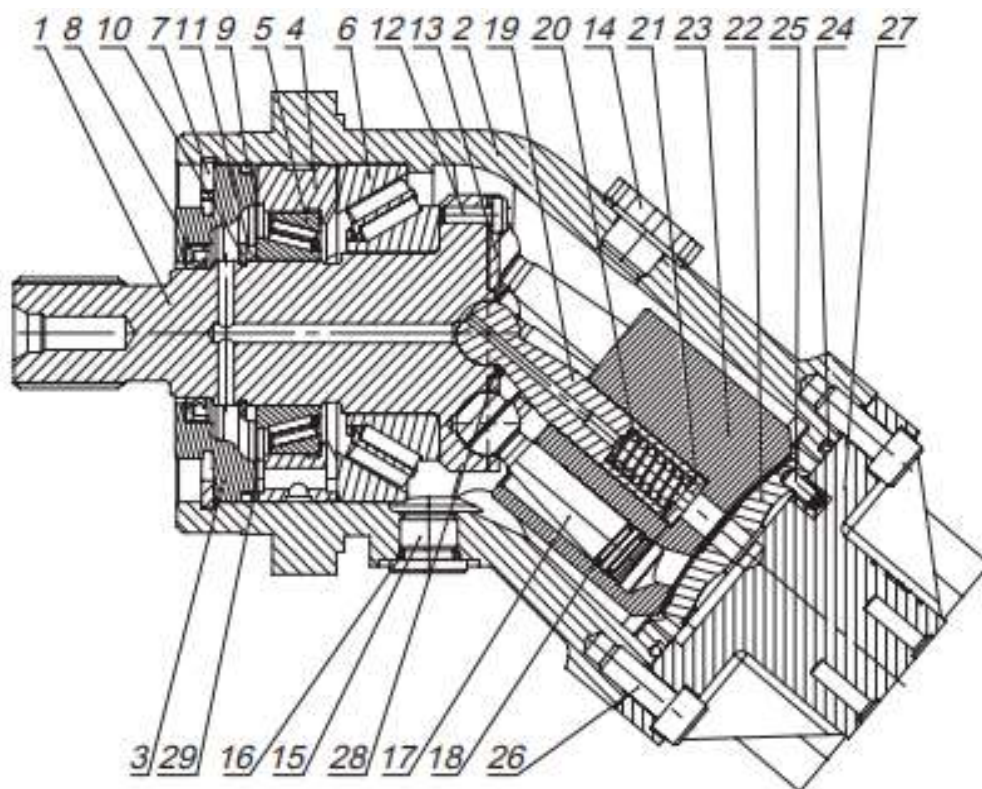


Рис. 3.21. Аксiальнопоршневої насос з похилим блоком цилiндрiв серiї VF20 (56 см<sup>3</sup>, 80 см<sup>3</sup> і 107 см<sup>3</sup>) з єдиною деталлю плунжер 17 (поршень-шатун): 1 – вал; 2 – корпус; 3 – корпус ущiльнення; 4 – обойма; 5 і 6 – пiдшипники; 7 і 10 – кiльця стопорнi; 8 – манжета; 9, 16 і 24 – кiльця ущiльнювальнi; 11 – шайба пiдтиску; 12 і 26 – гвинти; 13 – сепаратор; 14 – пробка транспортна; 15 – пробка; 17 – плунжер (поршень); 18 – кiльце компресiйне; 19 – палець (шип); 20 – пружина; 21 – шайба опорна; 22 – розподiльник; 23 – блок цилiндрiв; 25 – штифт; 27 – кришка; 28 і 29 – шайби регулювальнi

З метою підвищення довговічності і зниження металоємності аксіальнопоршневих гідромашин з похилим блоком отримали розвиток конструкції, в яких підведення РР до блоку циліндрів став здійснюватися через торцевий розподільний диск, задня поверхня якого переміщається по циліндричній контрповерхні задньої кришки. Такий принцип переміщення розподільника спільно з блоком циліндрів («TRIMOT») застосовано в регульованих гідромашинах провідних закордонних виробників, а також гідромашинах ПСМ [49], альтернативою яким є розробки підприємства «Гідросила».

Аксіальнопоршневої насос з похилим блоком і регульованим робочим об'ємом серії BV10 (112 см<sup>3</sup>) приведений на рис. 3.22.

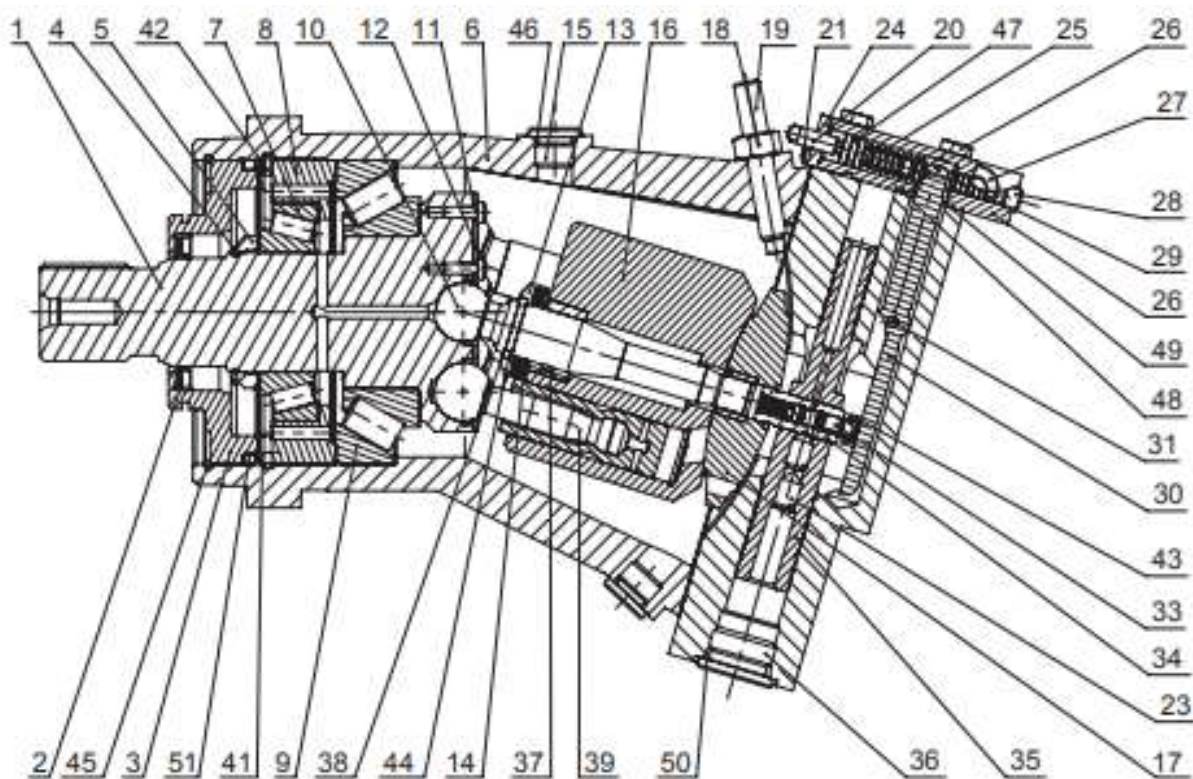


Рис. 3.22. Аксіальнопоршневої насос з похилим блоком циліндрів і регульованим робочим об'ємом серії BV10 (112 см<sup>3</sup>): 1 – вал; 2 – манжета; 3 – корпус радіального ущільнення; 4 і 45 – кільця стопорні; 5 – втулка підтиску; 6 – корпус; 7 і 9 – підшипники; 8 – обойма; 10 – шип; 11, 21, 22 і 23 – гвинти; 12 – сепаратор; 13 – втулка; 14 – пружина тарілчаста; 15 і 36 – пробки; 16 – блок циліндрів; 17 – розподільник; 18 – гайка; 19 і 20 – гвинти регульовальні; 21, 22 і 23 – гвинти; 24 – кронштейн; 25 – пружина; 26 – корпус блоку управління; 27 – пробка; 28 – заглушка; 29 – золотник; 30 – важіль; 31 – вісь; 32 – підшипник п'яти; 33 – золотник з п'ятою; 34 – палець; 35 – поршень; 37 – штифт; 38 – півкільце; 39 – плунжер (поршень з шатуном); 40...44 – шайби регульовальні; 46...51 – кільця ущільнювальні

В табл. 3.10...3.12 приведені технічні характеристики аксіальнопоршневих насосів і гідромоторів з похилим блоком циліндрів виробництва «Гідросила».

Управління робочим об'ємом гідромотора серії MBV10.4.112 здійснюється шляхом переміщення блоку циліндрів спільно з сферичним торцевим розподільником по циліндричній поверхні задньої кришки. На рис. 3.23...3.25 представлені гідравлічні принципові схеми реалізації декількох типів управління:

- гідравлічне пропорційне негативне управління – 1;
- гідравлічне пропорційне позитивне управління – 2;
- електромагнітне (електродискретное) управління – 3.

Схеми регуляторів мають ряд загальних елементів: М – гідромотор з регульованим робочим об'ємом, зворотні клапани КО1 і КО2 подачі РР до гідроциліндра Ц від основного потоку РР; тягу 4 зміни кута нахилу блоку циліндрів гідромотора.

Таблиця 3.10

Технічна характеристика насосів серій PBF10 та PBF 20

Параметри, розмірність	Серія PBF10			Серія PBF20		
	10.2.28	10.4.56	10.4.112	20.56	20.80	20.107
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	28	56	112	56,1	80,4	106,7
Частота обертан., хв <sup>-1</sup>						
Номінальна	1920	1800	1200	2000	1800	1600
Максим. при 0,08 МПа	3000	2500	2000	3000	2680	2400
Максим. при 0,2 МПа	4750	3750	3000	3750	3350	3000
Мінімальна	400					
Тиск. нагнітання, МПа номін/максим.	20/32	25/40		40/45		
Макс. тиск дренажу, МПа	0,1	0,25				
Номін. подача л/хв	51	96	129	108,8	140,3	165,6
Коеф. подачі	0,95	0,95	0,96	0,97	0,97	0,97
Номін. споживана потужність, кВт	22,8	46	60,3	82,2	106	125,1
Номін. вихідна потужність, кВт	17	40	54	72,5	93,5	110,4
Маса, кг	9	17	29	18	23	32
Маса до потужності, <i>m / P</i> , кг/кВт	0,53	0,43	0,54	0,25	0,35	0,29

Особливостями регуляторів є наявність стежного золотникового гідророзподільника Р, вбудованого в поршень 1 гідроциліндра Ц в схемах на рис. 3.23,а і б, і рис. 3.24,а. У схемі на рис. 3.24,б відсутній стежний золотник, а гідророзподільник Р двопозиційного типу має електромагнітне управління.

Пропорційне негативне управління «1» реалізується (рис. 3.23, а) при підводі тиску від стороннього джерела в будь-який з каналів  $X_1$  або  $X_2$  (в один підводять, інший глушать) гідроциліндра б. При цьому важіль 2 відхиляється вперед і пружина 3 встановлює золотник гідророзподільника Р в становище, при якому нижній і верхній торці поршня 1 гідроциліндра Ц повідомлені з тиском управління  $p_y$ , внаслідок чого поршень 1 рухається вгору і робочий об'єм гідромотора М знижується до мінімального значення  $V_{p.мін}$ .

Таблиця 3.11

Технічна характеристика гідромоторів серій PBF10 та PBF 20

Параметри, розмірність	Серія MBF10			Серія MBF20		
	10.2.28	10.4.56	10.4.112	20.56	20.80	20.107
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	28	56	112	56,1	80,4	106,7
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>						
Номінальна	1920	1800	1200	2000	1800	1600
Максимальна	4750	3750	3000	5000	4500	4000
Мінімальна	60					
Тиск. нагнітання, МПа номін/максим.	20/32	25/40		40/45		
Тиск на виході максим., МПа	20			25		
Номін. перепад тисків, МПа	20					
Макс тиск. дренажу, МПа	0,1	0,25				
Номін. витрата, л/хв	55,8	106	140	118,1	152,9	179,7
Номін. крут. момент, Н.м	84,6	169,2	338,4	167,7	240,3	318,9
Гідромеханічний ККД	0,95			0,94		
ККД	0,91					
Номін. потужн., кВт	17	31,9	45,5	35,1	45,3	53,4
Маса, кг	9	17	29	18	23	32
Маса до потужності, $m/P$ , кг/кВт	0,53	0,53	0,64	0,51	0,51	0,6

При відсутності тиску в каналах  $X_1$  або  $X_2$  золотник Р під дією пружини на важелі 2 зміщується до упору вліво. В цьому випадку РР зливається з під поршня в 1 гидробак по лінії  $T_1$ .

При позитивному пропорційному управлінні «2» (рис. 3.23,б) завдяки зміні схеми розміщення каналів в золотнику гідророзподільника Р при впливі тиску управління  $X_1$  або  $X_2$  на гідроциліндр 6 золотник під дією пружини 3 займає крайнє праве положення і РР з під поршня 1 зливається в бак по лінії  $T_1$ . При цьому поршень 1 зміщується під дією тиску вниз, що призводить до збільшення робочого об'єму гідромотора М до значення  $V_{p.макс}$ . При відсутності тиску в каналах  $X_1$  або  $X_2$  золотник Р під дією пружини на важелі 2 зміщується до упору вліво, як показано на схемі. В цьому випадку РР надходить під поршень 1 гідроциліндра Ц, поршень переміщається вгору і робочий об'єм гідромотора М знижується.

Таблиця 3.12

Технічна характеристика гідромотора серій MBV10.4.112

Параметри, розмірність	MBV10.4.112
Робочий об'єм максимальний / мінімальний, см <sup>3</sup>	112 / 31
Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	
Номінальна / мінімальна	1200 / 50
Максимальна при робочому об'ємі 112 см <sup>3</sup> / 31 см <sup>3</sup>	3000 / 4000
Тиск нагнітання, МПа (номін/максим)	25/40
Тиск на виході максим., МПа	20
Номін. перепад тисків, МПа	20
Макс. тиск дренажу, МПа	0,2
Номінальна витрата л/хв	142
Номінальний крутний момент, Н.м	338,4
Гідромеханічний ККД / ККД	0.95 / 0.9
Номінальна потужність, кВт	42,5
Маса, кг	38
Маса до потужності, $m / P$ , кг/кВт	0,89

Дискретне управління робочим об'ємом гідромотора (рис. 3.24,а) реалізується за допомогою електромагніта 6, що впливає на важіль 2. Зсув важеля 2 вперед призводить до такого стану золотника

гідророзподільника Р, коли верхня і нижня порожнини поршня 1 повідомлені тиском управління  $p_y$  і поршень переміщається вгору, знижуючи робочий об'єм гідромотора (негативне управління). Відсутність електроживлення на магніті 6 призводить до збільшення робочого об'єму гідромотора М.

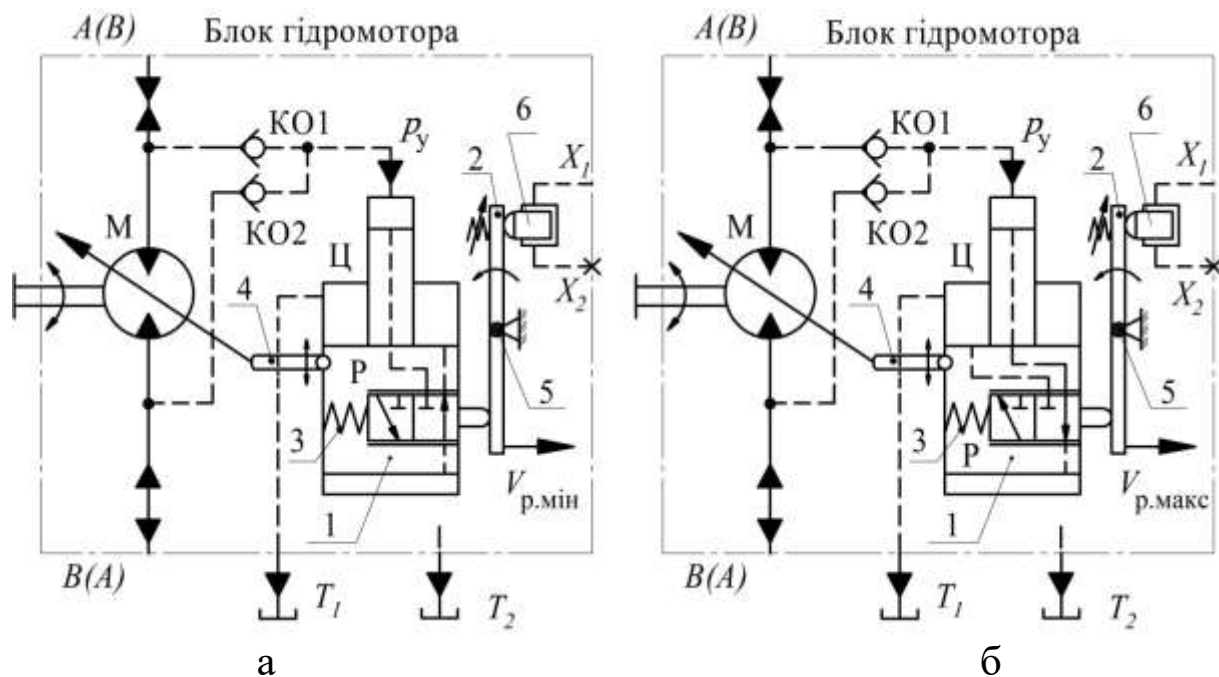


Рис. 3.23. Гідравлічні принципові схеми регуляторів робочого об'єму гідромотора MBV10.4.112 з негативним (а) і позитивним (б) системами гідроуправління

Іншим способом реалізації дискретного управління робочим об'ємом гідромотора М є застосування двохпозиційного трипроводного гідророзподільника Р (рис. 3.24,б), який забезпечує переміщення поршня 1 гідроциліндра Ц наступним чином:

при відсутності електроживлення на магніті тиск управління  $p_y$  надходить тільки під верхній торець поршня 1 (нижній повідомлений зі зливом  $T_2$  в гідробак) і зміщення останнього вниз призводить до збільшення робочого об'єму до максимального значення;

при подачі електроживлення на гідророзподільник Р золотник останнього зміщується вправо і РР під тиском управління  $p_y$  надходить під нижній торець поршня 1. Переміщення поршня 1 вгору призводить до зниження робочого об'єму гідромотора до мінімального значення.

Гідравлічна схема гідромотора серії MBV10.4.112 може бути доповнена (рис. 3.25) датчиком (перетворювачем) частоти обертання ДЧО в також промивним гідророзподільником P2 з гідроклапаном тиску КД. Така компоновка дає переваги з точки зору зменшення маси і габаритів гідромотора.

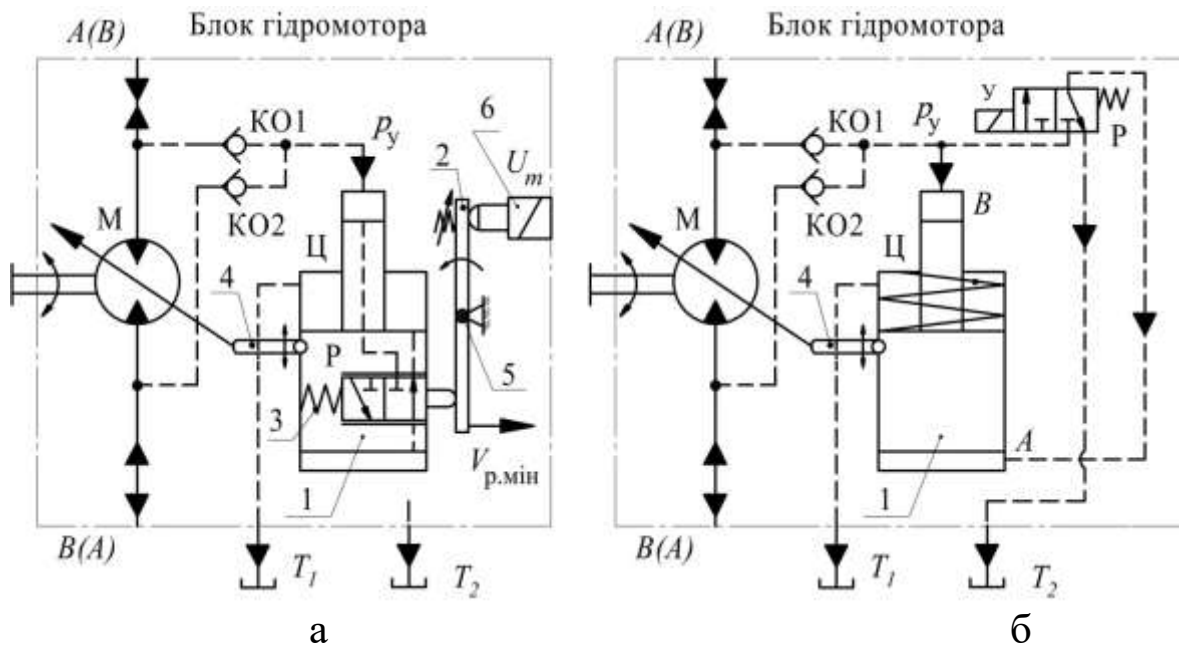


Рис. 3.24. Гідравлічні принципові схеми регуляторів робочого об'єму гідромотора з електромагнітним дискретним управлінням з різними способами впливу на гідроциліндр 1

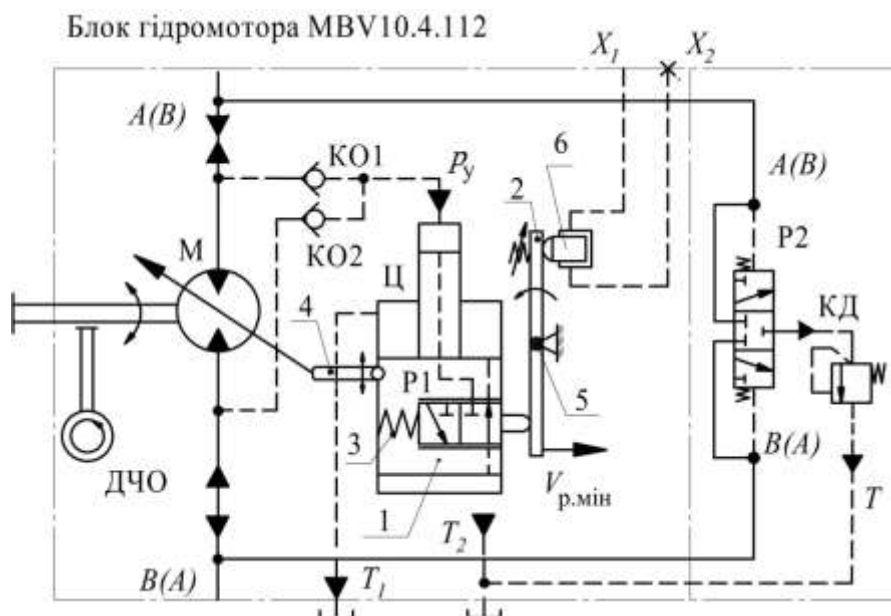


Рис. 3.25. Гідравлічна принципова схема гідромотора з регульованим робочим об'ємом серії MBV10.4.112 з гідравлічним позитивним керуванням та вбудованими датчиком частоти обертання ДЧО і промивальним гідророзподільником P2

На рис. 3.26 приведені значення вихідної потужності насосів PBF10(20) та крутного моменту гідромоторів MBF10(20) типорозмірних рядів «Гідросила». Там же вказані значення номінальної частоти обертання гідромоторів. Для серії PBF10 номінальна потужність складає від 25 кВт до 50 кВт, а для серії PBF20 від 75 кВт до 110 кВт. Таким чином, нові гідромашини з похилим блоком циліндрів відповідають вимогам для ОГП широкого ряду мобільних машин переважно будівельно-дорожнього напрямку розвитку.

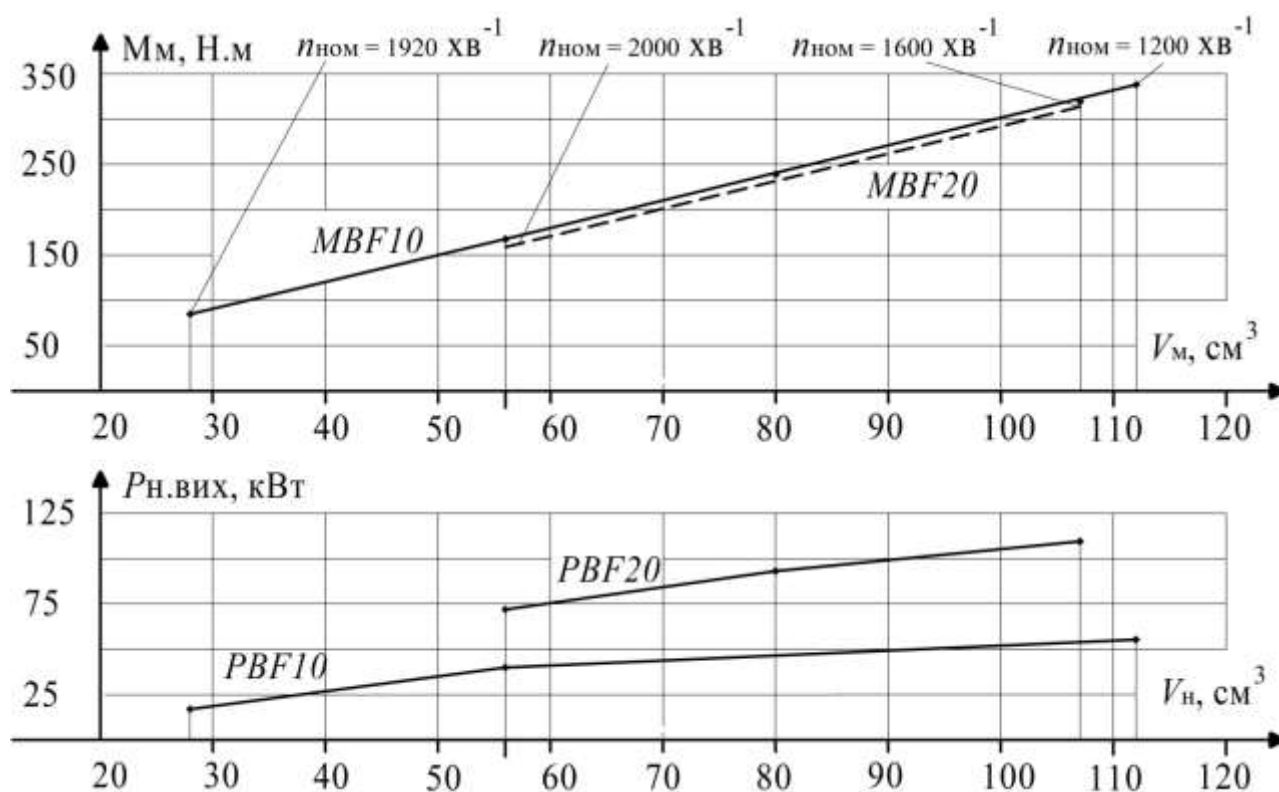


Рис. 3.26. Значення вихідної потужності насосів PBF10(20) та крутного моменту гідромоторів MBF10(20) залежно від їх робочого об'єму

Аксіальнопоршневі гідромашини в Україні випускають ще декілька підприємств. Одеське ВАТ «Будгідрравліка» випускає насоси та гідромотори з постійним робочим об'ємом 56; 112 і 224 см³ (діаметри поршнів 20, 25 і 32 мм, відповідно) і насоси з регульованим робочим об'ємом 112 і 224 см³, в тому числі здвоєні 2×112 см³ на номінальний тиск 20(25) МПа, максимальний 32(45) МПа [50]. В останні роки заводом освоєний випуск регульованого аксіальнопоршневого гідромотора з робочим об'ємом 112 см³ за

типом «TRIMOT» з гідравлічним керуванням. Гідромашини першого покоління на номінальний тиск 16 МПа мали бронзовий блок циліндрів, для підвищених тисків з метою зниження деформацій здійснено перехід на сталевий блок циліндрів з бронзуванням поверхонь отворів для поршнів і контактування з торцевим розподільним диском.

В рамках конверсії спробу виходу на ринок цивільних галузей промисловості зробили підприємства військово-промислового комплексу, що спеціалізуються на ОГП для авіаційних гідросистем, зокрема харківський завод «ФЕД», Дніпропетровський і Вовчанський агрегатні заводи. При цьому була проведена уніфікація за габаритними та приєднувальними розмірами з гідромашинами загальногромадського застосування. Однак широкого застосування ці аксіальнопоршневі гідромашини в народному господарстві не знайшли у зв'язку з низкою техніко-фінансових проблем.

### 3.1.3. Аксіальнопоршневі гідромашини іноземних виробників

Для порівняння розглянемо номенклатуру і технічні характеристики аксіальнопоршневих гідромашин ведучих іноземних виробників. Концерн «Rexroth Bosch Group» (ФРГ) є найбільшим світовим виробником гідравлічного обладнання для стаціонарного та мобільного застосування [2; 10]. До складу концерну входить фірма Brueninghaus-Hydromatic, яка за кількістю конструктивних виконань аксіальнопоршневих гідромашин є лідером на світовому ринку.

В табл. 3.13 наведено технічні характеристики гідромашин з мінімальним і максимальним робочими об'ємами.

Конструктивні особливості гідромашин:

- нерегульовані насоси A2FO мають похилий блок циліндрів;
- нерегульовані насоси типу A4FO мають похилий диск і гідростатичне розвантаження поршнів за допомогою підп'ятників;
- регульовані нереверсивні насоси типу A7VO мають похилий блок циліндрів;
- регульовані реверсивні насоси типу A4VG, A4VSG і A4VSO мають похилий диск;

– регульовані реверсивні насоси типу A4VB з похилим диском мають підвищений до 45 МПа максимальний тиск.

Насоси A2FO, A4FO, A7VO і A4VSO призначені для роботи в розімкненому ланцюзі циркуляції РР, насоси A4VG, A4VSG і A4VB в замкненому. Слід зазначити те, що насоси A4VSO для розімкненого ланцюга мають знижену в 1,3...1,6 рази подачу РР в порівнянні з насосами A4VSG.

Таблиця 3.13

Технічні характеристики гідромашин Rexroth Bosch Group з мінімальними і максимальними значеннями робочих об'ємів

Серія і шифр гідромашин	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$p$ , МПа	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$Q$ , л/хв	$P$ , кВт	$m$ , кг	кг / кВт
A2FO 5	5	32/35	5600	27,6	14,5	2,5	0,17
A2FO 1000	1000	35/40	950	950	554	336	0,61
A4FO 500	500	35/40	1200	600	385	220	0,57
A7VO 500	500	35/40	1200	600	340	234	0,69
A7VO 1000	1000	35/40	950	950	538	450	0,84
A4VSG 1000	1000	35/40	1600	1600	933	630	0,68
A4VSO 500	500	35/40	1320	660	385	320	0,83
A4VSO 1000	1000	35/40	1000	1000	583	605	1,04
A4VB 450	450	42/45	1800	821	574	420	0,73
A4VB 675	675	42/45	1600	1080	756	*	-
A4VG 28	28	40/45	5000	119	79	29	0,37
A4VG 250	250	40/45	2700	600	400	156	0,39
A10VG 18	18	30/35	5200	72	36	14	0,39
A2FM 5	5	32/35	11000	49	26	2,5	0,096
A2FM 1000	1000	35/40	1600	1600	933	336	0,36
A6VM 28	28	40/45	8750	156	104	16	0,15
A6VM 1000	1000	35/40	2100	1600	933	430	0,46

Примітки: 1. Значення тисків: номінальний – над ризикою, максимальний – під ризикою. 2. Значення потужності наведено при номінальних тисках. 3. Для насосів, що працюють у розімкненому ланцюгу (всі моделі, крім A4VG, A4VSG і A4VB), тиск на вході 0,1 МПа. 4. (\*) – перспективна розробка. 5. A2FM і A6VM – з постійним и регульованим робочим об'ємом відповідно.

В аксіальнопоршневих гідромашинах з похилим блоком циліндрів серій A2F, KFA, KBA, A7(8)VO і A6VM(E) застосовуються конструкції поршнів з єдиної деталі «поршень-шатун».

Створення високих значень крутного моменту може бути реалізовано за допомогою гідромотора в комбінації з редуктором, наприклад фірми Lohmann+Stolterfoht [2]. Виробнича програма редукторів характеризується крутним моментом до 3150 кНм з передавальними відношеннями від 26 до 1236, із вбудованими гальмами і датчиками частоти обертання, використанням для редукторів аксіальнопоршневих гідромоторів «редукторної» A2FE і загально-промислової серії A2FM.

Як кінематична схема реверсивного насоса для привода мобільних машин оптимальною є конструкція з похилим диском, що обумовлено її мінімальними габаритами і можливістю розміщення насоса підживлення і додаткових насосів від одного приводного заднього валу основного насоса. Як гідромотор застосовують обидві схеми, однак більш високими швидкісними характеристиками володіють гідромотори з похилим блоком циліндрів.

В табл. 3.14 приведені технічні характеристики аксіальнопоршневих насосів для ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР з максимальним робочим об'ємом від 14 см<sup>3</sup> до 501,5 см<sup>3</sup> і в табл. 3.15 для гідромоторів з робочим об'ємом від 4,8 см<sup>3</sup> до 1000 см<sup>3</sup>.

На рис. 3.27 наведені відомості про технічний рівень аксіальнопоршневих реверсивних насосів «Гідросила» за відносним параметром оцінки технічного рівня відношення маси до номінальної потужності  $m/P$  [кг/кВт] для представника з робочим об'ємом 90 см<sup>3</sup> трьох серій PVS, PVH і PVH2. У міру досконалості конструкції показник знижений в три рази з 0,98 кг/кВт до 0,33 кг/кВт, причому за рахунок зростання тиску з 35,7 до 42 МПа на 15%, а за рахунок збільшення частоти обертання з 1500 хв<sup>-1</sup> до 3300 хв<sup>-1</sup>, тобто більш ніж в два рази.

Досягнуте значення в 0,33 кг/кВт для серії H2 знаходиться на рівні кращих зарубіжних зразків. Слід зазначити, що об'єктивне порівняння по показнику в ряді випадків викликає труднощі через відсутність у імпортованих аналогів так званих «номінальних» значень тиску і частоти обертання, обов'язкових для українських виробників згідно ДСТУ21921.

Таким чином, підприємство «Гідросила» демонструє позитивну динаміку підвищення технічного рівня своїх виробів, що має суттєве значення при розробці засобів для АТЗ.

Таблиця 3.14

Технічні характеристики аксіальнопоршневих насосів для ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР

Серія	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$Q$ , л/хв / $\Delta p$ , МПа	$n$ , хв <sup>-1</sup>	ККД	$P$ , кВт	Маса, кг
1. 90-42	42	210/ 48	5000	0,93	168	34
2. 90-250	250	688 /48	2750	0,93	550	154
3. Н1Р045	45	158/ 45	3500	-	119	41
4. Н1Р165	165,1	512/ 45	3100	-	384	96
5. А4VG 28	28	119/ 45	4250/ 5000	-	89	29
6. А4VG 250	250	675/ 45	2400/2700	-	506	156
7. А4VG/40 28	45	203/50	4300/4500	-	170	55
8. А4VG/40 250	280	714/50	2400/2550	-	595	160
9. РVН 33	33	114/45	2500/3590	90	60	51
10. VН 112	111	392/45	2500/3720	90	200	85
11. Р6	98,3	295/ 42	3000	-	207	80
12. Р30	501,5	901/ 35	1800	-	526	340-375
13. NT12РV14	14	50/ 30	3600	-	25	15
14.М5РV115	115	380/ 42	3300	-	266	58
15. НCV50	50	200/45	4000	-	150	56
16. НCV125	124	322/45	2600	-	242	65

Примітки: 1. № 1...4 – SAUER- DANFOSS; № 5...8 – Rexroth Bosch Group; № 9 і 10 – Гідросила; № 11 і 12 – Denison; № 13 і 14 – BONDIOLI & PAVESI; № 15 і 16 – SAMHYDRAULICK (Brevini group). 2. Потужність визначена як добуток максимальних значень подачі і тиску.

Наведені дані дають можливість зробити такі висновки:

1. Завдяки останнім розробкам ВАТ «Гідросила» в аксіальнопоршневих гідромашинах досягнуті сучасні значення тисків до 42...48 МПа. Номенклатурний ряд гідромашин складає діапазон від 28 см<sup>3</sup> до 112 см<sup>3</sup>. В гідромашинах з регульованим робочим застосовані ефективні регулятори з автоматичними та електрогідравлічними пропорційними системами.

2. При потребах в аксіальнопоршневих гідромашинах з робочими об'ємами менше 33 см<sup>3</sup> та більш ніж 112 см<sup>3</sup> треба використовувати закордонні розробки, які мають діапазон робочих об'ємів від 5 см<sup>3</sup> до 280 см<sup>3</sup>.

Таблиця 3.15

Технічні характеристики аксіальнопоршневих гідромоторів

Серія	$V_p$ , см <sup>3</sup>	M, Нм / $\Delta p$ , МПа	$n$ , хв <sup>-1</sup>	ККД	$P$ , кВт	$m$ , кг
1. M6	98,3	656/ 42	3000	-	113	50
2. M30	501,5	2752/ 35	1800	-	518,2	270
3. H1C12	10,9	/ 45	5800	-	-	5,5
4. H1C226	224,8	/ 45	2400	-	-	86
5. F11-5	4,88	32,6 / 42	12000	-	18	5
6. F11-250	242	1616 / 42	2700	-	300	77
7. MFH 33	33	203/ 45	3590	0,91	46	30
8. MFH 112	111	675 / 45	3720	0,91	156	50
9. M4 MF21	21	/ 35	4000	-	-	7,5
10. M5 MF100	100	/ 42	3800	-	-	40
11. BF10.4.56	56	342/ 40	3750	-	38	40
12. BF10.4.112	111	684/ 40	3000	-	51	17
13. A6VM 28	28,1/0	201/ 45	5550/8750	-	117	29
14. A6VM 250	250/0	1590 / 40	2500/3300	-	365	90
15. A6VM 1000	1000/0	6360/ 40	1600/2100	-	1066	430
16. 51-060	60/12	458/ 48	4400/7000	0,945	211	28
17. 51-250	250/50	1908/ 48	2700/4250	0,945	539	86
18. M5M V75	75/30	/42	4000	-	-	40
19. M5M V115	115/40	/42	3800	-	-	48
20. M6	98,3	656/ 42	3000/3600	-	113	50
21. M30	501,5	2752/ 35	1800/1800	-	518,2	300
22. H2V30	30/8,7	/45	5000/6500	-	-	19
23. H2V226	225/65	/45	2500/3200	-	-	106

Примітки: 1. № 1...10 – з постійним робочим об'ємом; 2. 1 і 2, 20 і 21 – Denison; 3 і 4, 22 і 23 – SAMHYDRAULICK (Brevini group); 5 і 6 – PARKER HYDRAULICS; 7 і 8, 11 і 12 – Гідросила; 9 і 10, 18 і 19 –

BONDIOLI & PAVESI; 13...15 – Rexroth Bosch Group. 16 і 17 – SAUER-DANFOSS; 3. Потужність визначена як добуток моменту на частоту обертання

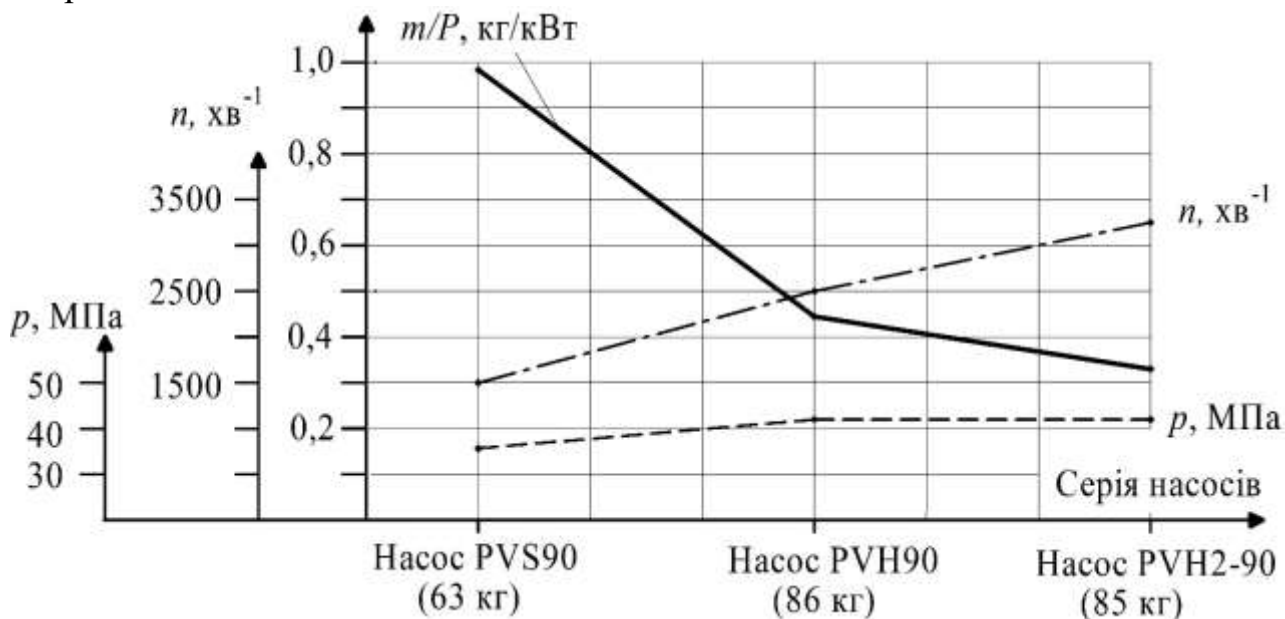


Рис. 3.27. Технічний рівень аксіальнопоршневих насосів «Гідросила» с робочим об'ємом 90 см<sup>3</sup> за параметром «маса до потужності» ( $m/P$ ) в історичному контексті їх розвитку

## 3.2. Типорозмірні ряди і характеристики шестеренних гідромашин

### 3.2.1. Загальна інформація о шестеренних насосах

Шестеренні насоси є одним з основних джерел гідравлічної енергії для ОГП цілого ряду машин. Шестеренними насосами комплектується переважна більшість гідростанцій, оснащених гідробаком, гідроапаратурою захисту від перевантажень, реверсування потоку РР і фільтрації.

Практично всі провідні світові виробники гідравлічних компонентів випускають шестеренні насоси: Parker Hydraulics (США), Rexroth Bosch Group і Sauer-Danfoss (ФРН, Данія), Bondioli і Pavesi (Італія). Широку номенклатуру шестеренних насосів в Україні пропонує компанія Моторімпекс (м. Харків), зокрема фірм Atos, Caproni, Diplomatic, Metaris, Settima, Warynski Hydraulika і ін. [2; 52].

В Україні основним виробником шестеренних насосів із зовнішнім зачепленням є ВАТ Гідросила (м. Кропивницький), включаючи моделі від 1 см<sup>3</sup> до 400 см<sup>3</sup> і секційні двопотокові та

трипотоків насоси [85...87]. Номінальний тиск насосів 16; 20; 25 МПа, а максимальний (піковий) до 32,5 МПа відповідає сьгоднішньому світовому рівню. Слід зазначити унікальність насосів з робочим об'ємом 250 см<sup>3</sup> і 400 см<sup>3</sup> навіть на світовому ринку. Значно спрощують ОГП моделі насосів з вбудованими клапанами обмеження витрати і тиску.

Одним з найстаріших підприємств в Україні з випуску гідрообладнання є Вінницький завод тракторних агрегатів (ВЗТА), який виробляє шестеренні насоси із зовнішнім зчепленням з робочим об'ємом від 6 до 100 см<sup>3</sup>. З метою підвищення споживчих властивостей насосів при застосуванні в ОГП мобільних машин завод засвоїв виробництво насосів НШ12К і НШ14(32)КД з вбудованими гідроапаратами, що забезпечують сталість вихідної подачі незалежно від частоти обертання валу насоса і захист від перевантажень. Для систем змащення виробляються насоси низького тиску (до 1,8 МПа) – однопотоківі з робочим об'ємом 100 см<sup>3</sup> (НШ100М і НС100А-Л) і двопотоківі НШ100-100А-Л з робочим об'ємом кожної секції в 100 см<sup>3</sup>.

ВАТ «Каменський машинобудівний завод» (Черкаська обл.) виробляє шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням типу Г11 і насосних установок (насосів з приводними електродвигунами) типу БГ11 для стаціонарних і допоміжних ОГП. Робочий об'єм насосів від 5 до 100 см<sup>3</sup> (10 моделей), подача від 5 до 133 л/хв, тиск нагнітання 2,5 МПа, потужність від 0,14 до 7,1 кВт. Передумовою для освоєння шестеренних насосів виявився високий технологічний рівень виробництва шестерень та інших прецизійних деталей на заводі, основною спеціалізацією якого, починаючи з 1967 р., було виготовлення за ліцензією фірми «BARMAG» (ФРН) шестеренних насосів для виробництв ниток і волокон з полімерів.

Сучасний технічний рівень шестеренних гідромашин провідних виробників характеризується мінімальними робочими об'ємами 0,2...1 см<sup>3</sup>, тиском до 30...40 МПа, застосуванням в якості РР негорючих водомістких і синтетичних, багатопотоковими комбінаціями насосів (до 6 секцій).

Насоси широко агрегатуються гідропристроями, що підвищують функціональні можливості ОГП, які спрощують монтаж, знижують масу і вартість останнього: запобіжним клапаном і електромагнітним розвантаженням гідросистеми; клапаном

пріоритету з розподілом витрат і функцією «чутливості до навантаження  $LS$ », гідророзподільником для зарядки гідропневмоакумулятора, комбінованим пріоритетним клапаном для гальмівної системи і рульового управління.

Шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням фірми Eckerle відрізняються рекордними показниками за тиском (до 40 МПа) і мінімального рівня шуму (55 дБА). Робочий об'єм насосів від 5,4 до 50,3 см<sup>3</sup>, максимальна частота обертання 1800...4200 хв<sup>-1</sup>, маса від 2,9 до 17,5 кг, ККД досягає 83...88%.

На рис. 3.28 наведено шестеренну гідромашину [18] з зовнішнім зачепленням, до складу якої входять корпус 1, передня кришка 2, приводний вал 3, радіальні опори ковзання 4 і 5 ведучої 7 і веденої 8 шестерень, задня кришка 6, ущільнення торців 9, ущільнення вихідного валу 10. На рис. 3.29 наведені шестеренні з внутрішнім зачепленням і гвинтові гідромашини [18]. Робочий об'єм шестеренної гідромашини із зовнішнім зачепленням визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \pi \cdot D_{\Pi} \cdot h \cdot b = 10^{-3} \pi \cdot m \cdot z \cdot h \cdot b = 10^{-3} 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b, \text{ см}^3, \quad (3.7)$$

де  $D_{\Pi} = m \cdot z$  – початковий діаметр шестірні, мм;

$m$  – модуль, мм;

$z$  – кількість зубів шестірні;

$h = 2,25m$  – висота зуба, мм;

$b$  – ширина шестірні, мм.

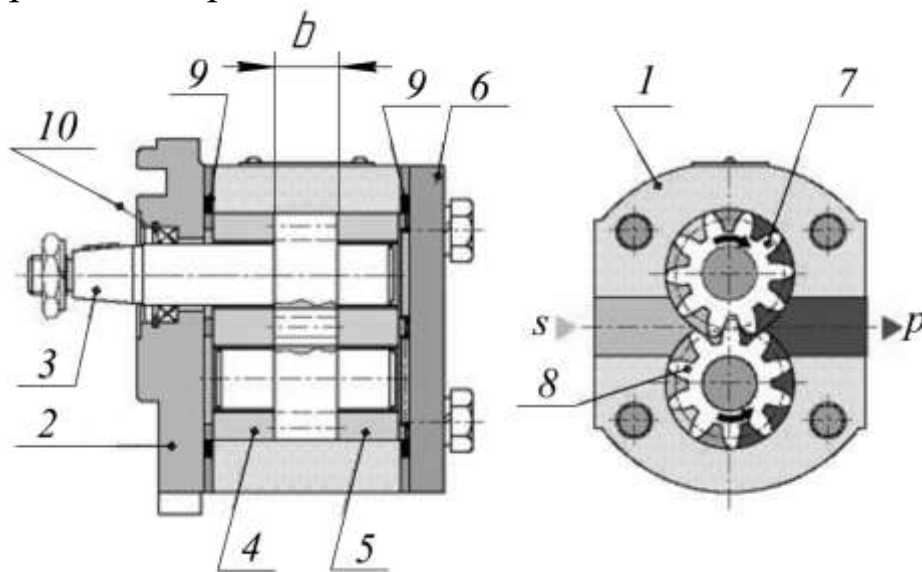


Рис. 3.28. Шестеренний насос із зовнішнім зачепленням [18]:

$s$  – всмоктування;  $p$  – нагнітання

Робочий об'єм шестеренної гідромашини з внутрішнім зачепленням (рис. 3.29,а) утворюється між кромками шестерень, стінками корпусу і роздільником (перегородкою або сегментом)

$$V_p = 10^{-3} \cdot \pi \cdot m \cdot z \cdot h \cdot b, \text{ см}^3, \quad (3.8)$$

де  $z$  – кількість зубів внутрішньої шестірні;

$h$  – висота зуба шестірні, мм.

Робочий об'єм шестеренної гідромашини героторного типу (рис. 3.29,б), де ротор (внутрішня шестірня) має на один зуб менше, ніж статор (зовнішня шестірня з внутрішніми зубами) і здійснює планетарний рух, визначають за формулою

$$V_p = 10^{-3} \cdot z \cdot (A_{\text{макс}} - A_{\text{мін}}) \cdot b, \text{ см}^3, \quad (3.9)$$

де  $A_{\text{макс}}$  і  $A_{\text{мін}}$  – максимальне і мінімальне значення площі міжзубової камери, відповідно, мм<sup>2</sup>;

$z$  – кількість зубів ротора (внутрішньої шестірні);

$b$  – ширина зубів шестерень, мм.

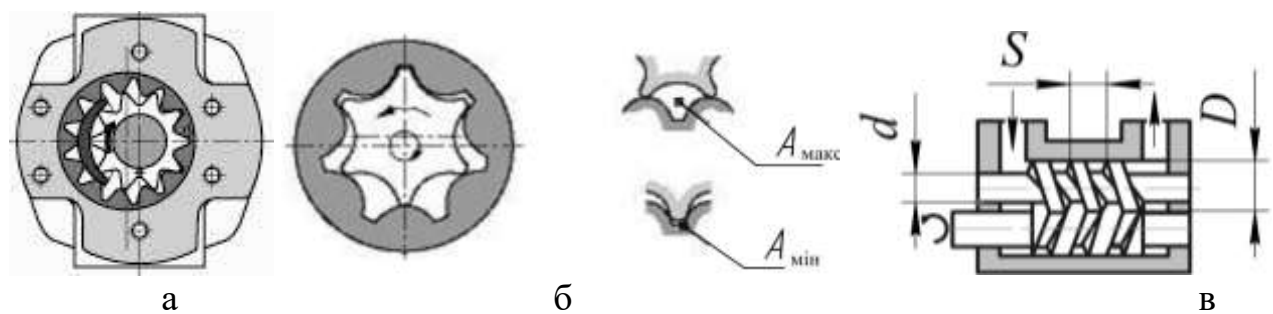


Рис. 3.29 – Шестеренні гідромашини з внутрішнім зачепленням [18]: а – з роздільником між зубами; б – героторний гідромотор; в – двогвинтовий насос

Робочий об'єм гвинтової гідромашини (рис. 3.29,в), що утворюється між гвинтами і корпусом, визначають за формулою [18]

$$V_p = 10^{-3} \left[ \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - D^2 \left( \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \right] \cdot s, \text{ см}^3, \quad (3.10)$$

де  $D$  і  $d$  – зовнішній діаметр гвинта і діаметр опор вала відповідно, мм;  
 $s$  – крок гвинта, мм,

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

На рис. 3.30 наведені характеристики зміни тиску від часу для шестеренних гідромашин «Гідросила»:

$p_{1\text{ном}}$  – номінальний тиск, що не має обмеження по продовжності функціонування в ОГП об'єкта (номінальний тиск обмежений тільки за загальним часом напрацювання і може застосовуватися до ресурсу насоса згідно його технічними умовам);

$p_{2\text{макс}}$  – максимальний тиск, тривалість дії якого обмежена для насосів 30 с і для гідромоторів 100 мс;

$p_{3\text{пик}}$  – піковий тиск, тривалість якого для насосів обмежена 120 мс (для гідромоторів «Гідросила» такий параметр не вказаний).

Таким чином, значення тиску, що перевищує номінальний, істотно обмежено за часом (тривалості дії), що вимагає від розробника ОГП ретельного контролю за його функціонуванням на етапі експериментального відпрацювання і внесення коректив в конструкцію. Зниження підвищених тисків реалізують шляхом збільшення часу перемикання гідророзподільника, установки «вторинних» запобіжних клапанів між гідророзподільником і гідроциліндром (гідромотором), збільшенням діаметра поршня гідроциліндра або робочого об'єму гідромотора.

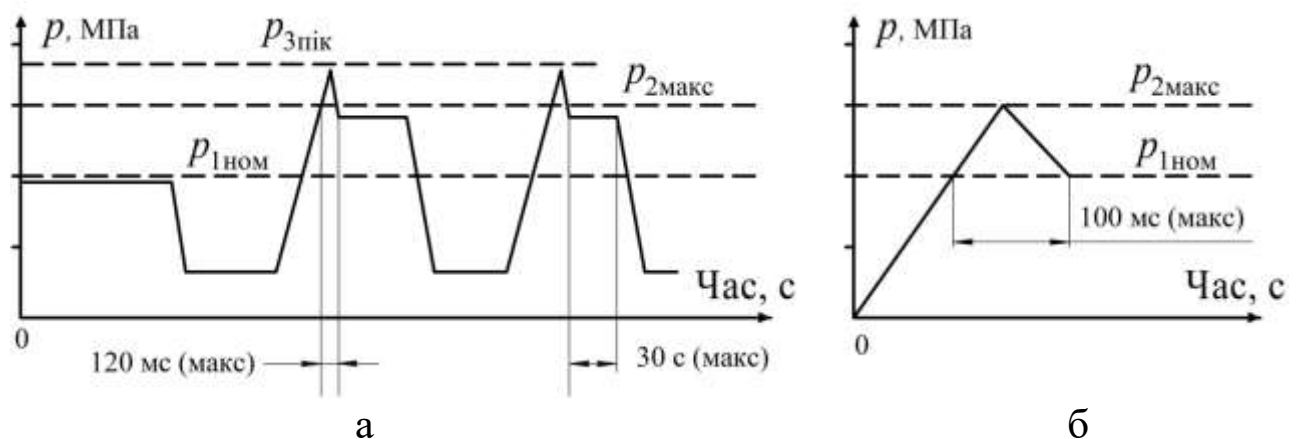


Рис. 3.30. Діаграма тисків для насосів (а) і гідромоторів (б), яка

### 3.2.2. Шестеренні насоси і гідромотори «Гідросила» серій Мастер, Антей, «К» та «Т»

В табл. 3.16 приведені технічні характеристики шестеренних гідромашин з зовнішнім зачепленням «Гідросила» і для порівняння шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням «Eckerle» (ФРН).

Шестеренні гідромашини «Гідросила» випускаються в 16 серіях і більше ніж в 150 типорозмірах за робочим об'ємом від 1 см<sup>3</sup> до 250 см<sup>3</sup>. Насоси серій Antey НШ...А3(4) і Master НШ...М3(4) мають номінальний тиск 16 або 20 МПа і широко використовуються багато років в мобільних машинах різного призначення, а в останні 30 років знайшли застосування також в стаціонарних приводах замість пластинчастих насосів, які в Україні не випускаються.

Серії насосів GPK і GPT, і гідромоторів GМК є результатом конструкторських розробок останніх років і мають підвищений до 25...29 МПа номінальний тиск, виконання з вмонтованими агрегатами, корпуси з чавуну та виконання з фланцями та вихідними валами за міжнародними стандартами. За максимальним і піковим тиском насоси наближаються до найкращих по цьому показнику зразків шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням, зокрема фірми «Eckerle» (ФРН). В табл. 3.17 приведена номенклатура та технічні характеристики шестеренних насосів «Гідросила» як результат систематизації каталогів ранніх випусків [2].

Насоси шестеренні серії «Master» (в кодї замовлення позначається буквою «М») виробляються для ОГП на номінальний тиск 16 МПа (група 3) і 20 МПа (група 4). Конструкція розроблена з урахуванням багаторічного досвіду фахівців заводу і світових компаній.

Корпусні деталі насоса виконані зі спеціального алюмінієвого сплаву. Насоси виконання «МЧ» виробляються для важко навантажених ОГП з номінальним тиском до 20 МПа. Корпус насоса виконаний з високоміцного чавуну, що забезпечує високу надійність і довговічність насоса. Типорозмірний ряд насосів складається з робочих об'ємів від 6 см<sup>3</sup> до 100 см<sup>3</sup>.

На базі шестеренного насоса «Master» з робочим об'ємом 32 см<sup>3</sup> випускається насос НШ32МП-0 з вмонтованими регулятором витрати і запобіжним клапаном для використання в ОГП рульових систем автомобілів, тракторів, будівельно-дорожніх та сільгоспмашин. При номінальній частоті обертання 1500 хв<sup>-1</sup> витрата (подача) насоса підтримується в діапазоні 13,5...33 л/хв при тиску 8 МПа. Запобіжний клапан настроюється на тиск 9...11 МПа. Максимальна частота обертання насоса в 2500 хв<sup>-1</sup> дає можливість його застосовувати в ОГП мобільних машин.

Таблиця 3.16

Номенклатура і технічні характеристики шестеренних насосів і гідромоторів «Гідросила» та насосів із внутрішнім зачепленням фірми «Eckerle» (ФРН)

Серія шестеренних гідромашин	$V_p, \text{см}^3 / \text{кільк. } V_p$	Тиск $p, \text{МПа}$			$n_{\text{макс}}, \text{хв}^{-1}$	Маса, кг
		$p_{1\text{ном}}$	$p_{2\text{макс}}$	$p_{3\text{пік}}$		
НШ...А3	32-100/4	16	21	25	2400-3000	6,4-16,5
НШ250-А3	250	20	25	28	1920	–
ГМШ...3	32; 50	16	21	–	5000	–
НШ...М3	6-100/8	16	21	25	2400-4200	–
НШ...М4	20-50/5	20	25	28	3000-3600	4-4,5
НШ...М-3 plus	6-14/4	16	21	25	3600-4200	1,4-1,7
GP1K	1-10/13	14-25	16-27	18-30	3200-3400	0,8-1,3
GP2K	4,5-28/16	15-25	17-28	19-30	2500-4000	2,1-3,4
GP2,5K	16-45/13	17-25	19-28	21-30	2500-3000	4,8=6,2
GP3K	20-90/14	15-25	17-27	18-30	2200-3000	7-10
GP4K	63-200/14	14-22	16-24	18-26	2400-3000	10-28
GM2K	6,3-24,8/13	17-25	19-28	–	2900-3400	2,4-3,6
GM3K	20-71/12	17-25	19-27	–	2500-3000	6,9...8,8
GP2,5T	16-45/14	17-25	19-28	21-30	2500-3000	10-11
GP3T	34-100/6	18-28	20-30	22-31	1800-2800	12,9-16,3
GP4T	63-150/7	18-29	21-32	22-33	2500-2700	23,5-27,3
EIPN2	5,4...25/9	33	35	40	3600-4200	4,9...6,5
EIPN3	20...50 /5	33	35	–	1800-3000	13,4...18
EIPS2	5,4...25 /9	32	35	–	1800-3000	4,9...6,5

*Примітки:* НШ...А – насоси серії Antey; НШ...М – насоси серії Master; ГМШ і GM...К – гідромотори; EIPN – насоси фірми «Eckerle» (ФРН);  $V_p$  – робочий об'єм (діапазон значень в серії); кільк.  $V_p$  – кількість типорозмірів;

$P_{1\text{ном}}$ ,  $P_{2\text{макс}}$  і  $P_{3\text{пік}}$  – тиск (номінальний, максимальний і піковий);  $n_{\text{макс}}$  – максимальна частота обертання

Таблиця 3.17

Номенклатура і технічні характеристики шестеренних насосів ВАТ «Гідросила» за каталогами ранніх випусків [2]

Група / виконання	$V_p$ , см <sup>3</sup> / кільк. $V_p$	Варіант конструкції	Тиск, МПа	$n_{\text{макс}}$ , хв <sup>-1</sup>	Маса, кг
2 / 3	(4...16) /8	НШ...Г - 3	16/21/25	4200...3000	2,5...3,2
2 / 4	(6...16) /8	НШ...Д - 4	20/25/28	4000...3000	2,5...3,2
2 / 4	20 /1	НШ20Д - 4	16/20/25	3000	3,45
2,5 / 4	(16...40) /8	НШ...Д - 4	20/25/28	3600...3000	-
3 / 4	(20...50) /5	НШ...М - 4	20/25/28	3600...3000	4...4,5
3 / 4	63 /1	НШ63М - 3	16/21/25	3000	4,5
3 / 3	(32; 50) /2	НШ...А - 3	16/21/25	3000	6,4; 7,1
3 / 2	32 /1	НШ32У - 2	14/17,5	3000	5,1
3 / 3	32 /1	НШ32У - 3	16/21	3000	5,1
3 / 3	50 /1	НШ50УФ - 3	16/21	3000	5,5
4 / 3	(71; 100) /2	НШ...А - 3	16/21/25	2400	16,5; 16,5
4 / 4	(63...125) /7	НШ...Г - 3	20/25/28	2400	-
4 / 3	(140...180) /3	НШ...Г - 3	16/21/23	1920	-
5 / 4	160 /1	НШ160А - 4	20/20/28	1920	-
6 / 3	(250; 400) /2	НШ...А - 3	16/16/25	1920	43,6
6 / 4	(6...16) /8	НШ...D - 4	20/25	1920	2,5...3,2
6 / 3	19 /1	НШ19D6-3	16/21	1920	3,45

*Примітки:* 1. Значення тиску номінальне, максимальне короткочасне і максимальне пікове, відповідно; 2.  $n_{\text{макс}}$  – частота обертання максимальна; 3. Насоси з індексом «D» мають установлювальні розміри за стандартом DIN

Секційне виконання насосів Master проводиться в номенклатурі двопотокових і трипотокових виконань. Двопотокові насоси мають два види комбінацій з базовими передніми типорозмірами НШ32М-3 і НШ50М-3, а в якості другого насоса можлива установка насоса з робочим об'ємом 6 см<sup>3</sup>, 10 см<sup>3</sup>, 14 см<sup>3</sup> або 16 см<sup>3</sup>. Передні базові насоси можуть поєднуватися з вибірково з задніми насосами в цьому ж діапазоні робочих об'ємів. Трисекційне виконання насосів має два типи комбінацій по робочому об'єму: 63 см<sup>3</sup> x 63 см<sup>3</sup> x 32 см<sup>3</sup> і 71 см<sup>3</sup> x 71 см<sup>3</sup> x 50 см<sup>3</sup>.

Насоси шестеренні серії «Antey» (модернізована версія насосів НШ конструктивного виконання «А») добре зарекомендували себе в роботі в ОГП машин, експлуатованих на будівництві, землерийних роботах, в тому числі у важких кліматичних умовах і в умовах великої запиленості. Зведення до мінімуму гідравлічних навантажень на корпусні деталі, забезпечення комфортних умов роботи підшипників ковзання, а також розміщенням їх у монолітному блоці, дає можливість насосам витримувати великі гідравлічні навантаження і мати високі експлуатаційні показники. Типорозмірний ряд насосів складається з робочих об'ємів від 32 см<sup>3</sup> до 250 см<sup>3</sup> (у каталогах ранніх випусків був насос з робочим об'ємом 400 см<sup>3</sup>). Двосекційне виконання насосів Antey має два типи комбінацій по робочому об'єму: 71 см<sup>3</sup> x 50 см<sup>3</sup> і 100 см<sup>3</sup> x 50 см<sup>3</sup>.

Насоси шестеренні серії «К» широко застосовуються в ОГП мобільних машин і відповідають світовим стандартам. На всіх етапах проектування і виробництва продукції «Гідросила» використовує передові світові тенденції постійного підвищення технічних характеристик, застосування тільки якісних матеріалів і комплектуючих виробів світових виробників. Система управління якістю на підприємстві сертифікована на відповідність міжнародному стандарту ISO 9001:2008. Насоси мають високі значення коефіцієнта подачі (не менше 0,94) і гідромеханічного ККД (не менше 0,88), низький рівень шуму і надійно працюють в ОГП мобільних машин. Габаритно-приєднувальні розміри насосів серії «К» відповідають міжнародним стандартам SAE, DIN і EUROPEAN. Насоси виробляються в типорозмірних групах GP1K, GP2K, GP2,5K, GP3K і GP4K з робочими об'ємами від 1 см<sup>3</sup> до 200 см<sup>3</sup>. Максимальний тривалий (номінальний) тиск до 25 МПа. Монтажні фланці і задні кришки виготовлені з алюмінієвого сплаву або чавуну. Э виконання насосів з регуляторами витрати, запобіжними і пріоритетним клапанами в задній кришці. Э виконання насосів з підшипниковим вузлом для компенсації радіальних і осьових навантажень. Насоси виготовляються з наскрізним корпусом з високоміцного алюмінієвого прокату. Завдяки використанню суцільнолитих втулок з високоміцного алюмінієвого антифрикційного сплаву і металофторопластових підшипників насоси серії «К» мають високі експлуатаційні характеристики та характеристики міцності. Ущільнення втулок манжетами зі

спеціальним зносостійким захисним елементом дозволяє знизити внутрішні витоки РР і домогтися високого коефіцієнта подачі.

На рис. 3.31 наведені окремі деталі насоса серії GPK.

Тиск на вході насоса максимальний 0,05...0,25 МПа. Екстремальні значення коефіцієнта кінематичної в'язкості РР в діапазоні 15...1000 мм<sup>2</sup>/с (сСт), рекомендований діапазон 17...65 мм<sup>2</sup>/с (сСт). Температура РР при експлуатації: «мінус» 20 °С...170 °С при ущільненнях з матеріалу NBR, «мінус» 20 °С...170 °С при ущільненнях з матеріалу FPM (VITON). Як РР рекомендуються гідравлічні оливи.

При експлуатації на тисках до 20 МПа клас чистоти РР повинен бути не грубіше 19/16 згідно ISO 4406 або 9 згідно NAS 1638, при тиску понад 20 МПа – 18/15, що відповідно ISO 4406 або 10 згідно NAS 1638, що вимагає установки фільтроелементів 25 мкм і 15 мкм, відповідно.

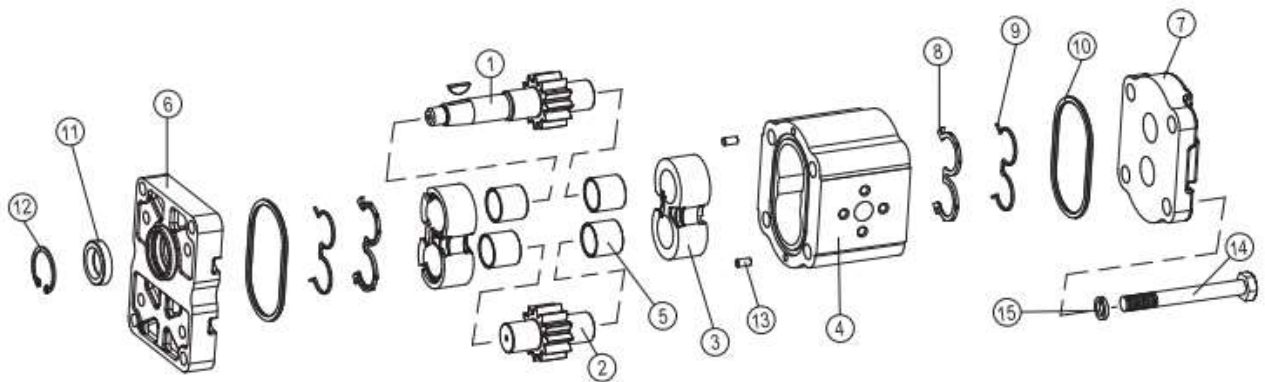


Рис. 3.31. Деталі шестеренного насоса серії GPK: 1 – шестерня ведуча; 2 – шестерня ведена; 3 – корпус підшипника; 4 – корпус; 5 – металофторопластовий підшипник; 6 – монтажний фланець; 7 – кришка задня; 8 – манжета торцевого ущільнення; 9 – пластина захисна; 10 – кільце ущільнювача; 11 – манжета ущільнення валу; 12 – кільце стопорне; 13 – штифт; 14 – болт; 15 – шайба

Насоси серії К (рис. 3.32) виробляються у наступних основних виконаннях:

а – базове правого або лівого обертання;

б – із запобіжним клапаном КП, лінія зливу з якого спрямована на всмоктування насоса Н (модель VR);

в – із запобіжним клапаном КП, лінія зливу з якого спрямована в бак Б (модель VR1);

г – з регулятором витрати РВ і запобіжним клапаном КП (модель VQR).

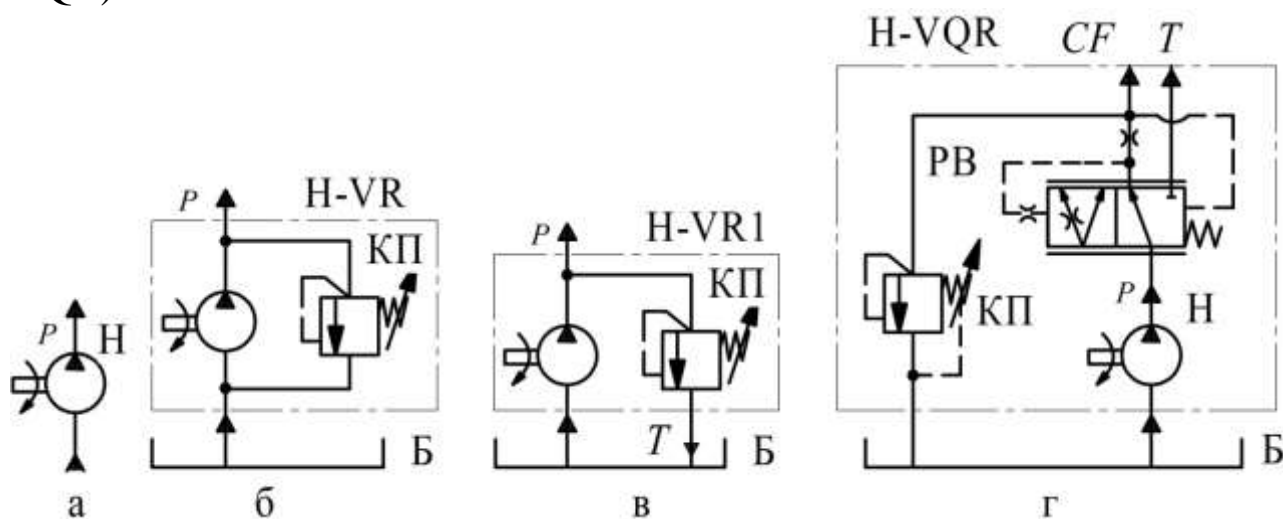


Рис. 3.32. Шестеренні насоси серії К (основні виконання)

Насоси серії К в комбінації з пріоритетним клапаном і запобіжним клапаном для забезпечення функціонування декількох гідродвигунів і енергозбереження представлені на рис. 3.33, причому лінія *CF* є пріоритетною (наприклад, для ОГП рульового управління колісного трактора), а лінія *EF* служить для забезпечення гідравлічною потужністю інших споживачів (наприклад, технологічного обладнання трактора).

Таким чином, є виконання:

- а – базове виконання з пріоритетним клапаном ПК (модель VP);
- б – з пріоритетним клапаном ПК і запобіжним клапаном КП на лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана повідомлена з лінією всмоктування насоса Н (модель VPR);
- в – з пріоритетним клапаном ПК і запобіжним клапаном КП на лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана повідомлена з баком Б (модель VPRT);
- г – з пріоритетним клапаном ПК і запобіжним клапаном КП на лінії непріоритетного потоку *EF*, а лінія зливу *T* з клапана повідомлена з баком Б (модель VPRET);
- д – з пріоритетним клапаном ПК, управління якого здійснюється від лінії *LS*, розміщеної за дроселем ДР регулювання витрати в ОГП (модель VPLS, динамічне *LS* управління);
- є – з пріоритетним клапаном ПК, управління якого здійснюється від лінії *LS* через окремий дросель ДР (модель VPLD, статичне *LS* управління);

ж – з пріоритетним клапаном ПК, управління якого здійснюється від лінії *LS* через окремий дросель *ДР* і запобіжним клапаном *КП* на пріоритетному потоці (модель *VPLRS*);

з – з пріоритетним клапаном згідно зі схемою «д» і запобіжним клапаном *ПК* в лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана *КП* повідомлена з всмоктуванням насоса *H* (модель *VPLRD*);

і – з пріоритетним клапаном згідно зі схемою «є» і запобіжним клапаном *КП* в лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана *КП* повідомлена с баком *Б* (модель *VPLRST*);

к – з пріоритетним клапаном згідно зі схемою «з» і запобіжним клапаном *КП* в лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана *КП* повідомлена с баком *Б* (модель *VPLRDT*).

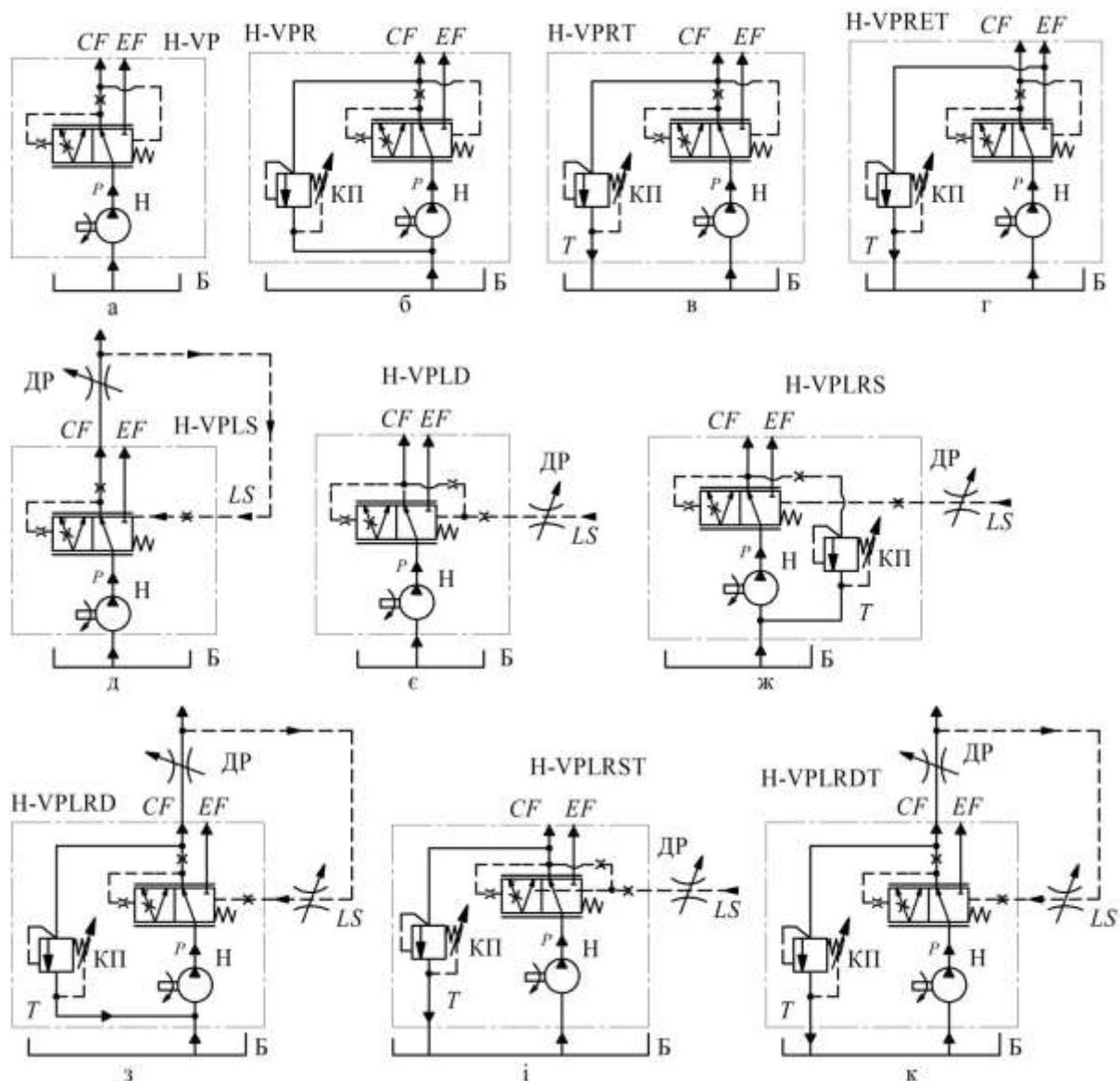


Рис. 3.33. Гідравлічні принципові схеми насосів серії К з пріоритетним та запобіжним клапанами

На рис. 3.34 представлені гідравлічні принципові схеми шестеренних тандем-насосів (секційних або двопотокових) Н1 і Н2, які розрізняються загальною лінією всмоктування (а), двома окремими лініями всмоктування при роботі від загального гідробака (б) і окремими лініями всмоктування для індивідуальних баків (в).

Секційні насоси (комбінації або тандеми) серії «К» випускаються в різних поєднаннях груп насосів: 1+1; 2+2; 2,5+1; 2,5+2; 2,5+2,5; 3+2; 3+3 і 4+2,5.

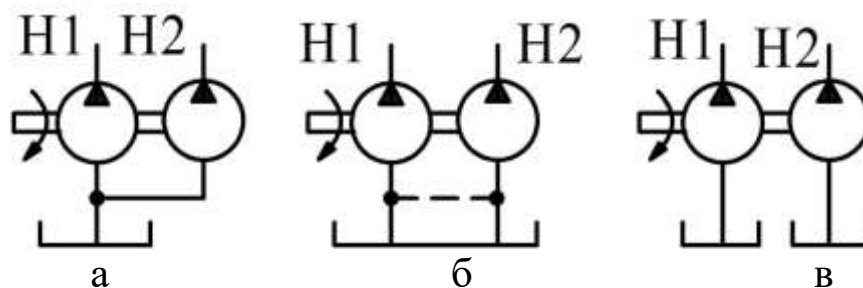


Рис. 3.34. Шестеренні тандем-насоси «Гідросила»

Гідромотори серії «К» мають робочі об'єми від 6,3 до 71 см<sup>3</sup> (типорозмірні групи 2 і 3) з реверсивним та нереверсивним обертанням вихідного валу. Номінальний тиск досягає 17...25 МПа, максимальний тиск 19...28 МПа, максимальна частота обертання до 2400..3400 хв<sup>-1</sup>. Гідромеханічний ККД гідромоторів складає 0,85, а об'ємний 0,94.

Гідромотори широко застосовуються в ОГП обертання вентиляторів, косарок, пневматичних сіялок та ін.

Шестеренні гідромотори серії К (рис. 3.35) мають наступні гідравлічні схеми застосування: а – нереверсивне виконання у напрямку обертання вихідного валу; б – реверсивне виконання; гідромотори з вбудованими запобіжним КП клапаном і зливом РР в лінію Т всмоктування насоса (в – модель VR) і безпосередньо в гідробак по лінії Т1 (г – модель VR1); із запобіжним клапаном КП з пропорційним електричним управлінням і зворотним клапаном КО (д – модель VE). Застосування зворотного клапана КО дозволяє в ряді випадків уникнути кавітації, коли гідромотор обертається по інерції при відключеному підводі РР. При цьому РР всмоктується через зворотний клапана КО з лінії зливу Т в лінію нагнітання р.

Шестеренні насоси та гідромотори серії «К» мають конструктивне виконання з посиленням підшипником вихідного валу,

що дозволяє навантажувати останній радіальним навантаженням при передачі крутного моменту. Залежно від значень радіального навантаження, точки його застосування і частоти обертання валу гідромашини, довговічність підшипникового вузла може варіюватися від 300 годин до 10000 годин.

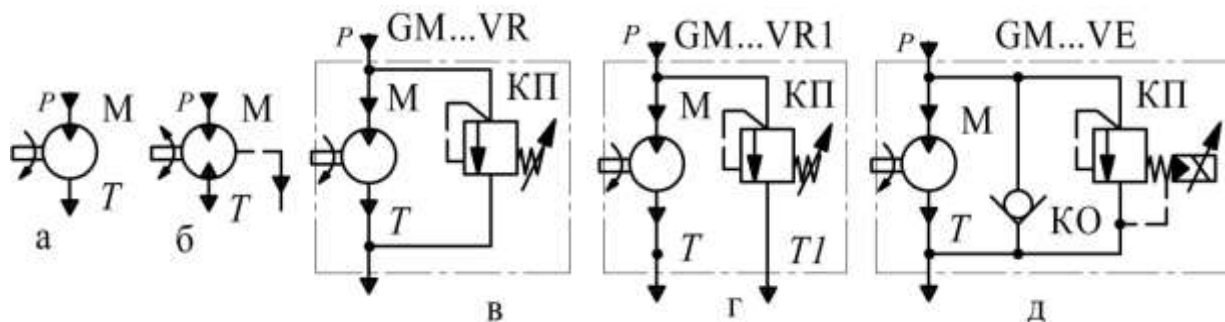


Рис. 3.35. Шестеренні гідромотори серії К «Гідросила»

Насоси шестеренні типорозмірної групи 2,5 виготовляються з наскрізним корпусом з високоміцного алюмінієвого прокату (рис. 3.36). Монтажний фланець і кришка задня виконані з сірого чавуну. Суцільнолиті втулки виготовляються методом лиття під тиском з високоміцного алюмінієвого антифрикційного сплаву. Втулки ущільнюються манжетами з захисним елементом, що забезпечують надійний підтиск до торців шестерень і знижує внутрішні витoki РР і дозволяє домогтися високих робочих характеристик насоса. Відмінною особливістю цих насосів є наявність в монтажному фланці роликів радіально-наполегливих підшипників, які сприймають осьові і радіальні навантаження і допускають установку на провідний вал шківів або приводних шестерень, в т.ч. косозубих.

Корпусні деталі шестеренних насосів типорозмірних груп 3 і 4 (рис. 3.37) виконані з високоміцного чавуну ВЧ450, до торців провідної і відомої шестерень примикають латунні компенсатори, на тильній торцевій поверхні яких виконані компенсаційні камери, ущільнені манжетами з захисними пластинами, цапфи шестерень спираються на металофторопластові підшипники ковзання, встановлені в розточеннях корпусних деталей. Відмінною особливістю цих насосів є наявність в монтажному фланці роликів радіально-наполегливих підшипників, які сприймають осьові і радіальні навантаження і допускають установку на провідний вал шківів або приводних шестерень, в т.ч. косозубих.

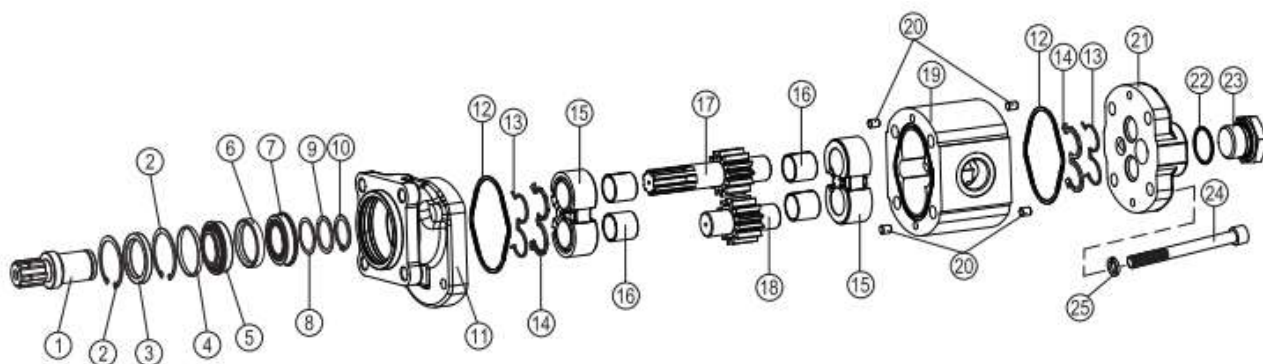


Рис. 3.36. Шестеренний насос групи 2,5 «Гідросила»: 1 – вал; 2 і 10 кільця стопорні; 3 – манжета ущільнення валу; 4 – кільце; 5 і 7 – підшипники кочення; 6, 8 і 25 – шайби; 9 – шайба наполеглива; 11 – монтажний фланець; 12 і 22 – кільця ущільнювальні; 13 – пластина захисна; 14 – манжета торцевого ущільнення; 15 – корпус підшипника; 16 – підшипник ковзання; 17 – шестерня ведуча; 18 – шестерня ведена; 19 – корпус; 20 – штифт; 21 – кришка задня; 23 – заглушка; 24 – болт

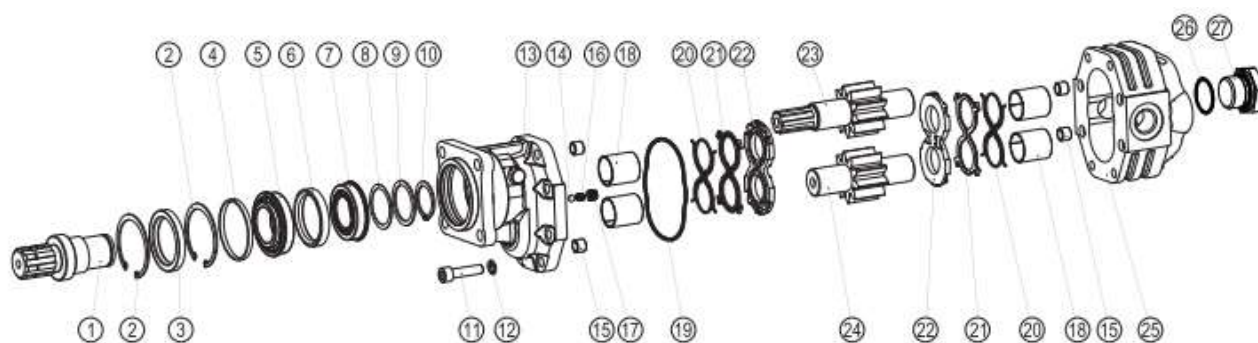


Рис. 3.37. Шестеренний насос груп 3 і 4 «Гідросила»: 1 – вал; 2 і 10 – кільця стопорні; 3 – манжета ущільнювальна валу; 4 – кільце; 5 і 7 – підшипники кочення; 8 і 12 – шайби; 9 – шайба наполеглива; 11 і 17 – гвинти; 13 – монтажний фланець; 14 – шарик; 15 – штифт; 16 – пружина; 18 – підшипник ковзання; 19 і 26 – кільця ущільнювальні; 20 – пластина захисна; 21 – манжета торцевого ущільнення; 22 – компенсатор; 23 – шестерня ведуча; 24 – шестерня ведена; 25 – корпус; 27 – заглушка

Секційні виконання насосів передбачають поєднання переднього і заднього насосів груп 3 (3 + 3) і переднього групи 4 з заднім групи 3 (4 + 3).

Рекомендовані умови експлуатації шестеренних гідромашин «Гідросила». Тиск на вході насоса максимальний 0,05 ... 0,25 МПа. Екстремальні значення коефіцієнта кінематичної в'язкості  $\rho\rho$  15... 1000  $\text{мм}^2/\text{с}$  (сСт), рекомендований діапазон 17...65  $\text{мм}^2/\text{с}$  (сСт).

Температура РР при експлуатації: «мінус» 40 °С...+100 °С при ущільненнях з матеріалу NBR, «мінус» 20 °С...+170 °С при ущільненнях з матеріалу FPM (VITON). Як РР рекомендуються гідравлічні оливи за стандартом DIN51525;

При експлуатації на тисках до 20 МПа клас чистоти РР повинен бути не грубіше 19/16 згідно ISO 4406 або 9 згідно NAS 1638, при тиску понад 20 МПа – 18/15 відповідно до ISO 4406 або 10 згідно NAS 1638, що вимагає установки фільтроелементів 25 мкм і 15 мкм, відповідно.

Перед установкою насоса (гідромотора) слід звернути увагу на стан гідросистеми (її компонентів), так як передчасний вихід гідромашин з ладу може бути обумовлений порушенням правил експлуатації і станом гідросистеми в цілому. При монтажі повинні бути забезпечені такі умови:

1. Правильність напрямку обертання гідромашини з боку ведучого вала: праве – за годинниковою стрілкою, ліве – проти годинникової стрілки;

2. Насос (гідромотор) встановлюється в посадочне місце і рівномірно затягуються кріпильні болти (гайки), уникаючи при цьому перекосів, що створює радіальне і осьове навантаження на вал насоса. Кріпильні болти (гайки) обов'язково повинні бути законтриті шайбами;

3. При установці кутових муфт і штуцерів необхідно стежити, щоб бруд не потрапив в трубопроводи, а також контролювати наявність і цілісність кілець ущільнювачів, змастивши їх при монтажі змазкою. Усмоктувальна і напірна гідролінії приєднуються до насоса (гідромотора) за допомогою фланців з ущільнювальними елементами;

4. Перевірити якість РР. Забороняється експлуатувати насос (гідромотор) при наявності в оліві води і механічних домішок вище норми. При необхідності слід замінити оливу, попередньо промивши гідросистему. При зміні оливи повинна проводитися обов'язкова заміна фільтроелемента і очищений сапун гідробака;

5. Після установки гідромашини рекомендується провести її додаткову обкатку, працюючи спочатку з частковими (мінімальними навантаженнями). У процесі обкатки слід перевірити працездатність всіх вузлів гідросистеми, а також усунути течі оливи та підсмоктування повітря в з'єднаннях.

6. Всмоктувальна гідролінія повинна бути по можливості мінімальної довжини з мінімальною кількістю вигинів, звужень і кутових з'єднань. Швидкість течії РР не більше 1,5 м/с.

7. Напорна гідролінія повинна забезпечувати швидкість течії рідини не більше 5 м/с.

8. Установка кранів, фільтрів та клапанів на всмоктуючу лінію не допускається. Для грубої очистки РР на всмоктуючій гідролінії рекомендується встановлювати сітку, що фільтрує частинки в 2 мм;

9. Для зниження впливу на насос вібрації, пульсації тиску і резонансних явищ на ділянці напірної гідролінії рекомендується встановлювати компенсуючу ланку;

10. Слід застосовувати РР на основі мінеральних олив з хорошими показниками по зносу, піноутворенню, антиоксидантам, антикорозійності і змащуванню. РР повинні відповідати стандартам DIN51525;

11. Температура РР повинна бути в межах «мінус» 10°C...+ 80°C. При температурі нижче встановленої норми слід попередньо прогріти РР при роботі насоса і гідромотора без навантаження.

### 3.2.3. Насоси закордонного виробництва

Розглянемо характеристики шестеренних насосів зарубіжних фірм [2; 78; 79; 81; 88; 89; 84].

Шестеренні насоси фірми *CASAPPA* (Італія) серії *PL* в алюмінієвому корпусі призначені для роботи на максимальному тиску до 26 МПа, піковому до 30 МПа і частоті до 4000 хв<sup>-1</sup>. У складі серії 36 моделей з робочим об'ємом від 1 до 91 см<sup>3</sup> насоси можуть комплектуватися антикавітаційними, запобіжними і пріоритетними клапанами, у тому числі з системою енергозбереження *LS*, електрогідравлічними гідророзподільниками для розвантаження від тиску при пуску, клапанами запобіжними і реверсивними гідророзподільниками з пропорційним електромагнітним управлінням.

Шестеренні насоси в алюмінієвому корпусі серії *Wisper* (*WSP...*) відрізняються зниженим рівнем пульсацій і шуму – до 75 дБа. Робочий об'єм насосів – від 1,1 до 97 см<sup>3</sup> (36 моделей), максимальний тиск 26 МПа, піковий 30 МПа, максимальна частота обертання до 4000 хв<sup>-1</sup>. Насоси можуть комплектуватися

додатковими гідропрістроями за аналогією з серією *LP*. Серія насосів *Polaris PH* з чавунним корпусом відрізняється підвищеною міцністю і зниженим рівнем шуму. У серію входять 7 моделей насосів з робочим об'ємом від 19 до 33 см<sup>3</sup> на максимальний тиск до 25 МПа і піковий до 30 МПа. Максимальна частота обертання до 3500 хв<sup>-1</sup>. Насоси мають високий рівень агрегатування додатковими гідропрістроями за аналогією з серіями *PL* і *WSP*.

Шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням серії *KAPPA* мають чавунний корпус (рис. 3.38), робочий об'єм 17 моделей – від 5 до 74 см<sup>3</sup>, номінальний тиск 29 МПа (без обмеження за часом), максимальний 30 МПа тривалістю до 20 с і піковий 33 МПа тривалістю до 8 с. Максимальна частота обертання досягає 4000 хв<sup>-1</sup>, мінімальна 300...350 хв<sup>-1</sup>. Насоси можуть комплектуватися пріоритетними клапанами, у тому числі для системи енергозбереження *LS*. Чавунний корпус насоса забезпечує жорсткість конструкції і більш високу надійність в порівнянні з алюмінієвим. Насос складається з монтажного переднього фланця 1, ведучої та веденої шестерень 2, корпуса 3, ущільнень 4 і 5 шестерень, і ущільнення 6 вихідного валу.

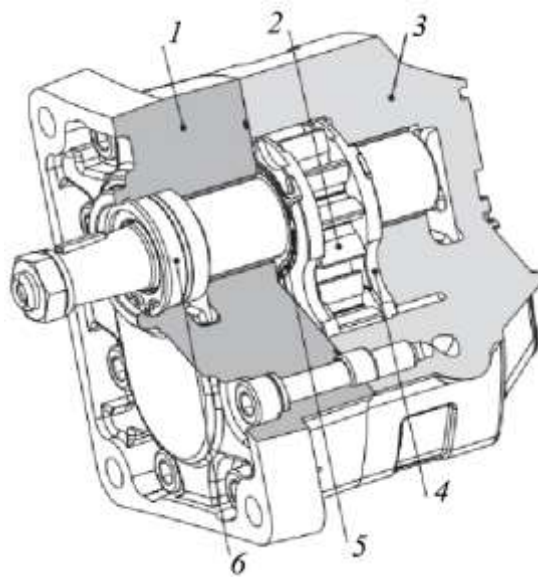


Рис. 3.38. Шестеренний насос *CASAPPA* серії *KAPPA*

ККД насосів *KAPPA CASAPPA* досягає 0,88 при коефіцієнті витрати 0,98 і гідромеханічному ККД, що дорівнює 0,9, причому за коефіцієнтом витрати насоси знаходяться на рівні

аксіальнопоршневих, істотно поступаючись гідромеханічному (0,95...0,97).

Фірмою *CASAPPA* випускаються також дві серії насосів: *KP20* з робочим об'ємом  $5,33 \text{ см}^3$  і *KP30* з робочим об'ємом  $26,74 \text{ см}^3$  у кількості типорозміров 9 і 8, відповідно. На базі цих серій випускаються двопотокові (*double*) і трипотокові (*triple*) насоси з різними поєднаннями робочих об'ємів.

Монтажні приєднання насосів виконані за стандартами *SAE* і *ISO*, приєднувальні отвори нагнітання і всмоктування РР можуть мати різьби або фланці; абсолютний тиск на всмоктуванні  $0,07...0,3$  МПа, рекомендована в'язкість РР  $12...100$  сСт, температура РР при експлуатації від «мінус»  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $+80 \text{ }^\circ\text{C}$  і до  $110 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $125 \text{ }^\circ\text{C}$  при використанні ущільнень з матеріалу *Viton* – фторированого каучуку. Тонкість фільтрації РР має бути не більше  $25 \text{ мкм}$  при тиску до  $14$  МПа і  $10 \text{ мкм}$  при тиску більше  $14$  МПа. Основною РР для насосів є мінеральні олії, допускається експлуатація на негорючих РР у тому числі, водовмісних, проте з обмеженнями за тиском  $5...15$  МПа і частотою обертання в  $1500 \text{ хв}^{-1}$ . На рис. 3.39 наведено залежності зміни максимального тиску, частоти обертання і температури РР від вживаного в експлуатації сорту.

Сорта РР на рисунку:

- мінеральні оливи (на нафтовій основі) за стандартами *ISO/DIN*;
- безводні синтетичні РР – *HFD*;
- емульсії води (до 40 %) в мінеральній оливі – *HFB*;
- водні розчини полімерів (звичайно менше 80 % води) – *HFC*;
- емульсії оливи (5...15%) у воді – *HFA*.

Для кожного сорту РР вказані відповідні матеріали ущільнень або їх комбінації з металевими деталями насосів: *N* або *Buna N* (*Nitrile Butadiene Rubber*) – каучук бутадієн-нітрилу, який є стандартним матеріалом для гумових кілець ущільнювачів круглого перерізу і який за своїми характеристиками відповідає групам гуми 1; 2; 3 за ГОСТ 18829; *V* або *Viton* – фторований каучук; *N* і *Bz* – з гуми нітрилу і дисків ущільнювачів з бронзи; *V* і *Bz* (з *Viton* і дисків ущільнювачів з бронзи).

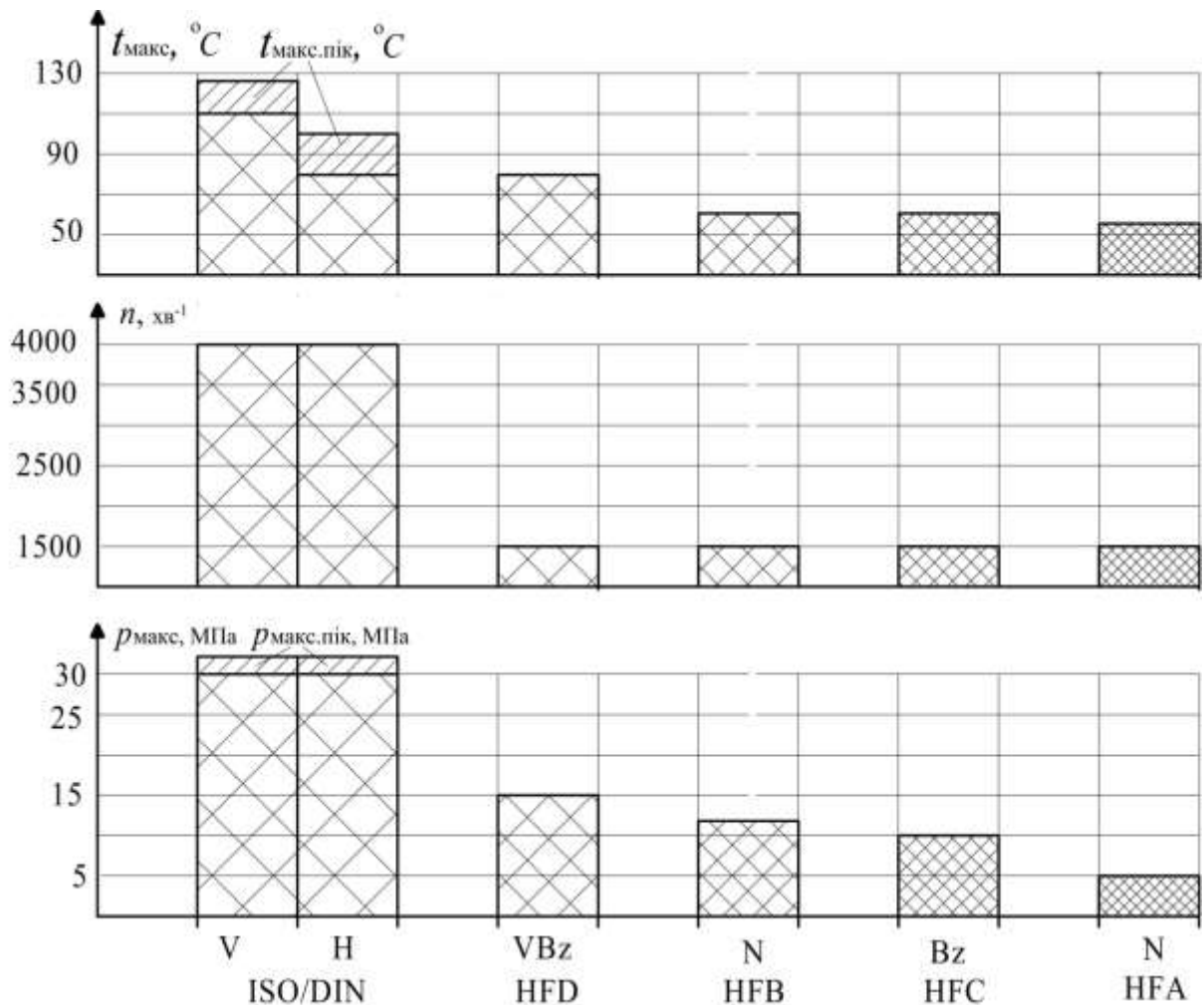


Рис. 3.39. Обмеження за тиском, частотою обертання і температурою при експлуатації шестеренних насосів CASAPPA на різних сортах PP

Серія насосів з чавунним корпусом *KAPPA COMPACT* включає 33 моделі з робочим об'ємом від 19 до 151 см<sup>3</sup> на максимальний тиск до 28 МПа і піковий до 33 МПа. Максимальна частота обертання до 3500 хв<sup>-1</sup>. Насоси можуть агрегуватися антикавітаційними та запобіжними (протиударними) клапанами, клапанами пріоритету, у тому числі з системою енергозбереження *LS*, гідророзподільником для розвантаження насоса від тиску при пуску.

Загальний вигляд шестеренного насоса з внутрішнім зачепленням серії *IGP Diplomatic Hydraulics* (Італія) наведено на рис. 3.40 [52]. До складу серії входять п'ять груп насосів з робочим об'ємом від 3,6 до 252 см<sup>3</sup> (22 моделі) на номінальний тиск до 33 МПа і масимальний до 35 МПа. Максимальна частота обертання – від 1800 до 3600 хв<sup>-1</sup> залежно від значення робочого об'єму. Маса

насосів – від 4 до 59 кг. Витрата насосів при частоті обертання в  $1500 \text{ хв}^{-1}$  становить від 5,4 до 378 л/хв. Мінімальна частота обертання насосів  $400 \text{ хв}^{-1}$ .

Насоси рекомендуються експлуатувати на оптимальній в'язкості РР в діапазоні 25...100 сСт і при екстремальних значеннях 10 і 2000 сСт. Температура РР – від «минус»  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $+80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Міра очищення РР, що допускається в експлуатації, 25 мкм, для підвищення довговічності насосів рекомендується установлення фільтроелементів, що затримують частки розміром більше 10 мкм. Залежності зміни коефіцієнта витрати і ККД насосів з робочим об'ємом 13 (013) і 32 (032)  $\text{см}^3$  від тиску нагнітання наведено на рис. 3.41. Коефіцієнт витрати насосів при частоті обертання  $1500 \text{ хв}^{-1}$ , в'язкістю РР в 46 сСт і тиску 25 МПа складає 0,93...0,98, а повний ККД – 0,87...0,93.

Насоси відрізняються виключно низьким рівнем шуму – при частоті обертання  $1500 \text{ хв}^{-1}$  і тиску 25 МПа рівень шуму складає 57...78 дБа, підвищуючись зі збільшенням робочого об'єму.

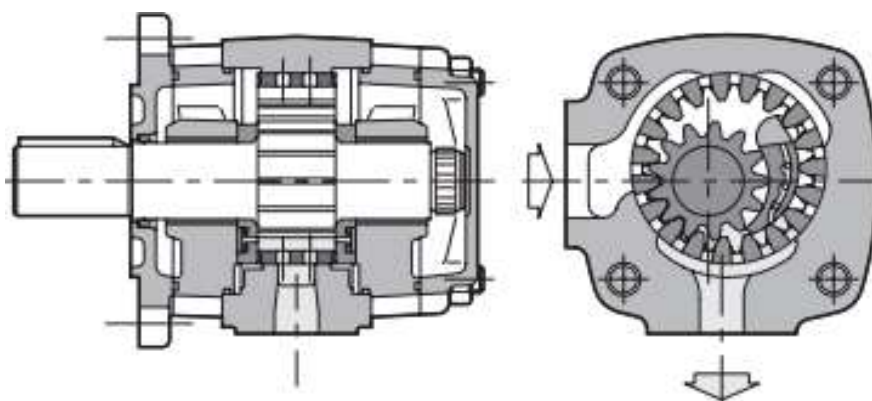


Рис. 3.40. Шестеренний насос з внутрішнім зачепленням моделі *IGP* фірми *Diplomatic Hydraulics*

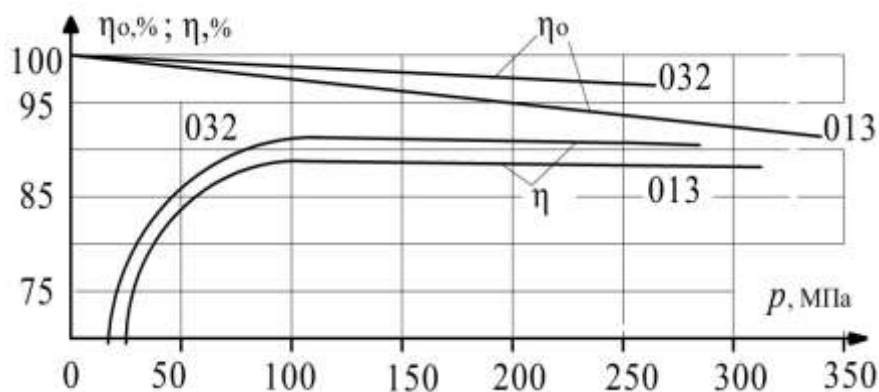


Рис. 3.41. Зміна коефіцієнта витрати  $\eta_0$  і загального ККД  $\eta$  від тиску шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням серії *IGP Diplomatic*

### 3.3. Героторні гідромотори

У мобільних машинах знаходять застосування героторні гідромотори, які відносять до класу високомоментних тихохідних гідромашин. Героторним гідромотором називається гідромотор з внутрішнім зчепленням, в якому робочі камери відокремлені одна від іншої тільки зубцями шестерень без проміжного серпоподібного елемента [17]. Принцип дії героторних гідромоторів (зустрічаються також терміни – планетарні, орбітальні і шестеренні з внутрішнім зчепленням) ґрунтується на різному співвідношенні зубів нерухомого статора (зовнішньої шестерні) і усередині статора шестерні, яка обертається, причому осі цих деталей не збігаються (мають ексцентриситет). При обертанні внутрішньої шестерні щодо статора (рух внутрішньої шестерні при цьому виглядає як планетарний) між зубами шестерень утворюються змінні за обсягом робочі камери.

Підведення РР до цих камер спричиняє створення моменту сил на внутрішній шестерні, за допомогою якої передається крутний момент на вихідний вал гідромотора. Розподільний вузол гідромотора торцевого або цапфового типів обертається синхронно з внутрішньою шестернею і забезпечує навіперемінне сполучення робочих камер гідромотора з магістралями високого (від насоса) і низького (зливу) тиску. Гідромотори випускаються в різних конструктивних виконаннях, що впливає на вихідні характеристики, довговічність і габарити. За типом героторні шестеренні пари розрізняють з безпосереднім контактом зубів внутрішньої і зовнішньої шестерень і з роликками у зовнішній шестерні (такий тип гідромоторів називають «геролерним»). Геролерна конструкція забезпечує мінімальний рівень тертя і підвищує довговічність гідромотора навіть при постійній роботі з високими тисками, тому такі гідромотори рекомендують для експлуатації при частих реверсах і на малов'язкісних РР. Провідні позиції на ринку героторних гідромоторів посідають фірми «SAUER-DANFOSS», «EATON», «PARKER HYDRAULICS», «WHITE-HYDRAULICS», «M+S HYDRAULIC», «BOSCH-REXROTH» та ін. Героторні гідромотори випускаються з робочими об'ємами 8... 2100 см<sup>3</sup>, тиск нагнітання досягає 16 і 30...42 МПа, максимальна частота обертання від 2500 до 120 хв<sup>-1</sup> (для мінімального і максимального робочих об'ємів, відповідно). Максимальна вихідна потужність гідромоторів не

перевищує 70 кВт. Кількість зубів внутрішньої шестерні дорівнює 4 для малих і збільшується до 6 і 8 для гідромоторів великих робочих об'ємів.

На прикладі продукції фірми «SAUER-DANFOSS» всі типи героторних гідромоторів можуть бути представлені у вигляді збільшеної класифікації за типом героторної пари, розподільного і підшипникового вузлів (рис. 3.42 і табл. 3.18).

Гідромотори мають конструктивну схему з цапфовим розподільником РР і суміщенням вихідного вала з цапфою (вал-цапфа) або торцевим розподільним вузлом, пов'язаним з вихідним валом гідромотора зубчастою муфтою (карданом). Торцевий розподільний вузол має більш високу герметичність у порівнянні з цапфовим (перший відноситься до вузлів з гарантованим гідростатичним притиском контртіл, а другий – з гарантованим зазором) і не сприймає зовнішніх радіальних навантажень з боку вихідного валу завдяки приводу обертання за допомогою муфти.

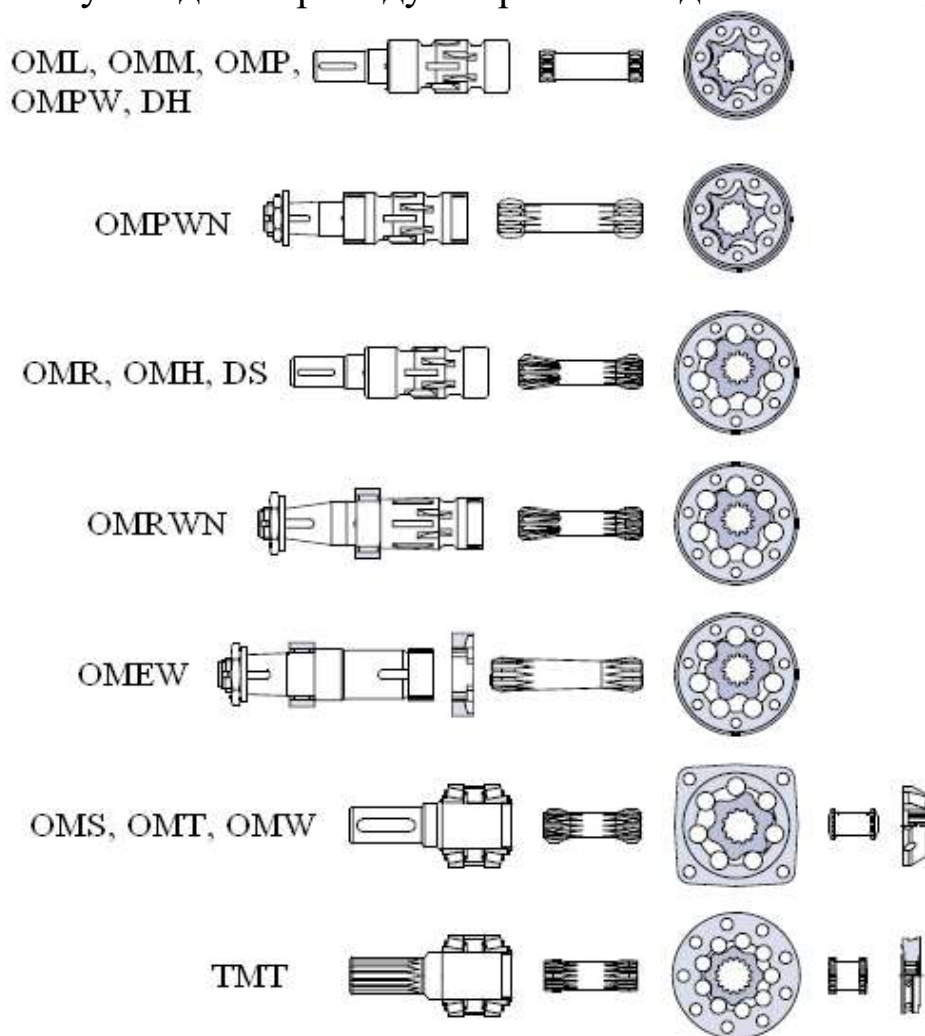


Рис. 3.42. Героторні гідромотори фірми «SAUER-DANFOSS» [15]

Переваги торцевого розподільника дозволяють отримати мінімальний рівень об'ємних і механічних втрат потужності (підвищити ККД гідромотора) і забезпечити в гідромоторах серій OMS, OMT, OMV, OMEW і TMT стійку роботу на мінімальних («повзучих») частотах обертання. Крім того, установка валу в конічних радіально-упорних підшипниках дозволяє гідромоторам сприймати значні зовнішні осьові і радіальні навантаження. У героторних гідромоторах встановлюють підшипники кочення або ковзання вихідного вала. Для роботи з підвищеними статичними і динамічними навантаженнями переважно використання гідромоторів з підшипниками кочення на валу. Гідромотори з конічними підшипниками призначені для роботи у важких умовах.

Таблиця 3.18

Класифікація героторних гідромоторів фірми «SAUER-DANFOSS»

Серія гідромоторів	Конструкція героторної пари		Тип розподільного вузла		Підшипники опор вала	
	без роликів	з роликами	вал-цапфа	торцевий	кочення	ковзання
OML, OMM, OMP, OMPW, DH	+	-	+	-	-	+
OMPW N	+	-	+	-	+	-
OMR, OMH, DS	-	+	+	-	-	+
OMRW N	-	+	+	-	+	-
OMEW	-	+	-	+	+	-
OMS, OMT, OMV	-	+	-	+	+	-
TMT	-	+	-	+	+	-

Основні переваги героторних гідромоторів:

- надійність і компактність, високі питомі показники. Відношення маси гідромотора до максимального крутного моменту досягає 0,013 кг/Н.м, що в два рази нижче, ніж у радіальнопоршневих гідромоторах одноциклової дії і знаходиться на рівні радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії (0,007...0,02 кг / Н. м);
- широкий діапазон зміни частоти обертання;
- високий момент зрушування;

- можливість використання в ОГП із замкненим і розімкненим ланцюгами циркуляції РР;
- можливість сприйняття валом гідромотора значних радіальних навантажень;
- можливість використання широкого асортименту РР, в тому числі негорючих і біологічно активних;
- наявність цілої низки конструктивних виконань, що дозволяють створити ОГП з мінімальними габаритами і масою.

Героторні гідромотори фірми «SAUER-DANFOSS» мають широку номенклатуру робочих об'ємів і конструктивних виконань, включаючи 15 конструктивних серій у загальній кількості з 87 значень робочих об'ємів від 8 до 800 см<sup>3</sup>. Максимальна потужність гідромоторів від 2 до 70 кВт, максимальний тиск від 14 до 42 МПа в залежності від типорозміру. Крутний момент досягає 2700 Н.м, максимальна частота обертання 2500 хв<sup>-1</sup>. Маса гідромоторів становить 1,2...37 кг залежно від типорозміру і конструктивного виконання.

На рис. 3.43 представлений загальний вигляд героторного гідромотора, який складається з передньої кришки 1, проставки 2, задньої кришки 3 і встановленого між ними статора 4 з внутрішнім зубчастим вінцем.

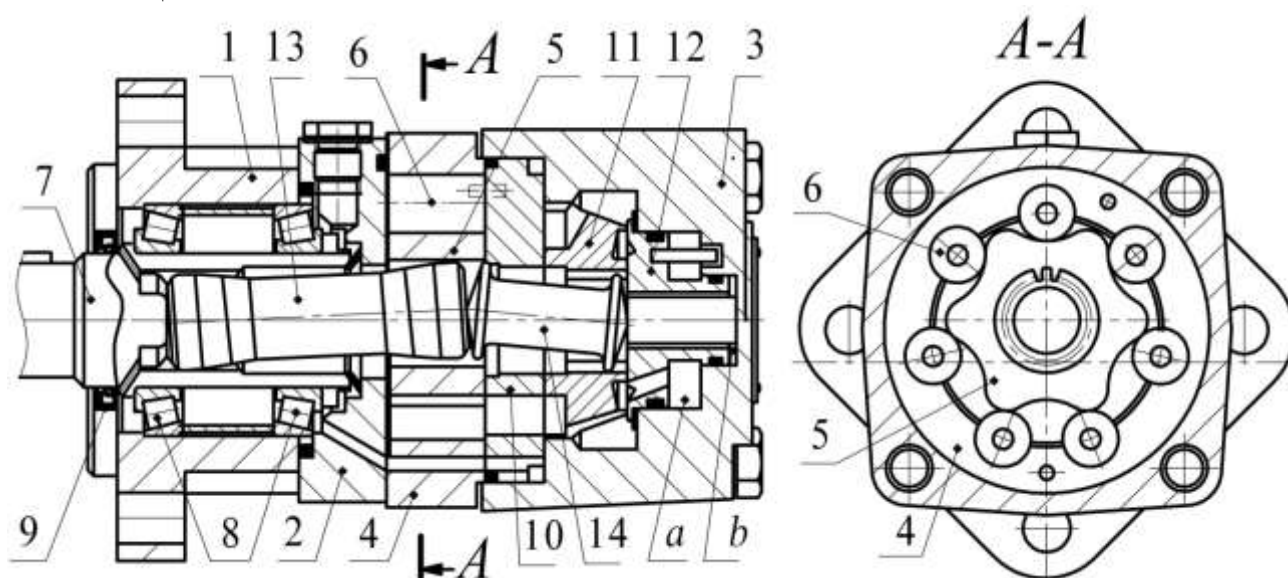


Рис. 3.43. Героторний гідромотор: а – поздовжній; б – поперечний розрізи

Робочий орган гідромотора складається з ротора 5 у вигляді шестизубої шестерні, що перебуває в зчепленні зі статором 4, внутрішні зуби якого утворені сімома циліндричними вставними

роликами 6. Вал гідромотора 7 встановлений в радіально-упорних конічних підшипниках 8 і ущільнений за допомогою манжети 9. Ротор 5 з роликами 6 статора 4 обмежені по стінках проставками 2 і 10, що забезпечують герметичність робочих камер. При обкатуванні ротора 5 по роликах 6 статора 4 утворюються замкнені робочі камери змінного об'єму. При цьому вісь ротора описує коло радіусом, рівним заданому ексцентриситету робочої пари шестерень.

Сполучення робочих камер з магістралями ОГП забезпечується за допомогою розподільного вузла, що включає торцевий обертовий диск 11 і диференціальний (ступінчастий) поршень 12, порожнини *a* або *b* якого забезпечують притиск диска 11 до шестеренної пари. Передача обертання від вала 7 до диска 11 здійснюється деталями 13 і 14 карданної передачі. Гідромотори шести робочих об'ємів від 80 до 315 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 16 і максимальний 21 МПа допускають радіальне в 6000 Н і осьове в 3000 Н навантаження на вал.

Фірма «WHITE HYDRAULICS» (США) спеціалізується на виробництві героторних гідромоторів 15 серій з робочими об'ємами від 50 до рекордних 2100 см<sup>3</sup> [14]. Рекомендований фірмою тяговий розрахунок дозволяє вибрати для проектованої мобільної машини робочий об'єм героторного гідромотора.

Героторні гідромотор-колеса за останні роки стали представляти істотну конкуренцію радіальнопоршневим гідромоторам одноциклової і багатоциклової дії для крутних моментів до 3000 Н.м. Для порівняння наведемо основні технічні характеристики двох світових лідерів у галузі створення радіальнопоршневих гідромоторів. Фірма «SAI» (Італія) виробляє кілька серій мотор-колес на базі гідромоторів одноциклової (ексцентрикової) дії, у тому числі з робочим об'ємом від 60 до 800 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 25 МПа і максимальний (піковий) до 30...58 МПа. Мотор-колесо серії P05-170 з робочим об'ємом 166 см<sup>3</sup> має масу 16 кг (з вбудованим гальмом) і призначене для роботи при перепаді тисків до 35 МПа і частоті обертання до 900 хв<sup>-1</sup>. Пікова потужність гідромотора обмежена значенням в 37 кВт. Фірма «POCLAIN HYDRAULICS» (Франція) виробляє серію мотор-колес MS на базі радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії. Мінімальне значення робочого об'єму 172 см<sup>3</sup>, максимальне 15000 см<sup>3</sup>. Мотор-колесо серії MS02 з робочим об'ємом 172 см<sup>3</sup> має масу 27 кг (з вбудованим гальмом) і призначене для роботи на перепаді тисків до 45 МПа і частоті обертання до 510 хв<sup>-1</sup>, значення пікової

потужності не повинно перевищувати 18 кВт. Героторний гідромотор (мотор-колесо) фірми «M+S HYDRAULIC» серії MS з робочим об'ємом 162 см<sup>3</sup> з вбудованим гальмом має масу 17,8 кг, максимальний перепад тисків 23 МПа, частоту обертання до 560 хв<sup>-1</sup> і потужність 22 кВт.

Фірма «МОТОР-Імпекс» (м. Харків) постачає на ринок України широкую гаму героторних гідромоторів виробництва фірми «M+S HYDRAULIC» [82]. У дев'яти серіях гідромоторів є 58 значень робочих об'ємів від 8 до 800 см<sup>3</sup> на тиск 11...40 МПа і потужністю до 54 кВт (рис. 3.44). Героторні гідромотори мають ряд конструктивних виконань, що задовольняють вимогам розробника ОГП за компонованням, надійністю, безпекою і компактністю.

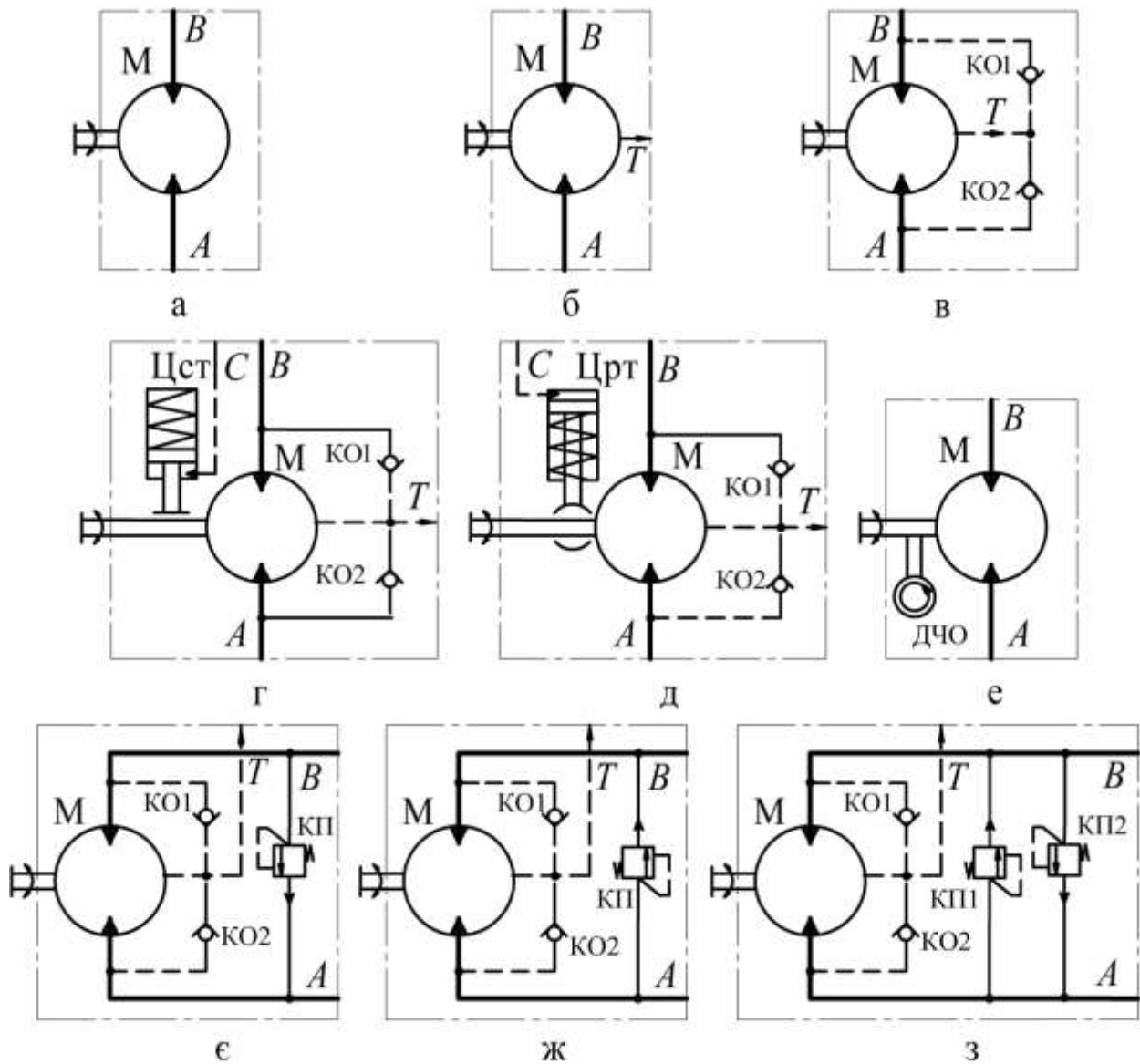


Рис. 3.44. Гідравлічні принципи схеми оснащення героторних гідромоторів

При виборі типу дренажної системи евакуації витоків РР з корпусу гідромотора можливе виконання без окремої дренажної лінії (рис. 3.44,а). У цьому випадку тиск в корпусі гідромотора дорівнює напівсумі значень тисків нагнітання і зливу. За наявності окремої лінії дренажу  $T$  (рис. 3.44,б) тиск у корпусі гідромотора дорівнює тиску в гідробаку. Зворотні клапани КО1 і КО2 (рис. 3.44,в) обмежують тиск у корпусі гідромотора значенням тиску в лінії зливу РР. При сполученні лінії зливу з гідробаком схеми згідно з рис. 3.44,б і г рівнозначні. Установка на гідромотор стоянкового  $\Pi_{ст}$  або робочого  $\Pi_{рт}$  гальм (рис. 3.44,г і д, відповідно) суттєво спрощують загальне компонування транспортної машини і безпеку її експлуатації.

Вбудований у гідромотор перетворювач (датчик) частоти обертання ДЧО (рис. 3.44,е) дозволяє контролювати швидкість руху транспортної машини.

Залежно від типу ОГП гідромотори комплектуються запобіжними клапанами. При нереверсивному обертанні робочого органа, коли під тиском знаходиться постійно тільки одна з порожнин гідромотора  $A$  або  $B$ , досить застосування гідромотора тільки з одним запобіжним клапаном (рис. 3.44,а при реверсивному обертанні необхідно встановлювати два клапани КП1 і КП2 (рис. 3.44,з).

Під час експлуатації героторного гідромотора на вал останнього можуть діяти істотні швидкісні, радіальні і осьові навантаження. У такому випадку вал в гідромоторі встановлюють у голчастих або радіально-упорних конічних підшипниках [14].

## 4. ГІДРОАПАРАТУРА

### 4.1. Класифікація гідроапаратури

Класифікація гідроапаратури приведена на рис. 4.1 [16].



Рис. 4.1. Класифікація гідроапаратури (пневмоапаратури)

Гідроапаратом називається гідроприсрій, призначений для керування потоком РР. Під керуванням потоком РР розуміють змінення чи підтримування заданих значень тиску чи витрати РР, або змінення напрямку, пуск і зупинення потоку РР. Як збірна назва гідроапаратів використовується термін «гідроапаратура».

Види керування гідроапаратами: ручне (мускульне); механічне (наприклад, з приводом від кулачка); електромагнітне; гідравлічне; пневматичне; електрогідравлічне; електропневматичне; пневмогідравлічне.

Основними параметрами гідроапаратів є:

1) тривалість спрацьовування гідроапарата з електричним керуванням – проміжок часу від моменту подання керувального сигналу до моменту, коли параметр гідроапарата на виході до споживача досягне заданого значення;

2) тривалість спрацьовування гідроапарата з гідравлічним керуванням – проміжок часу від моменту, коли тиск керування зросте (спаде) вище (нижче) заданого до моменту, коли параметр гідроапарата на виході до споживача досягне заданого значення;

3) тиск перемикання гідроапарата – мінімальний тиск керування, необхідний для змінення стану на виході гідроапарата;

4) потужність перемикання гідроапарата – мінімальна потужність у лінії керування, яка урухомлює гідроапарат.

Зведеним діаметром гідропристрою називається діаметр круга, округлений до найближчого значення зі встановленого ряду, площа якого дорівнює площі перерізу характерного прохідного отвору каналу гідропристрою чи площі перерізу прохідного отвору приєднуваного трубопроводу [16]. Зведені діаметри вибирають з ряду за ГОСТ 16516: 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм.

Пропускна спроможність гідроапарата згідно з ГОСТ 14691 характеризується витратою РР з щільністю в  $1 \text{ кг/дм}^3$  ( $1000 \text{ кг/м}^3$ ) при перепаді тисків в  $1 \text{ кгс/см}^2$  ( $\approx 0,1 \text{ МПа}$ ). Розмірність пропускної спроможності [л/хв], позначення  $K_v$ .

У гідроапаратурі течія РР через прохідний переріз є, як правило, турбулентною, а в щілинах (зазорах) ущільнювачів між контртілами – ламінарною. При турбулентному режимі течії витрату через прохідний переріз визначають за формулою (1.30), а при ламінарному в зазорі між циліндровими контртілами за формулою (1.41).

#### 4.2. Гідроклапани тиску (запобіжні, редуційні, гальмівні і гідрозамки)

Запобіжним гідроклапаном називається напірний гідроклапан, призначений для забезпечення ОГП від надмірного тиску відносно встановленого [16].

На рис. 4.2 представлена схема запобіжного клапана непрямої дії з електромагнітним розвантаження насоса від тиску і системою

енергозбереження  $LS$  [2]. Клапан КП (обведений штрихпунктирною лінією), забезпечений пілотним гідророзподільником Р для розвантаження насоса від тиску, наприклад, в «паузі» роботи ОГП, коли зупиняти ДВЗ недоцільно, а зниження втрат потужності може бути досягнуто за рахунок настройки клапана КП на мінімальне значення тиску. Режим розвантаження запобіжного клапана КП здійснюється пілотним гідророзподільником Р з електромагнітним керуванням на ділянці між основним клапаном ОК діаметром  $D_{кл}$  і допоміжним ДК.

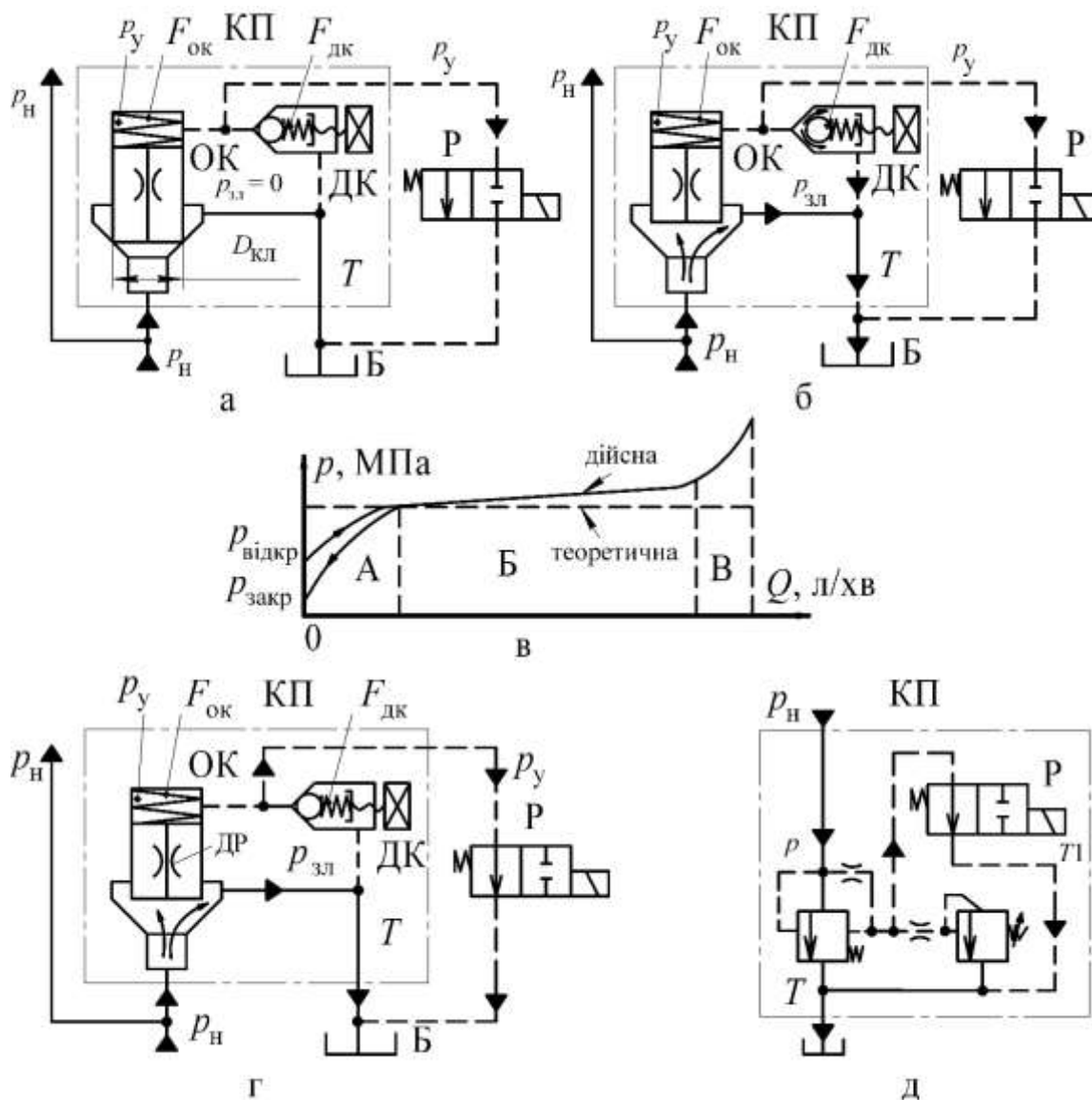


Рис. 4.2. Запобіжний клапан непрямої дії в закритому (а) і відкритому (б) положеннях пілотного клапана ВК, характеристика клапана (в), схема роботи в режимі розвантаження (г) і його умовне графічне позначення (д)

При подачі електроживлення на магніт гідророзподільника Р (рис. 4.2,а) останній перекриває лінію зливу РР з камери управління

$p_y$  клапана ДК і запобіжний клапан працює у звичайному режимі – до тих пір поки тиск РР не створить зусилля, достатнього для подолання сили пружини  $F_{\text{ДК}}$ , основний клапан ОК не відірветься від свого сідла і РР не буде надходити на злив  $T$  до баку Б. При підвищенні тиску  $p_y$  до значення, що долає силу пружини  $F_{\text{ДК}}$  (рис. 4.2,б) допоміжний ДК і основний клапани ОК послідовно відкриваються (за рахунок перепаду тисків на дроселі ДР) і почнеться режим переливу РР з лінії нагнітання насоса в бак Б під тиском налаштування клапана ДК. При відключенні електроживлення від магніту гідророзподільника Р лінія керування  $p_y$  сполучається з баком Б і на дроселі виникає перепад тисків, внаслідок якого клапан ОК відривається від сідла і починається режим розвантаження насоса (рис. 4.2,в) – РР під мінімальним тиском (достатнім тільки для подолання опору пружини  $F_{\text{ОК}}$  основного клапана ОК) зливається з лінії нагнітання насоса в бак.

Редукційним клапаном називається гідроклапан тиску, призначений для підтримування у відводжуваному від нього потоці РР тиску нижчого, ніж у вхідному потоці [16].

Редукційний клапан непрямої дії (рис. 4.3,а) конструктивно подібний до запобіжного і містить основний клапан ОК (золотник 1 із внутрішнім розточуванням, розміщений із зазором у корпусі 2) і допоміжний ДК (інші назви пілотний або керувальний).

Відмінність від запобіжного клапана полягає в тому, що до дроселя ДР лінії керування  $p_y$  надходить витрата не з лінії нагнітання насоса  $p_n$ , а з лінії редукування  $p_{\text{ред}}$ . Крім того, клапан ДК завжди прочинений, пропускаючи витрату керування, оскільки інакше (при закритому клапані ДК) тиск редукування дорівнюватиме тиску на вході в редукційний клапан через переміщення золотника 1 пружиною  $F_{\text{пр}}^{\text{ОК}}$  в нижнє відкрите положення до упору в шайбу 3 ( $p_{\text{ред}} = p_n$ ). При мінімальному зусиллі пружини  $F_{\text{пр}}^{\text{ДК}}$  пілотного клапана ДК збільшення витрати через дросель ДР створює на ньому зростання перепаду тисків та зусилля, що зміщує золотник 1 вгору, редукуючи тиск.

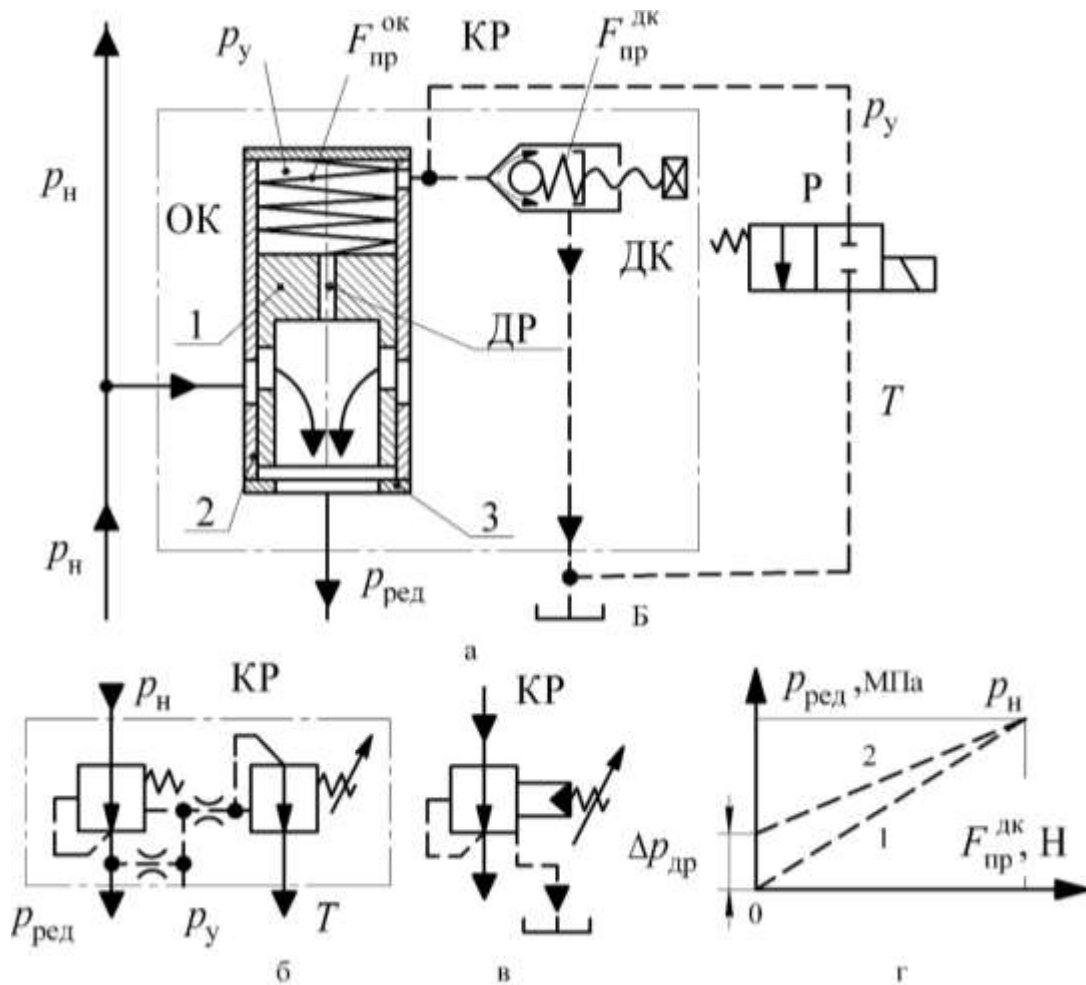


Рис. 4.3. Редукційний клапан непрямої дії: а – конструкція; б і в – графічне умовне зображення (повне і спрощене, відповідно); г – характеристика

На редукційному клапані непрямої дії перепад тисків залежить переважно від значення налаштування пружини пілотного клапана. Для розвантаження від тиску в лінії редукування  $p_{ред}$  встановлюють гідророзподільник Р.

На рис. 4.3,г представлена теоретична (1) і дійсна (2) залежності зміни тиску редукування  $p_{ред}$  від зусилля керування  $F_{пр}^{дк}$ . Мінімальний тиск редукування рівний перепаду тисків на дроселі  $p_{ред} = \Delta p_{др}$ , а максимальне значення досягає тиску насоса  $p_n$ .

Редукційні клапани широко застосовуються в ОГП з декількома гідродвигунами для приводу робочих органів та допоміжних механізмів при використуванні одного насоса і забезпечують знижений тиск на тих ділянках ОГП, де це необхідно за умов експлуатації або через обмеження за міцністю конструкції.

Редукційні клапани випускаються зі зведеним діаметром від 2 до 32 мм на витрату від 2 до 450 л/хв і тиск від 1,6 до 35 МПа. Основні виробники клапанів – в Україні підприємство «Фрегат» та Гомельське «Гідропривод».

Для забезпечення надійної та безпечної роботи механізмів вантажопідйомних машин (лебідок, кранів і підйомників різного призначення) гідропрістроями ОГП вирішуються завдання плавного «підіймання-опускання», фіксації і захисту від мимовільного падіння вантажу при відмові джерел енергопостачання або власне ОГП. З цією метою застосовують гідрозамки, гальмівні гідроклапани, нормально-замкнуті гальма на базі гідроциліндрів і пристроїв автоматики.

Гідрозамком називається спрямівний гідроапарат, призначений для перепускання РР в одному напрямку та запирання у зворотному напрямку за умови відсутності керувальної дії, але за наявності керувальної дії – для перепускання в обох напрямках [16]. Гідрозамки мають один або два запірно-регулювальних елементи (односторонні і двосторонні замки, відповідно). Конструкція гідрозамка включає зворотний клапан і гідроциліндр керування для примусового відкриття зворотного клапана. Односторонні гідрозамки перекривають тільки один канал, а двосторонні – обидва канали, що йдуть від гідророзподільника до гідроциліндра. Розрізняють гідрозамки розвантаженого і нерозвантаженого типів. У гідрозамках нерозвантаженого типу штокова порожнина гідроциліндра сполучена з підклапанною порожниною гідрозамка, а в гідрозамках розвантаженого типу ці порожнини роз'єднані й ізольована штокова порожнина гідрозамка сполучена з дренажним каналом.

Гальмівним гідроклапаном називають гідропрістрій, що забезпечує захист від протиобгінного швидкісного режиму гідродвигунів механізмів опускання вантажу стрілоподібних кранів, лебідок, навантажувачів і ходових механізмів пневмоколісних екскаваторів. Протиобгінний швидкісний режим виникає при збігу напрямку дії навантаження (для гідроциліндра) або крутного моменту (для гідромотора) з напрямом переміщення гідроциліндра або обертання гідромотора, відповідно. Гальмівний гідроклапан забезпечує підтримку постійності швидкості гідродвигуна при опусканні вантажу підйомно-транспортного механізму незалежно від значення попут-

ного зовнішнього навантаження. При цьому гальмування гідродвигуна забезпечується дроселюванням РР у зливній магістралі [13].

На рис. 4.4 наведені схеми ОГП вантажопідійомних механізмів, до складу яких входять гідрозамки односторонньої дії розвантаженого і нерозвантаженого типів [11].

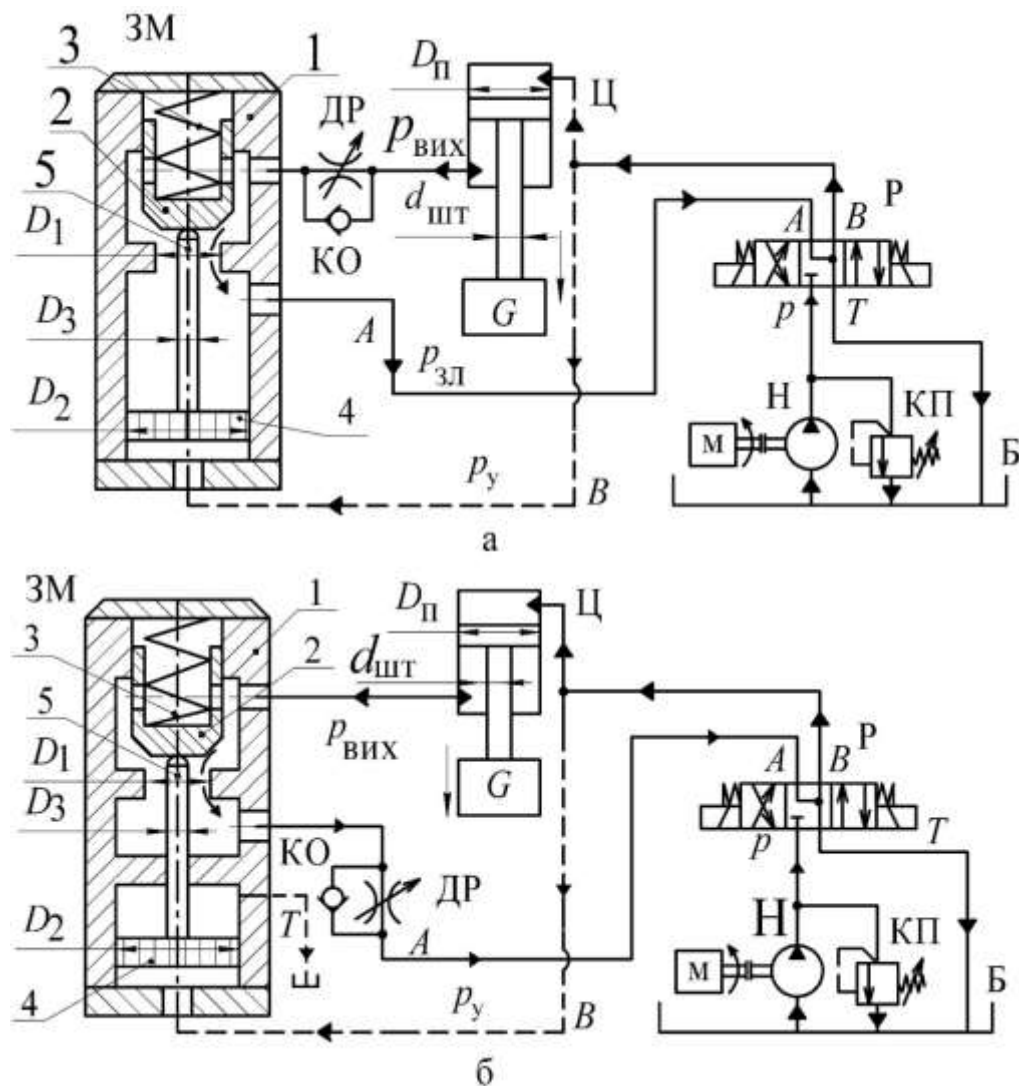


Рис. 4.4. Гідравлічна схема ОГП вантажопідійомного механізму з гідрозамком ЗМ односторонньої дії нерозвантаженого (а) та розвантаженого (б) типу

Загальними в ОГП є насос Н з приводним двигуном «м», гідроциліндр Ц з вантажем Г, гідророзподільник Р з електромагнітним керуванням, дросель ДР із зворотним клапаном КО, запобіжний клапан КП і гідробак Б. Кожний гідрозамок ЗМ містить корпус 1, зворотний клапан 2, пружину 3, поршень 4 і штоухач 5. В ОГП з нерозвантаженим гідрозамком (рис. 4.4,а) дросель ДР із зворотним клапаном КО встановлений між штоковою порожниною гідроциліндра Ц і вхідним отвором у гідрозамок. Гідророзподільник

Р – чотирипровідний, трипозиційний, з електромагнітним керуванням, 34-а схема комутації каналів у середньому положенні – отвори А і В об'єднані і сполучені з гідробаком Т, а отвір р перекритий. У режимі опускання вантажу РР через отвір р надходить до безштокової (поршневої) порожнини гідроциліндра Ц і під поршень 4 гідрозамка ЗМ під тиском керування  $p_y$ , значення якого повинне бути достатнім для підйому клапана 2 і пропуску РР зі штокової порожнини з тиском  $p_{вих}$  на злив у гідробак Б. Дросель ДР створює опір потоку РР зі штокової порожнини.

Значення тиску керування  $p_y$  для відкриття гідрозамка [11]

$$p_y = \frac{\frac{G \cdot S_1}{S_{пшт}} + F_{пр}}{S_2 - \frac{S_{п} \cdot S_1}{S_{пшт}}} = \frac{\frac{G \cdot S_1}{S_{пшт}} + \frac{F_{пр}}{S_2}}{1 - \frac{S_{п} \cdot S_1}{S_{пшт} \cdot S_2}}, \text{ МПа}, \quad (4.1)$$

де  $G$  – вага вантажу, Н,

$S_1$  – площа діаметром  $D_1$ , що перекривається клапаном,  $\text{мм}^2$ ,

$S_2$  – площа поршня 4 діаметром  $D_2$  керування клапаном гідрозамка,  $\text{мм}^2$ ,

$F_{пр}$  – зусилля пружини 3, Н,

$S_{п}$  – площа поршня гідроциліндра діаметром  $D_{п}$  [мм],  $\text{мм}^2$ ,

$S_{пшт} = S_{п} - S_{шт}$  – різниця площ безштокової і штокової порожнин гідроциліндра,  $\text{мм}^2$ .

При дроселюванні потоку РР за гідрозамком застосовують гідрозамки розвантаженого типу (рис. 4.4,б), у яких тиск дроселювання не впливає на поршень 4 керування зворотним клапаном 2 гідрозамка ЗМ, оскільки штовхач 5 діаметром  $D_3$  має ущільнення в корпусі 1, а камера поршня  $D_2$  з'єднана з гідробаком Б каналом зливу Т. Таке конструктивне рішення запобігає закриванню гідрозамка при опусканні вантажу.

На рис. 4.5 наведена конструкція двостороннього гідрозамка фірми «BONDIOLI & PAVESI» (Італія), що складається з корпусу 1, в центральному розточуванні якого розміщені штуцери 2, в кожному з яких вмонтовані зворотний клапан 3 з упором 4 для пружини 5. Плаваючий поршень 6 також розміщений в центральному розточу-

ванні корпусу 1 і при своєму переміщенні відкриває один із зворотних клапанів для вільного проходу РР до гідроциліндра. Отвори  $A1$  і  $B1$  повідомлені з гідрозподільником, а  $A2$  і  $B2$  з гідроциліндром.

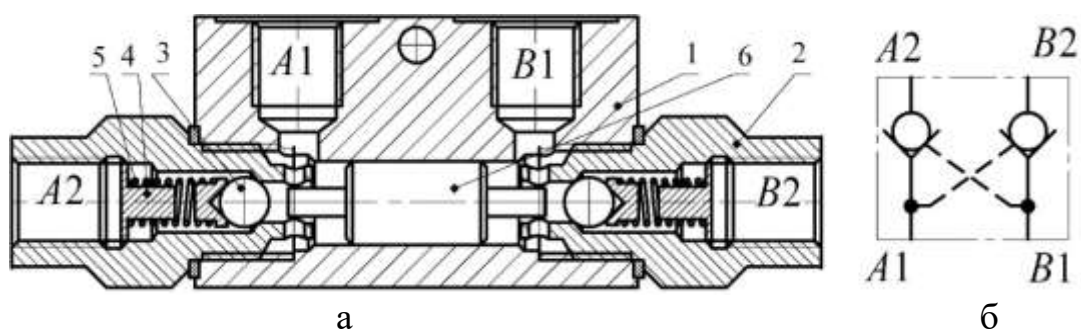


Рис. 4.5. Гідрозамок двосторонній трубного приєднання фірми «BONDIOLI & PAVESI»: а – конструкція; б – умовне позначення

Підвищені вимоги до безпеки ОГП можуть бути досягнуті в конструкціях гідрозамків з герметичними ущільненнями, наприклад в односторонньому гідрозамку (рис. 4.6), що містить корпус 1, пробку 2, сідло 3, поршень 4, клапан 5, пробку 6 з упором, пружину 7, опорне металеве кільце 8 і еластичне кільце ущільнювача 9.

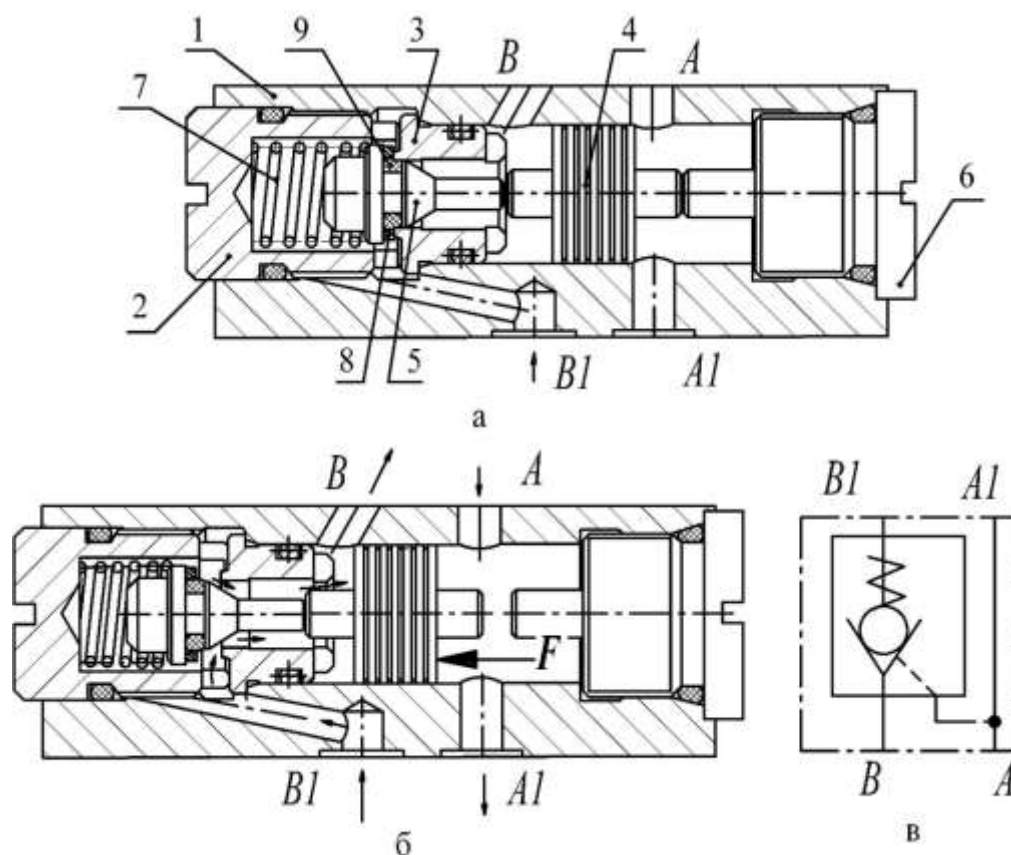


Рис. 4.6. Односторонній гідрозамок з герметичним сідлом [2] у замкненому (а) й у відкритому (б) положеннях та його умовне графічне позначення (б)

При підведенні РР в отвір (рис. 4.6,а) клапан 5 герметично замикає сідло 3 завдяки наявності кільця ущільнювача 9 між ними і РР у вихідний отвір  $B$  не потрапляє. При реверсі гідроциліндра (рис. 4.6,б), коли РР надходить до гідроциліндра каналом  $A-A_1$ , зусилля  $F$ , створюване тиском РР, зміщує поршень 4 вліво і услід за ним клапан 5. При цьому отвір  $B_1$  в гідроциліндрі сполучається з отвором  $B$  по зазору між клапаном 5 і сідлом 3, завдяки чому РР зливається з гідроциліндра в гідробак.

Гальмівний клапан трубного приєднання (рис. 4.7) складається з корпусу 1, кришки 2, золотника 3 з функцією дроселя, зворотного клапана 4, штовхача 5 з пружиною 6 і гвинта 7. При поданні РР по лінії  $p-A$  відкривається зворотний клапан КО. При зворотному потоці від  $A$  до  $p$  зворотний клапан КО перекритий і течія РР можлива тільки з досягненням тиску керування  $p_y$ , що створює зусилля більше за затягування пружини 6 гальмівного клапана КТ.

Опис принципу роботи гальмівного клапана у складі ОГП обертання барабана лебідки наведений у роботі [2]. Практично всі сучасні ОГП вантажопідіймальних механізмів обертального руху забезпечені гальмівними гідроклапанами, які випускаються в трубному і стиковому виконаннях. Виробляє гальмівні гідроклапани в Україні підприємство «Фрегат».

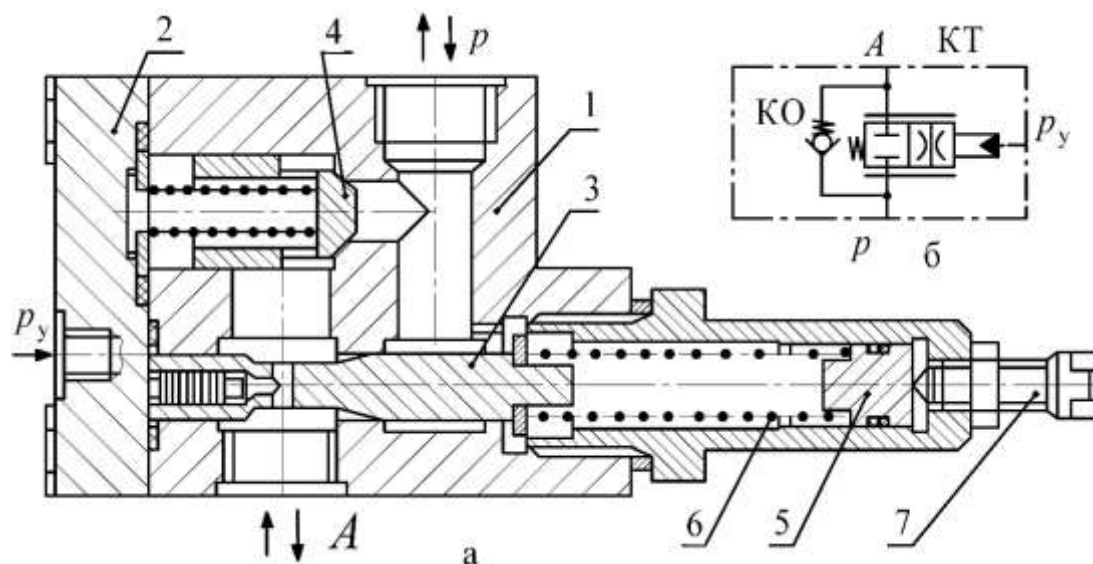


Рис. 4.7. Гальмівний клапан трубного приєднання (а) та його умовне позначення (б)

На прикладі підприємства «Пневмостроймашина» на рис. 4.8 наведені типові гідравлічні принципові схеми гідроапаратури.

Клапани запобіжні непрямої дії у вкрутному виконанні типу 510 і КПП-4(5) на номінальний тиск 40 МПа, максимальний 50 МПа і витратою до 600 л/хв. Максимальні витoki при номінальному тиску не більше 0,2 л/хв. Конструктивні особливості клапанів:

- з постійним налаштуванням тиску і можливістю регулювання в експлуатації (рис. 4.8,а і б, відповідно);
- з окремими зливними лініями з основного та пілотного клапанів (рис. 4.8,в);
- із загальною зливною лінією (рис. 4.8,г);
- з лінією дистанційного керування  $p_{\text{дист}}$  (рис. 4.8,д).

Клапани зворотно-запобіжні типу ОПК-16(20) є комбінацією запобіжного клапана прямої дії КП і зворотного КО (рис. 4.8,є). Випускаються у вкрутному виконанні на номінальний тиск 35 МПа і витрату до 250 л/хв. Застосування клапанів дозволяє знизити металоємність ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції РР.

Блоки зворотно-запобіжних клапанів БОПК на тиск до 35 МПа і витрату до 250 л/хв у стиковому і трубному виконанні, із запобіжними клапанами прямої дії приведені на рис. 4.8,ж. Трубне виконання дозволяє встановлювати блок БОПК безпосередньо на трубо-проводі ОГП.

Зворотні клапани КО типу 4121.20.90 на тиск до 32 МПа і витрату до 125 л/хв випускаються в трубному виконанні (рис. 4.8,з). У поєднанні з дроселем ДР (рис. 4.8,і) ці гідроприспособи забезпечують повну витрату РР в одному напрямку і обмежений перетином дроселя в протилежному. Значення витрати РР через дросель визначається діаметром отвору в клапані (1...1,4 мм) при замовленні. Перепад тисків на зворотному клапані в межах 0,043...0,31 МПа.

Зворотні клапани серії 530.25 на тиск до 50 МПа і витрату до 360 л/хв випускаються у вкрутному виконанні. При номінальній витраті 320 л/хв перепад тисків не перевищує 0,8 МПа. Особливістю є можливість експлуатації клапанів при температурі навколишнього середовища до «мінус» 60°C.

Дроселі зі зворотним клапаном 21.15 і 62900А (рис. 4.8,к) трубного виконання призначені для обмеження потоку РР в одному напрямку (через дросель з можливістю регулювання прохідного перетину) і вільного пропуску при реверсі через зворотний клапан.

Гідрозамки одностороннього і двостороннього типів ГЗО, ГЗД і 541 випускаються в стиковому виконанні на максимальний тиск до 32(35) МПа і витрату до 125 л/хв (рис. 4.8, л і м).

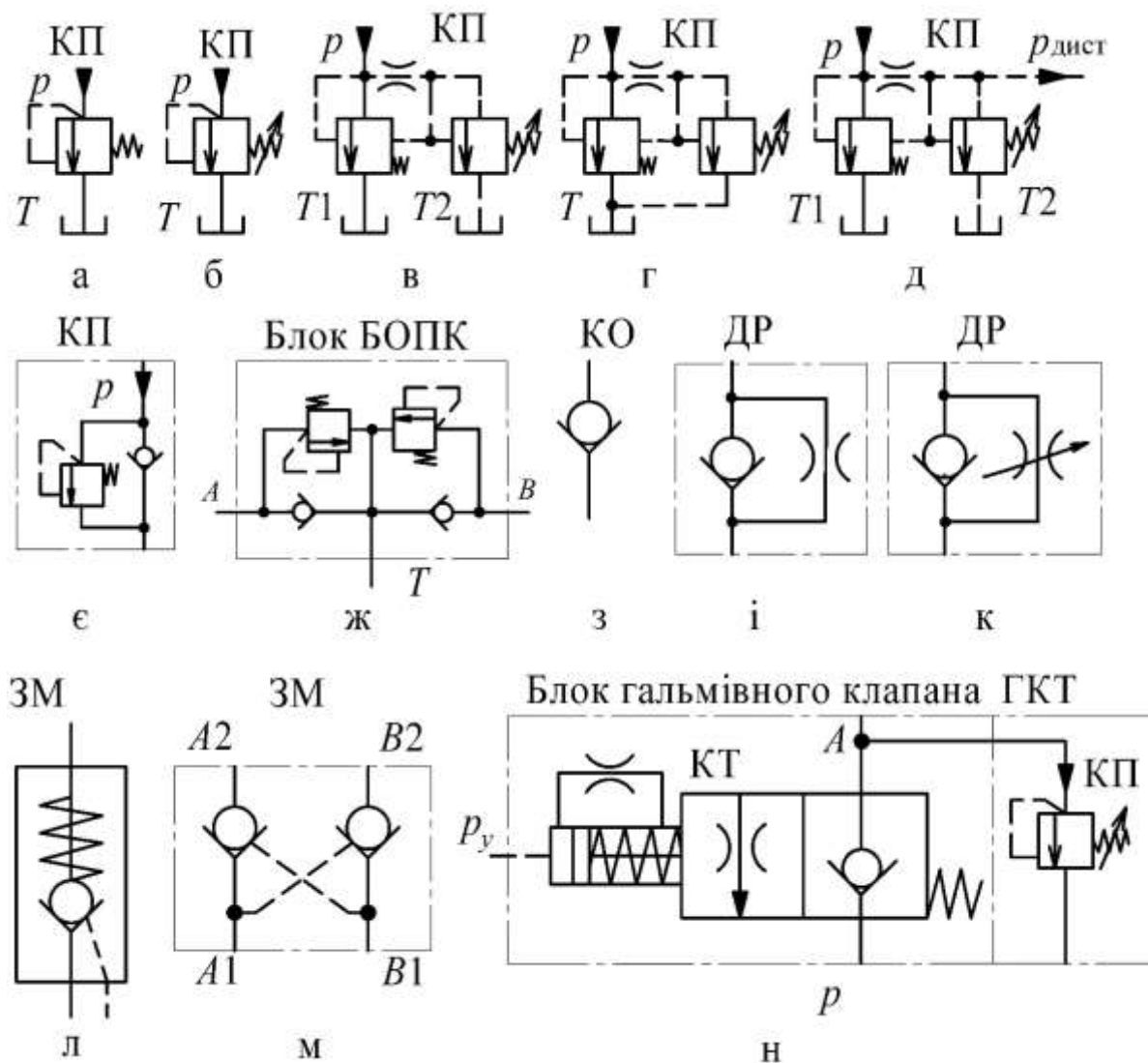


Рис. 4.8. Типовий комплект гідроапаратури для мобільних машин

Клапани гальмові типу ГКТ (рис. 4.8,н) випускаються в стиковому виконанні на тиск до 40 МПа і витрату до 200 л/хв та мають опцію із вбудованим вторинним запобіжним клапаном КП.

### 4.3. Регулятори витрати

Загальним недоліком для всіх способів дросельного регулювання є залежність швидкості гідродвигуна від зовнішнього навантаження, зниження якої визначається як «нежорсткість» харак-

теристики. Підвищення навантаження викликає зміну перепаду тисків на дроселі, тому рішення задачі стабілізації швидкості зводиться до забезпечення постійності цього перепаду. Саме таку функцію виконує регулятор витрати – гідроапарат керування витратою, призначений для підтримування заданої витрати незалежно від перепаду тисків у підводжуваному та відводжуваному потоках РР [16]. Знайшли застосування два типи регуляторів витрати:

1) двопровідний регулятор витрати – регулятор витрати, в якому РР тече в одному напрямку від входу до виходу;

2) трипровідний регулятор витрати – регулятор витрати, в якому РР тече в одному напрямку, а надлишок зливається.

Принцип дії регуляторів витрати заснований на використанні дроселювального гідропристрою, що забезпечує постійний перепад тисків на регульованому дроселі. Дроселювальний гідроприсрій виконує функцію керування дроселя (компенсатора тиску) і одночасно елемента порівняння в системі замкненого зворотного зв'язку [18]. На рис. 4.9,а наведено двопровідний регулятор витрати, що включає послідовно розташовані регульований дросель ДР і клапан тиску КД, який складається із дроселювального золотника 1, під торці якого підведений тиск – до дроселя  $p_H$  (тиск нагнітання насоса) і після дроселя  $p_{др}$ , і пружини 2 в порожнині більш низького тиску (за дроселем ДР).

Завдяки наявності двох дроселів ДР і КД перепад тисків між входом і виходом у двопровідний регулятор

$$\Delta p = p_H - p_{ГД}, \text{ МПа}, \quad (4.2)$$

де  $p_{ГД}$  – тиск від зовнішнього навантаження на гідродвигун, ділиться на дві частини:

– внутрішній постійний перепад на дозуючому дроселі

$$\Delta p_{\text{const}} = p_H - p_{др}, \text{ МПа}; \quad (4.3)$$

– і зовнішній змінний перепад тисків

$$\Delta p_{\text{var}} = p_{др} - p_{ГД}, \text{ МПа}. \quad (4.4)$$

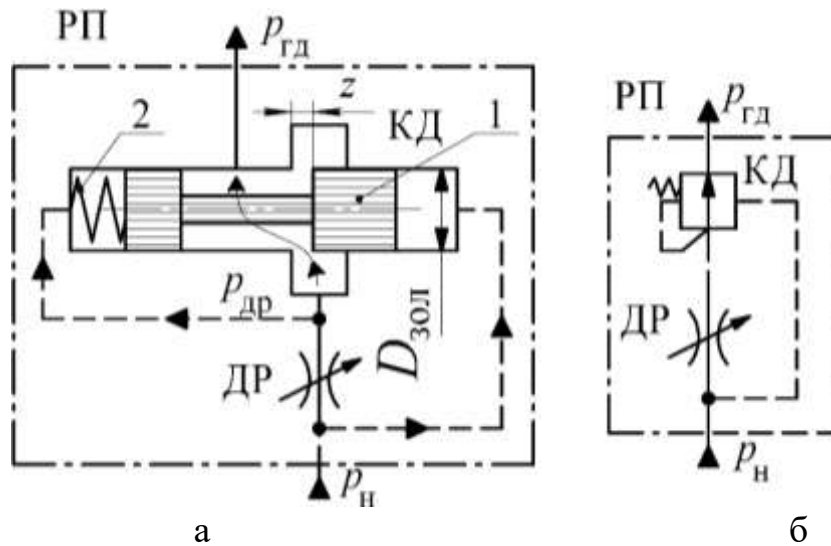


Рис. 4.9. Двопровідний регулятор витрати: а – конструктивна схема; б – гідравлічна принципова схема

Двопровідний регулятор витрати встановлюють в ОГП послідовно, забезпечуючи постійне значення витрати до гідродвигуна незалежно від зовнішнього навантаження, або паралельно.

Аналітичний вираз постійності перепаду тисків на дозуючому дроселі може бути одержаний при розгляді рівноваги сил, що діють на золотник клапана тиску КД при допущенні про відсутність гідродинамічних сил і тертя в зазорі між золотником і корпусом

$$p_n \cdot S_{зол} = p_{др} \cdot S_{зол} + F_{пр}, \quad (4.5)$$

де  $S_{зол}$  – площа золотника,  $\text{мм}^2$ ,

$F_{пр} = c \cdot l_0$  – зусилля пружини жорсткістю  $c$  [Н/мм], створюване її попереднім зміщенням  $l_0$  [мм], Н,

з якого визначають перепад тисків

$$\Delta p_{др} = p_n - p_{др} = \frac{c \cdot l_0}{S_{зол}} \approx \text{const}, \text{ МПа}, \quad (4.6)$$

постійність якого забезпечується малим ходом золотника  $z$  через пружину невисокої жорсткості, що робить мінімальний вплив на значення перепаду тисків.

Таким чином, вираз витрати через дросель при постійних значеннях площі перерізу і перепаду тисків приймає також постійне значення

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{др}}{\rho}} \approx \text{const}, \text{ л/хв.} \quad (4.7)$$

Трипровідний регулятор витрати (рис. 4.10) відрізняється від двопровідного тим, що дозуючий дросель ДР і клапан КД зв'язані один з одним паралельно, а не послідовно. Регулятор витрати із запобіжним клапаном типу МПГ55-1 включає регульований дросель ДР1, клапан тиску КД у формі диференціального золотника 1, на верхній торець якого (більшого діаметра  $D_6$ ) спирається пружина 2, і керуючий запобіжний клапан КП з регульовальним гвинтом 3 для настройки значення максимального тиску. Верхня порожнина золотника 1 сполучена з магістраллю нагнітання гідродвигуна  $p_{ГД}$  через нерегульований дросель ДР2, а нижня диференціальна  $D_6 - D_M$  і центральне кільцеве проточування 4 повідомлені з нагнітанням насоса  $p_H$ . Злив РР в бак Б здійснюється через дросельну щілину, утворену золотником 1 і проточуванням 4. Лінія  $p_y$  служить для дистанційного керування запобіжним клапаном КП, гідророзподільник Р забезпечує розвантаження насоса за відсутності електроживлення на магніті У. Для поєднання золотником 1 функцій компенсатора, що забезпечує постійність перепаду тисків на дроселі ДР1, і запобіжного клапана, встановлений дросель ДР2. При відкритті запобіжного клапана КП течія РР створює перепад тисків на дроселі ДР2, завдяки чому порушиться умова рівноваги золотника 1 і останній зміститься вгору, відкриваючи щілину для проходу РР з нагнітання насоса (проточування 4) в гідробак Б. Підключення до каналу керування запобіжного клапана КП двопровідного гідророзподільника Р дозволяє забезпечити розвантаження насоса. Залежно від схеми гідророзподільника Р розвантаження може бути реалізовано при подачі електроживлення У або при його відсутності (як показано на рисунку).

Запишемо умову рівноваги диференціального золотника 1

$$p_H \cdot S_M + p_H (S_6 - S_M) = p_{ГД} \cdot S_6 + F_{пр}, \quad (4.8)$$

де  $S_6 = \pi \cdot D_6^2 / 4$  и  $S_M = \pi \cdot D_M^2 / 4$  – площі верхньої (більшого діаметра  $D_6$ ) і нижньої (малого діаметра  $D_M$ ) торцевих камер золотника 1.

Після перетворень отримаємо

$$\Delta p_{др} = p_H - p_{ГД} = \frac{F_{пр}}{S_6} = \frac{c \cdot l_0}{S_6} \approx \text{const, МПа}, \quad (4.9)$$

збігається з виразом (4.6).

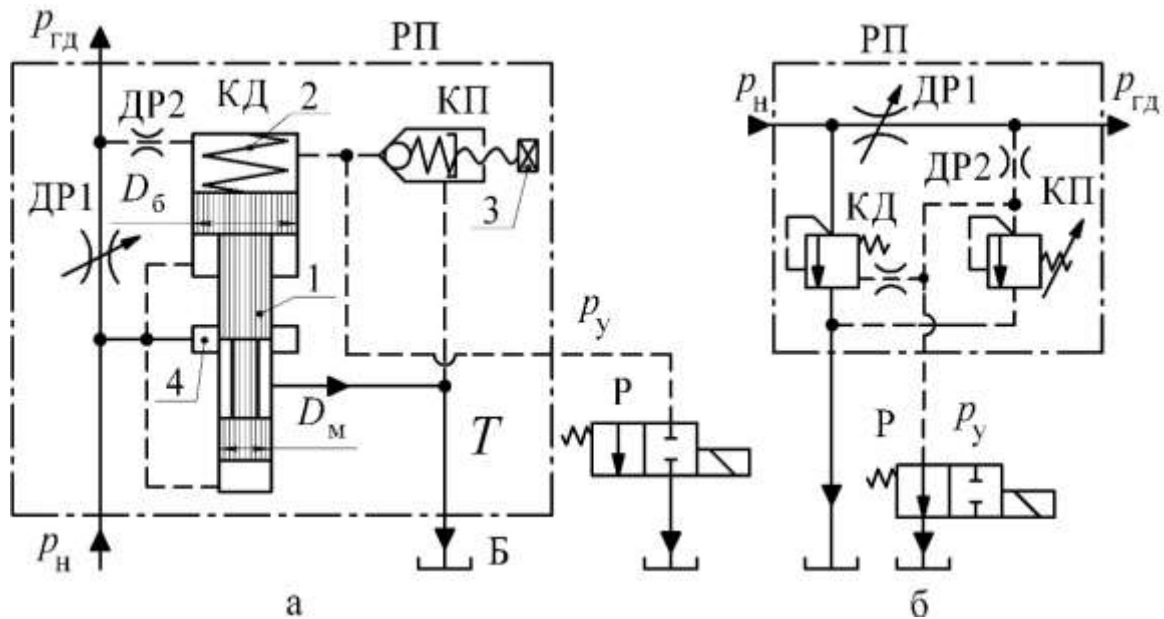


Рис. 4.10. Трипровідний регулятор витрати типу МПГ55-1:  
а – напівконструктивна схема; б – гідравлічна принципова схема

У трипровідних регуляторах перепад тисків підтримується в межах  $\Delta p_{др} = (0,2 \dots 0,25)$  МПа, що визначається відношенням  $\frac{c \cdot l_0}{S_6}$ , у зв'язку з чим тиск нагнітання насоса пов'язаний з тиском перед гідродвигуном такою залежністю

$$p_H = p_{ГД} + \Delta p_{др} = p_{ГД} + (0,2 \dots 0,25), \text{ МПа}, \quad (4.10)$$

в якій значення постійного перепаду тисків на дроселі  $\Delta p_{др}$  вважається ідеальним.

Втрати тиску на дроселі ДР1 в трипровідному регуляторі становлять близько 4 % при тиску 6,3 МПа і менш ніж 2,5 % при тиску більше 10 МПа.

Завдяки постійному зливу РР з лінії нагнітання насоса в гідробак Б трипровідний регулятор доповнюють функцією запобіжного клапана КП і тим знижують габарити і масу гідроапаратури регулювання витрати і захисту від перевантажень.

При обліку сил тертя і переміщення пружини рівняння рівноваги для трипровідного регулятора (4.8) приймає такий вигляд [47]

$$p_H \cdot S_{\text{зол}} = p_{\text{Гд}} \cdot S_{\text{зол}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{тр}} = p_{\text{Гд}} \cdot S_{\text{зол}} + c(l_0 + l) + F_{\text{тр}}, \quad (4.11)$$

де  $l_0$  – попереднє зсунення пружини, мм;

$l$  – відхилення пружини жорсткістю  $c$  [Н/мм] від початкового положення при роботі клапана тиску, мм,

$F_{\text{тр}}$  – сила тертя золотника, Н,

і тому відносну похибку стабілізації витрати РР визначають за формулою

$$\delta_Q = \sqrt{1 + \frac{l}{l_0} + \frac{F_{\text{тр}}}{c \cdot l_0}} - 1. \quad (4.12)$$

Двопровідні регулятори витрати випускаються в Україні Каменським машинобудівним заводом (у стиковому виконанні і в поєднанні із зворотним клапаном) і заводом «Фрегат» (у трубному виконанні). Найширша номенклатура щодо зведених діаметрів двопровідних і трипровідних регуляторів витрати випускається ВАТ «Гідравлік» (м. Грязі). Регулятори витрати з пропорційним електричним керуванням виробляються Гомельським ПО «Гідропривод». Прикладом вживання регуляторів витрати є ОГП зернозбирального комбайна «Обрій» виробництва заводу ім. В.О. Малишева, в якому для регулювання частоти обертання гідромотора приводу мотовила і забезпечення при цьому жорсткості характеристики встановлений трипровідний регулятор витрати спільно із запобіжним клапаном.

## 4.4. Гідророзподільники

Гідророзподільники – спрямівні гідроапарати, що керують пуском, зупинкою та напрямом потоку РР завдяки повному відкриванню чи повному закриванню робочого прохідного отвору [16].

Спрямівним гідророзподільником називається гідроапарат, призначений для керування пуском, зупиненням та напрямком потоку РР у двох чи більше гідропроводах залежно від наявності зовнішньої керувальної дії. Залежно від кількості фіксованих позицій запірно-регулювального елемента гідророзподільники можуть бути двопозиційними, трипозиційними і т.д. Залежно від кількості зовнішніх гідропроводів, в яких потік керується розподільником, гідророзподільники можуть бути двопровідними, трипровідними і т.д.

При керуванні підвищеними витратами РР (більше 30...50 л/хв) конструкція гідророзподільника включає:

- 1) основний спрямівний гідророзподільник;
- 2) гідропілот – допоміжний гідророзподільник, призначений для керування іншим основним гідророзподільником.

### 4.4.1. Гідророзподільники імпортного виробництва

В табл. 4.1 наведені технічні характеристики гідророзподільників провідних зарубіжних фірм.

Основними параметрами гідророзподільників є тиск, зокрема номінальний до 21...35 МПа і максимальний до 42 МПа, та витрати РР, які досягають залежно від типорозміру (зведеного діаметру) до 300...1600 л/х. Кількість золотників в одному блоці досягає 2...11 шт.

Гідророзподільники мають різні схеми комутації каналів в робочих та нейтральному положеннях, зокрема від трьох до восьми провідного виконання, а також мають дві, три та чотири позиційні типи. До гідророзподільників встановлюють різні гідроапарати, що сприяють регулюванню швидкості та безпеки роботи ОГП, зокрема, гідрозамки, дроселі, запобіжні, зворотні та гальмівні клапани.

Таблиця 4.1

Технічні характеристики гідророзподільників провідних зарубіжних фірм

Шифр	Витрати, л/хв	Тиск, МПа	Конструктивні особливості
MO 16...52 RBG	110...1600	35/42	МБ(4) – Р; Г; Е. НР; НН
M8 RBG	2×150...2×450	35/42	МБ(6) – Г; Е. НР; НН
M6 RBG	200; 350	35/42	МБ(8) – Г; Е. – <i>LUDV</i>
M7 RBG	350; 420	35/42	МБ(9) – Г; Е. – <i>LUDV</i>
M4 RBG	150; 200	35/42	СК(10) – Р; Г; Е. – <i>LS</i>
MP 18(22) RBG	300 (380)	25/35	СК(8) – Р; Г; Е. – <i>LS</i> . НР
SX 12(14) RBG	120 (175)	25/30	СК(10) – Р; Г; Е. – <i>LUDV</i> . НР; НН
SM 12 RBG	70	25/30	СК(10) – Р; Г; Е. НН
SB1-0C RBG	30	25/30	СК(4) – Р.
SB12LS RBG	80	25/35	СК(10) – Р; Г; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
SB23LS RBG	140	25/28	СК(10) – Р; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
EHM18 RBG	230	21/20	СК(8) – Г; Е. – <i>LUDV</i> . НР
P70CF PH	75	32/35	СК(10) – Р; П; Г; Е. НР
F130CF(CP) PH	110 (150 CP)	32/35	СК(11) – Р; П; Г; Е; В. НР
F150CP PH	150	32	СК(11) – Р; П; Г; Е. НР; НН
H170CF PH	170	32/33	СК(4) – Р; П; Г; Е. НН
MH20 PH	90	25/21	МБ(3) – Р; Г; Е.
KM85(86) PH	80	32/35	МБ(2) – Р.Е. KM86 – <i>LS</i>
KM300 PH	300	23/32	МБ(3) – Р.
L90LS PH	150	32/35	СК(10) – Р; П; Г; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
K170LS PH	280	33/35	СК(9) – Р; П; Г; Е. – <i>LS</i> . НР
K220LS PH	2 × 280	35/35	СК(7) – Г; Е. – <i>LS</i> .
HV08 PH	300	32/35	СК(6) – Р; П; Г; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
M400LS PH	900	28/40	МБ(2) – Г. – <i>LS</i>
PVG 32 S-D	125	35/35	СК(10) – Р; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
PVG 100 S-D	180	35/35	СК(10) – Р; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
PVG 120 S-D	240	35/40	СК(8) – Р; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
LSC905 B-P	140	25/25	СК(10) – Р. – <i>LS</i> . НР; НН

*Примітки:* RBG – «Rexroth Bosch Group»; S-D – «SAUER-DANFOSS»; PH – «PARKER HYDRAULICS»; B-P – «Bondioli & Pavesi»; СК – секційний; МБ – моноблоковий (у дужках вказано кількість золотників); керування: Р – ручне (механічне), Г – гідравлічне, Е – електричне (електрогідравлічне), П – пневматичне; тиск: над рисою – в лінії насоса, під рисою – в лініях спо-

живача; для застосування з насосами: НН – з постійним і НР – з регульованим робочим об'ємом; *LS* і *LUDV* – системи енергозбереження [12; 23].

Гідророзподільники адаптовані для застосування з насосами постійного робочого об'єму або з насосами з регульованим робочим об'ємом, зокрема з регуляторами тиску та витрати, що сприяє енергозбереженню в ОГП. Для енергозбереження використовують системи *LS* [12] та *LUDV* [23], опис яких даний далі та в інших розділах монографії. Для рішення задач дистанційного керування та автоматизації роботи ОГП золотники гідророзподільників мають крім ручного кількка систем управління, зокрема гідравлічне, електричне (електрогідравлічне і пропорційне) і пневматичне. До технічних характеристик гідророзподільників відносять також залежності перепаду тисків від витрати РР при її течії в різних напрямках відносно отворів тиску, зливу та робочих до гідродвигунів. Важливе значення мають витоки РР по крайкам золотників, що наводяться в технічних характеристиках гідророзподільників залежно від тиску. Значення витоків впливає як на ККД ОГП, так і «жорсткість» його роботи під навантаженням, що має значення в вантажопідйомних машинах, наприклад, стрілових кранах та мобільних підйомниках з робочими платформами (МППП).

В каталогах виробників гідророзподільників також наводять характеристики електромагнітів, зокрема значення зусилля, струму та напруги і параметри роз'ємів для з'єднання з блоками живлення. Безумовно, для мобільних машин має значення маса гідророзподільників та способів їх монтажу на машині.

В ОГП підйомних кранів і інших мобільних машин знайшли застосування секційні гідророзподільники серії PVG фірми «SAUER DANFOSS» – золотникові розподільники з пропорційним електричним, гідравлічним і механічним управлінням [48]. За допомогою вбудованої в гідророзподільники системи *LS* забезпечується ефективно енергозбереження в ОГП з дросельним (при використанні насоса з постійним робочим об'ємом) і машинним (шляхом зміни робочого об'єму насоса) регулюванням витрати за рахунок автоматичної мінімізації значень тиску і витрати, що задовольняє потребі конкретного гідроциліндра або гідромотора робочого органу машини.

Електромагнітне керування забезпечується системами:

1. PVES – пропорційної з супервисокою точністю;

2. PVEN – пропорційної з високою точністю;
3. PVEM – пропорційної з середньою точністю;
4. PVEO – двопозиційної дискретної (On/Off).

Гідророзподільники мають до 10 робочих секцій, кожна з яких забезпечує функціонування певного гідроциліндра або гідромотора, номінальний тиск становить 30 МПа (максимальний 35 МПа), витрата РР до 240 л/хв. Напруга живлення на електромагнітах 12 або 24 В постійного струму.

Золотники робочих секцій гідророзподільника PVG мають більше 30 варіантів схем, включаючи три- і чотирипозиційну (з «плаваючою» позицією), а також різні комбінації комунікацій каналів у нейтральному і робочому положеннях золотника (із закритим чи відкритим центром, з дроселювальним ефектом та ін.).

На рис. 4.11 представлена гідравлічна принципова схема ОГП з напірною секцією НС типу 157B5010 гідророзподільника серії PVG з нерегульованим насосом Н. Напорна секція НС містить основні лінії підведення  $p$  від насоса і зливу  $T$ , лінію  $p_y$  керування гідророзподільниками робочих секцій і лінію  $LS$  дистанційного керування основним запобіжним клапаном КП1. До складу секції входять пілотний запобіжний клапан КПп, налаштований на максимальний тиск ОГП, при якому відкривається основний клапан КП1, редукційний КР і підпірний КД1 гідроклапани системи керування золотниками гідророзподільників робочих секцій, дроселі ДР1 і ДР2 в лініях керування. Для використання гідророзподільника в ОГП з нерегульованим насосом і дросельним регулюванням швидкості в напірній секції між точками К1 і К2 виконаний розрив. Дистанційне керування налаштуванням тиску основного запобіжного клапана КП1 здійснюється зовнішнім клапаном тиску КД2 з електромагнітним пропорційним керуванням. Точка Мв використовується для підключення перетворювача тиску (на схемі показаний перетворювач ПД з аналоговим вихідним сигналом). При відсутності струму  $U$  на електромагніті клапана КД2 основний клапан КП1 повністю відкритий і РР зливається в бак, збільшення струму призводить до пропорційного зростання тиску на виході з напірної секції. Перед клапаном КПп встановлений мініатюрний фільтр Ф для часток більше 200 мкм. Робочі секції містять гідророзподільники Р1 і Р2 для подачі РР до гідроциліндра Ц і гідромотора М. У кожній секції розміщені клапани тиску КДа типу «або», які забезпечують

автоматичну передачу сигналу тиску  $LS$  від максимально навантаженого споживача до клапана КП1 в ОГП з нерегульованим насосом.

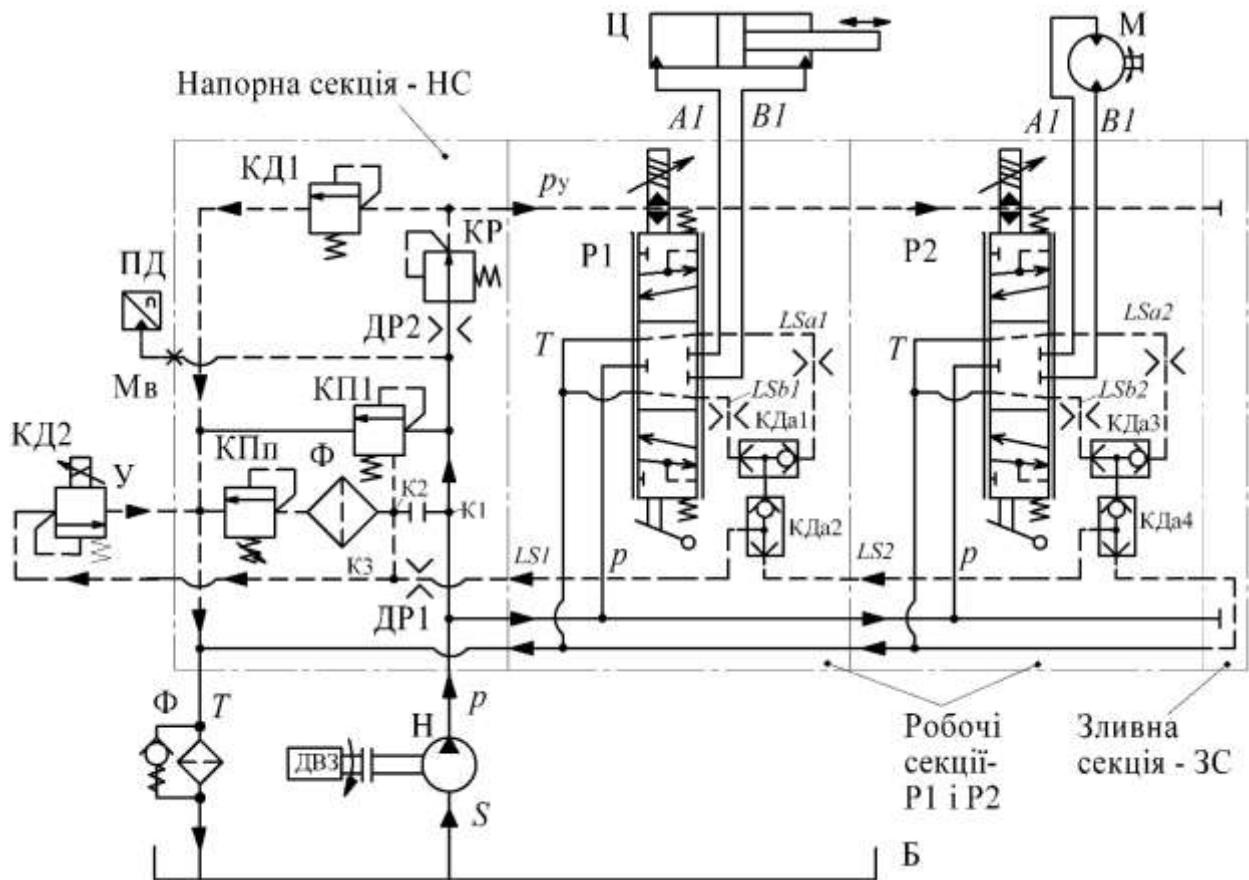


Рис. 4.11. Гідравлічна принципова схема ОГП з гідророзподільником PVG і нерегульованим насосом

При використанні гідророзподільника в ОГП з регульованим насосом Н (рис 4.12) в напірній секції НС виконаний розрив між точками К2 і К3, а лінія  $LS$  сполучена з комбінованим регулятором робочого об'єму насоса типу «тиску РД - витрати РР», в якому тиск  $p_y$  є сигналом, що забезпечує два режими роботи ОГП: при досягненні тиску спрацьовування регулятора РД подача насоса Н стає мінімальною, компенсуючи лише витрати в регуляторі і насосі; при тиску  $p_y$  менше спрацьовування регулятора РД і при використанні дроселя на вході в гідродвигун і зворотного зв'язку за тиском  $LS$  за дроселем, можливо автоматичне керування подачею насоса за допомогою регулятора РР (див. розд. 3.1).

Безпека експлуатації гідророзподільників серії PVG може бути забезпечена різними за рівнем ступенями:

1. Максимальні вимоги до безпеки забезпечують роботу в автоматичному режимі без участі оператора і реалізуються при використанні керування електромагнітами PVES і PVEN. На гідросхемі (рис. 4.13,а) з гідроциліндром Ц, гідрозамком ЗМ, гідророзподільником Р1 з пропорційним електромагнітом PVEN, насосом Н і гідробаком Б показані також компоненти безпеки:

– гідророзподільник Р2 з електромагнітом дискретного спрацьовування;

– логічний сигналізатор (реле) *R*, підключений до системи контролю несправностей в електромагніті PVEN;

– кнопка *E* аварійного відключення електроживлення.

При наявності електроживлення на електромагніт У гідророзподільника Р2 РР направляється від насоса Н до гідророзподільника Р1, забезпечуючи нормальне функціонування ОГП. При виявленні в PVEN несправності у вигляді заклинювання золотника реле *R* автоматично відключає електроживлення від електромагніту гідророзподільника Р2, що під дією пружини призводить до зміщення його золотника в положення, показане на рисунку. При цьому РР направляється в гідробак Б і гідроциліндр Ц блокується в сталому положенні завдяки гідрозамку ЗМ. Можливо також відключення струму від електромагніту У оператором за допомогою кнопки *E*. Крім того, можливе використання реле *R* для відключення електроживлення від приводного двигуна насоса Н;

2. Забезпечення високого ступеня безпеки (рис. 4.13,б) використовується тільки при втручанні оператора за допомогою кнопки *E*, що призводить до відключення струму в електромагніті У на гідророзподільнику Р2 (за аналогією з ручним режимом керування) і перемикача нейтрального положення *N*, за допомогою якого відключається струм на електромагніті PVEN і, відповідно, система діагностики контролю положення золотника гідророзподільника Р1;

3. Забезпечення середнього ступеня безпеки (рис. 4.13,в) використовується також тільки при втручанні оператора за допомогою кнопки *E*, але впливає на керуючий тиск системи *LS* шляхом його зниження до 0,8...1,4 МПа у всіх гідропристроях ОГП за допомогою гідророзподільника Р2 при знеструмленні магніту У;

4. Обмежені вимоги з безпеки (рис. 4.13,г) реалізуються тільки шляхом відключення струму на електромагніті гідророзподільника



Гідророзподільники PVG оснащують ручним (мускульним), гідравлічним та електрогідравлічним механізмами керування. Електрогідравлічне керування реалізовано в дискретному (On/Off) виконанні PVEO (без зворотного зв'язку за положенням основного золотника) і з пропорційним керуванням середньої точності PVEM, високої точності PVEH і супервисокої точності PVES. Основними параметрами, що характеризують ступінь точності керування, є швидкодія і гістерезис.

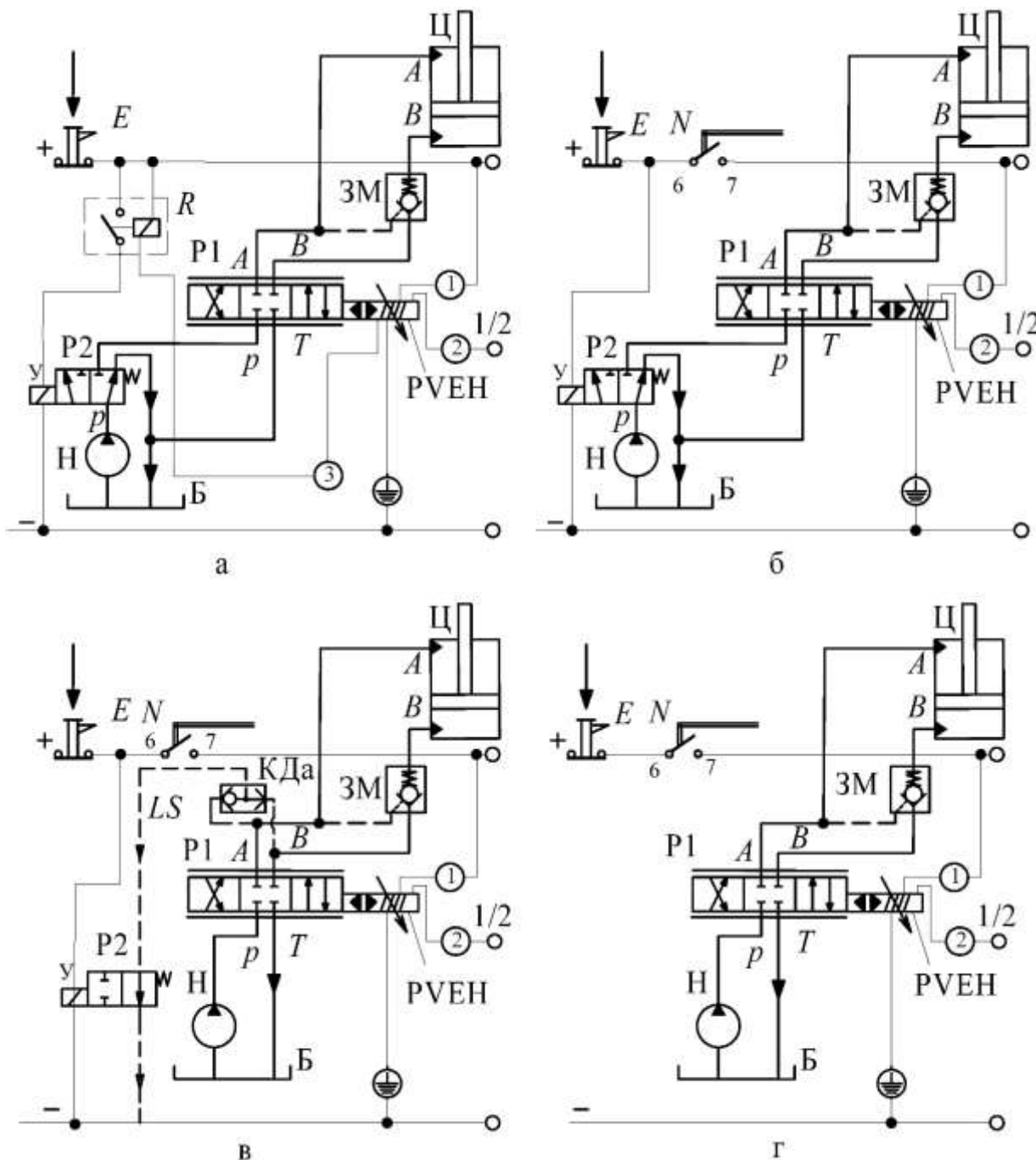


Рис. 4.13. Комбінована принципова схема ОГП з гідророзподільником PVG, що забезпечує максимальний (а), високий (б), середній (в) і обмежений (г) рівні безпеки

На рис. 4.14 наведені принципові гідравлічні схеми електрогідравлічного керування основним золотником Р гідророзподільника PVG. Пропорційне електрокерування реалізується не за допомогою пропорційного електромагніта, а на основі застосування швидкодіючих гідророзподільників з дискретним електромагнітним керуванням Р1...Р4, зібраних за мостовою схемою.

При керуванні без зворотного зв'язку за положенням золотника (рис. 4.14,а) гідророзподільники Р1 і Р2 по черзі подають РР в торцеві порожнини Х1 або Х2 основного золотника гідророзподільника Р, переміщуючи його в одне з крайніх положень. При цьому подача електроживлення на магніт У1 повинна супроводжуватися одночасною подачею електроживлення на магніт У3, для реверсу подають електроживлення на магніти У2 і У4.

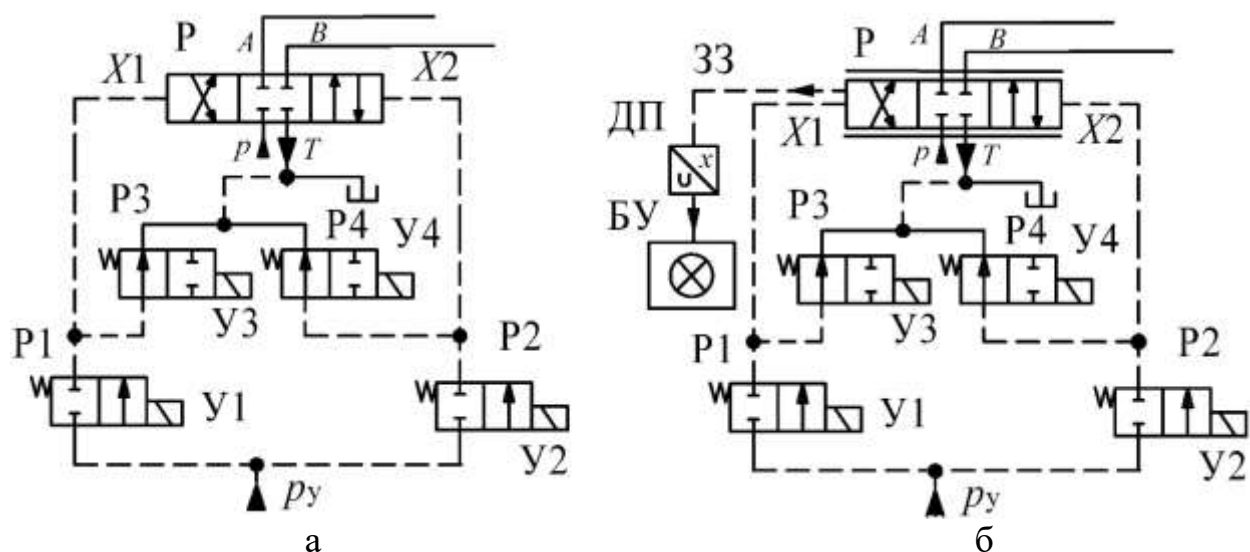


Рис. 4.14. Системи електрокерування гідророзподільником PVG

Наявність зворотного зв'язку 33 від електричного датчика положення ДП (рис. 4.14,б) дозволяє в електронному блоці БУ формувати сигнали, відповідні заданим шляхом безперервного їх порівняння. Таким чином, подача електроживлення на відповідні магніти У1...У4 дозволяє отримати на торцях основного золотника гідророзподіль-

ника Р значення тиску, що відповідають його заданому переміщенню під час роботи машини.

Схеми електричних ланцюгів джойстика PVRE для підключення гідророзподільника PVG приведені в [62].

Для надійної роботи гідророзподільників PVG у складі ОГП мобільних машин фірма рекомендує підтримання класу чистоти РР на рівні 19/16 згідно з ISO 4406. При цьому електрогідравлічний привод золотників вимагає установки фільтра в лінії нагнітання насоса у поєднанні зі зворотним (перепускним) клапаном і індикатором забрудненості фільтроелемента з номінальною тонкістю фільтрації 10 мкм або абсолютною 20 мкм. При використанні гідророзподільників з ручним керуванням допускається установка фільтра в зливній магістралі ОГП.

Як РР для гідророзподільників серії PVG рекомендуються мінеральні оливи з присадками HLP (DIN 51524) або HM (ISO 6743/4), і негорючі рідини: ефірфосфатна HFDR, водовмісні HFC, HFB та HFA, а також рапсова олія.

#### 4.4.2. Гідророзподільники вітчизняного виробництва

У табл. 4.2 наведені технічні характеристики гідророзподільників Мелітопольського заводу тракторних гідроагрегатів (МеЗТГ-Гідросила) і моделі РПС100-Будгідравліка (м. Одеса).

Перший гідророзподільник був випущений МеЗТГ у 1958 році, а у 1967 році зійшов з конвеєра мільйонний. В даний час підприємство виробляє моноблочні, секційні та спеціальні гідророзподільники для сільськогосподарських, будівельно-дорожніх, комунальних та інших мобільних машин. Номенклатурний ряд включає гідророзподільники з витратою від 50 до 250 л/хв та різними типами управління: механічним, гідравлічним, електричним та пневматичним. З 2004 року на підприємстві працює система управління якістю, сертифікована за міжнародним стандартом ISO 9000:2008.

Розглянемо деякі конструкції та технічні характеристики гідророзподільників вітчизняного виробництва. Гідравлічні схеми

застосування гідророзподільників Р80 і Р160 МеЗТГ і 5РПС100-Будгідравліка наведені також в [2].

Моноблоковий гідророзподільник МР200-МеЗТГ (рис. 4.15) призначений для використання в ОГП екскаватора на базі трактора МТЗ і включає 4 трипозиційних золотники з ручним керуванням та запобіжні клапани для захисту від перевантажень.

Таблиця 4.2

Технічні характеристики та сфери застосування гідророзподільників МеЗТГ-Гідросила ВАТ і РПС100-Будгідравліка

Шифр	Витрати, л/хв	Тиск, МПа	Конструктивні особливості, аналоги, сфера застосування
Р80	80/120 (16)	16/20	Монобл., 3(2) – золотниковий, комплектується гідрозамками, РУ. Т і С/М
МР80	80/120 (16)	20/25	Модернізований гідророзпод. Р80
Р160	160/200 (25)	16/20	Моноблоковий 3-золотниковий, РУ. Т (Т-150 и К-700)
МРС 63.4	63/80 (12)	20/25	Секц. (1-12 секцій), РУ, замість РМ12-141 («АГАТ»). Т і С/М
МРС 70.4	70/90 (12)	20/25	Секц. (1-10 секцій), з парал. і послід. підключен., РУ. Замість РП-70. Т, С/М
МРС 100.4	100/120 (20)	20/25	Секц. (1-6 секцій). Уніфікований з Р80, але має більший тиск і витрати при зменшеній масі. А, Т, Тп, С/М
МРС 160.4	160/200	20/25	Модернізований Р160. Т, СДМ, С/М
МРС-50/80 /120	50/80/120 (12/14/16)	25/35	Секц. (1-12 секц), РУ/ГУ. АК, СДМ, П, Е
МР 200.3	100/200 (20)	16/20	Монобл., 4-золотн., 3-позиц., РУ (екскаватор на базі МТЗ)
МРГС25G	200/250 (25)	20/25	Секц. (2-4 секції), РУ. АК, П, Е
МРГС25.2Г	250/300 (25)	20/25	Секц., 2-золотн., 3- і 4-позиц., ГУ. Аналог РГС25.2Г. П
МРЕ 50	50/80 (12)	16/20	Секц. (1...5 секц.), ЕГУ. ЗК – «Дон», «Снісей», «Колос», КМ
MR100.T1	100/150	/20	Однозолотн-вий, ПУ. Для самоскидів
MR100.T2(4)	/100	/20	Однозолотн-вий, ПУ. Для самоскидів
MRS100LS	100/140 (16)	/25	Секц. із системою LS. Для тракторів
РПС100	100/140 (16)	25/32	Секц. із системою LS. Для тракторів

*Примітки:* 1. Над рискою номінальні, під рискою максимальні значення, в дужках – зведений діаметр; 2. Керування: ГУ – гідравлічне; РУ – ручне;

ПУ – пневматичне; ЕГУ – електрогідравлічне; 3. Т – трактори промислові; Тп – трактори ґрунтообробні; С/М - сільськогосподарські машини; Е – екскаватори; А – автогідропідійомники; АК – автокрани; П – навантажувачі; ЗК – зернозбиральні комбайни; КМ – комунальні машини; БДМ – будівельно-дорожні машини.

Максимальні значення витрати і тиску 200 л/хв і 20 МПа, відповідно. Насос Н1 типу НШ32 подає РР до золотників Р1 і Р2 ( $p_1$ ), насос Н2 типу НШ100 подає РР до золотників Р4; Р3 і Р2 ( $p_2$ ).

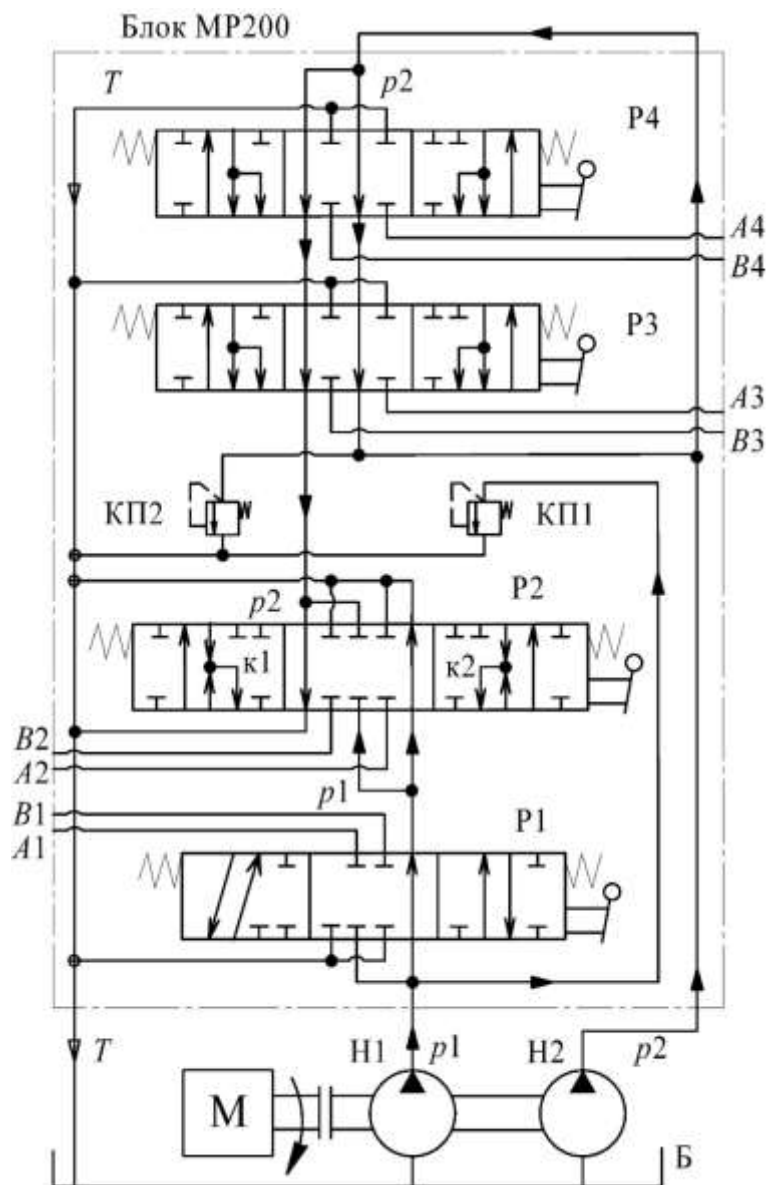


Рис. 4.15. Гідравлічна принципова схема гідророзподільника MP200-Me3TG із нагнітанням від двох насосів

Таке під'єднання насосів до золотників дозволяє отримати сумарні витрати від двох насосів Н1 і Н2 в золотникові Р2 (показано

стрілками). Запобіжні клапани КП1 і КП2 захищають від перевантажень насоси Н1 і Н2, відповідно. Особливістю конструкції гідророзподільника є 7-провідне виконання золотника Р1, 8-провідне золотників Р3 і Р4, і 10-провідне Р2. Точки К1 і К2 у золотникові Р2 є вузловими для підсумовування потоків РР.

Гідророзподільник МР200 забезпечує керування:

- золотник Р1 гідроциліндрами повороту стріли екскаватора;
- золотник Р2 гідроциліндром підйому і опускання стріли;
- золотник Р3 гідроциліндрами переміщення рукояті;
- золотник Р4 гідроциліндром нахилу ковша.

Гідророзподільник МР200 є аналогом моделі Р200 (26.6850.000-01, 6850.000.01) ОГП екскаваторів ЕО-2621В-3 (2626).

Секційні золотникові гідророзподільники серії MRS-МеЗТГ (рис. 4.16) складаються з трьох типорозмірів за зведеним діаметром 12, 14 і 16 мм, що дозволяє отримати значення номінальної витрати робочої рідини (РШ) 50, 80 і 120 л/хв, відповідно [80]. У порівнянні з гідророзподільниками, що випускалися в Україні, у серії MRS досягнуто номінального тиску 25 МПа і максимального 35 МПа.

Крім того, суттєво розширені функціональні можливості гідророзподільників шляхом їх агрегування вторинними гідроапаратами на вході в гідродвигуни для захисту від перевантажень та кавітації, а також регулювання витрати. Гідророзподільники MRS відносяться до конструкції з відкритим центром, що забезпечує розвантаження насоса від тиску при нейтральному положенні золотників. Гідророзподільники можуть бути використані в різних гідросистемах з паралельною роботою секцій, а численні конфігурації гідророзподільника роблять його універсальним для застосування в широкому спектрі мобільних машин.



Рис. 4.16. Семисекційний гідророзподільник MRS-80

У табл. 4.3 наведені основні технічні характеристики гідророзподільників MRS.

Таблиця 4.3

Технічні характеристики гідророзподільників MRS з відкритим центром

Тип	MRS-50	MRS-80	MRS-120
1. Зведений діаметр, мм	12	14	16
2. Витрата РР, л/хв			
2.1. номінальна	50	80	120
2.2. максимальна	60	90	150
2.3. мінімальна	20	20	16
3. Тиск на вході, МПа			
3.1. номінальний	25	25	25
3.2. максимальний	35	35	35
3.3. мінімальний	2	2	2
4. Управління	Механічне	Механічне	Мех/гідравл
5. Тип золотника	1,4,5,6	1,4,5,6	1,4,5,6,8
6. Кількість секцій	1...12	1...12	1...12
7. Діапазон КП, МПа	5...28	5...28	5...28
8. Тиск розвантаження, при номінальній витраті, МПа	1,5	1,3	1,3
9. Хід золотника, мм	5-0-5	6-0-6	7-0-7
10. Маса, кг	3,5+N x 2,4	5,0+N x 3,2	5,9+N x 4,7

Примітка:  $N$  – кількість секцій

На рис. 4.17 представлена гідравлічна принципова схема гідророзподільника MRS з різними типами золотників і вторинної гідроапаратури, як приклад. До складу гідророзподільника входять напірний блок Н, зливний блок С і гідророзподільники Р1...Р5. У блоці Н розміщені запобіжний клапан КП1 непрямої дії та гідропристрої для підведення тиску  $p_{H1}$  та  $p_{H2}$  до додаткового споживача, наприклад, до гідророзподільника: зворотний клапан КО1 або трипровідний гідровентиль ВН з вбудованими зворотними клапанами (коди для замовлення F.A та F.Z, відповідно).

Блок містить тільки канал відведення РР в гідробак (лінія Т). Кожен гідророзподільник має шестипровідний золотник з ручним керуванням (для MRS-120 є опція з гідравлічним керуванням) і центруванням в нейтральному положенні за допомогою пружин і зворотний клапан КО в лінії нагнітання РР від насоса  $p_H$ . Є також опція керування одночасно двома золотниками (двохосний ручний джойстик).

У номенклатурі гідророзподільників MRS є 5 виконань золотників. Схема 1 в гідророзподільнику Р5 є чотирьохпозиційною з «плаваючою» позицією та фіксацією золотника за допомогою мініатюрного гідроциліндра Цф тільки в цій позиції. Схема 4 в гідророзподільнику Р4 є трипозиційною з перекриттям відводів А4 і В4 до гідродвигуна в нейтральному положенні. Схема 5 в гідророзподільнику Р3 забезпечує повідомлення відводів гідродвигуна А3 і В3 з гідробаком за допомогою лінії зливу Т.

Схема 6 в гідророзподільнику Р2 має фіксатори в робочих позиціях золотника і так званий механізм самоповернення золотника в нейтральне положення при досягненні поршнем гідроциліндра крайніх положень. Цю функцію виконує система гідроавтоматики разом із мініатюрним гідроциліндром Цф. Схема 8 в гідророзподільнику Р1 забезпечує замикання порожнин А1 і В1 гідроциліндра, але завдяки вбудованим зворотним клапанам забезпечує захист від кавітації шляхом надходження РР з гідробака в порожнини гідроциліндра. Гідророзподільники MRS-50 і MRS-80 мають тільки ручне (м'язове) керування, MRS-120 є виконання з гідравлічним дистанційним керуванням (гідророзподільник Р1, канали керування позначені літерами а і b).

Кількість секцій в одному блоці може сягати 12.

Вторинна гідроапаратура вбудовується в гідророзподільники на замовлення споживача та включає наступну номенклатуру:

- запобіжні клапани КП2 та КП3 у лініях *A5* та *B5*;
- зворотний (або антикавітаційний) клапан КО2 в лінії *A3*;
- комбінація запобіжного клапана та антикавітаційного КП4 в лінії *A4*;
- регульований дросель ДР в лінії *A2*.

За відсутності в замовленні додаткових гідроапаратів у гідророзподільнику, наприклад Р1, встановлюється заглушка П. Слід зазначити можливість встановлення одного або двох запобіжних клапанів та різних поєднань інших гідроапаратів.

Конструкція золотників забезпечує розвантаження насоса від тиску завдяки лінії розвантаження, що повідомляє порожнину  $p_n$  нагнітання насоса над запобіжним клапаном КП1 з лінією зливу *T* в бак в нейтральному положенні всіх золотників.

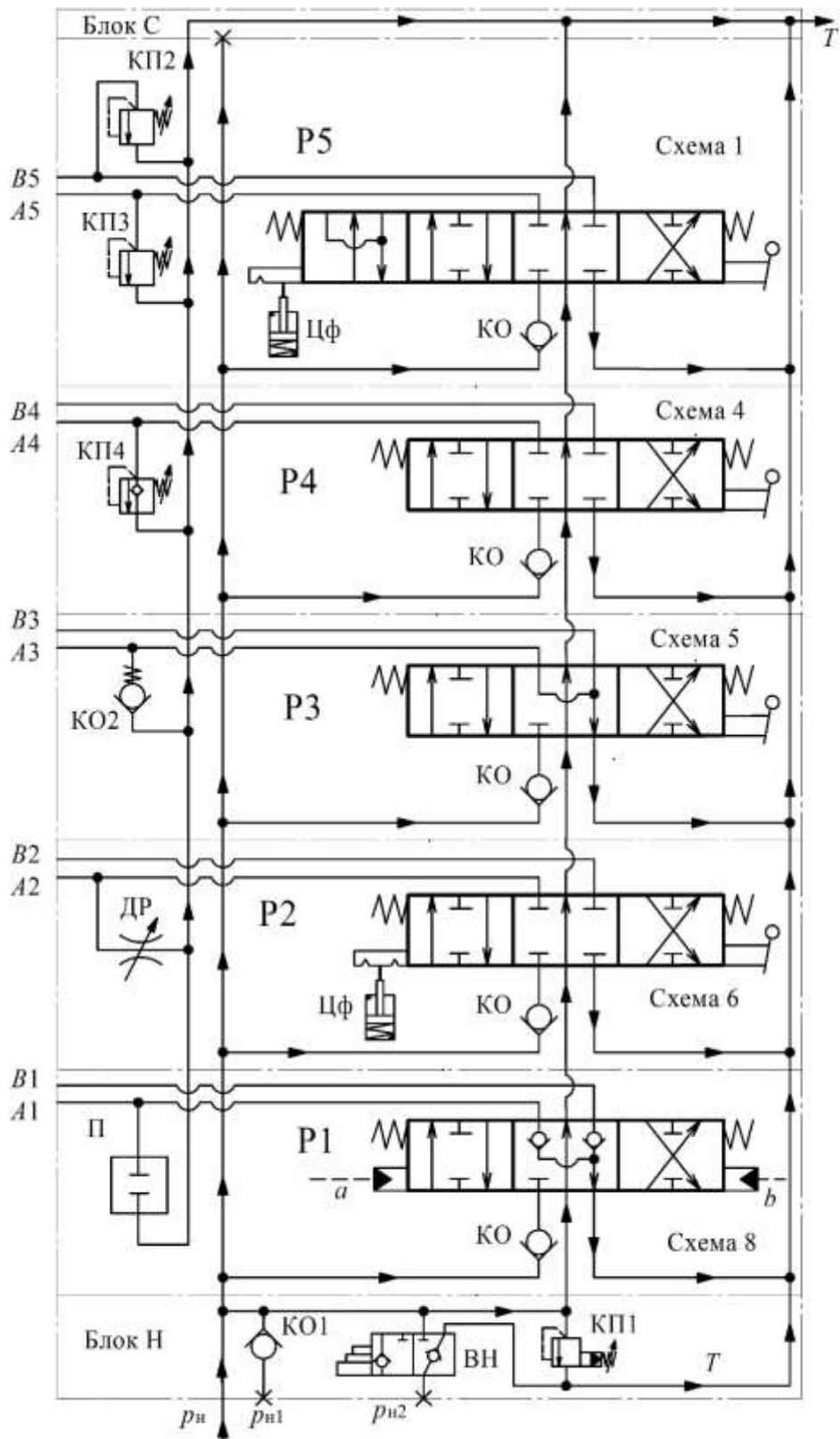


Рис. 4.17. Гідравлічна принципова схема гідророзподільників MRS

У технічних характеристиках гідророзподільників наводяться значення перепаду тисків від витрати залежно від напрямку перебігу РР:

$p_H \rightarrow A/B$  – з лінії нагнітання в один із відводів до гідродвигуна;

$A/B \rightarrow T$  – з будь-якого з відводів у лінію зливу РР у гідробак.

Ці дані є важливими для розробника та споживача ОГП, оскільки показують його реальні можливості щодо робочого тиску. Підсумовуючи ці втрати одержуємо максимальний робочий тиск, що допускається в ОГП за параметрами гідророзподільника

$$[p_{роб}]_p = p_{ном} - (\Delta p_1 + \Delta p_2) = p_{ном} - \Delta p_{\Pi}, \quad (4.13)$$

где  $\Delta p_1$  – перепад тисків при перебігу РР по лінії  $p_H \rightarrow A/B$ ,

$\Delta p_2$  – перепад тисків при перебігу РР по лінії  $A/B \rightarrow T$ ,

$\Delta p_{\Pi} = \Delta p_1 + \Delta p_2$  – підсумковий перепад тисків.

На рис. 4.18 наведено значення сумарного перепаду тисків для гідророзподільників MRS в залежності від числа секцій та номінальних значеннях витрати в 50, 80 та 120 л/хв. Наприклад, для MRS-120 при 12 секціях сумарний перепад тисків досягає  $\Delta p_{\Pi} = 3,1$  МПа, що при номінальному тиску 25 МПа дозволяє визначити допустимий робочий тиск блоку гідророзподільників

$$[p_{роб}]_p = p_{ном} - \Delta p_{\Pi} = 25 - 3,1 = 21,9 \text{ МПа}, \quad (4.14)$$

вище за який робота ОГП не допускається.

Фактично, з урахуванням втрат тиску за довжиною в трубопроводах, місцевих опорах на фільтрах і оливаохолоджувачі, і терті в гідродвигунах, позначених як  $\Delta p_{L+м.с}$ , допустимий робочий тиск в ОГП буде ще нижчим

$$[p_{роб}]_{огп} = p_{ном} - \Delta p_{\Pi} - \Delta p_{L+м.с}. \quad (4.15)$$

Слід зазначити, що сумарні значення перепаду тисків  $\Delta p_{\Pi}$  мають практично лінійний характер.

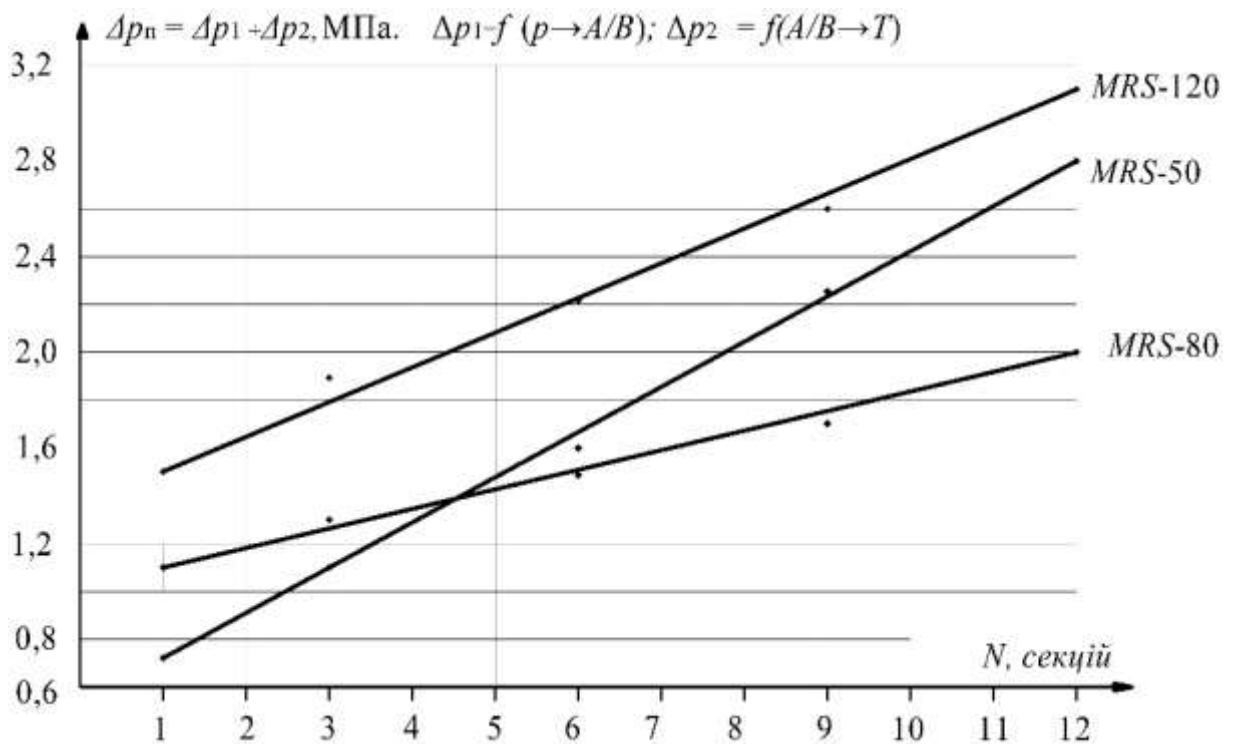


Рис. 4.18. Залежність перепаду тисків від числа секцій у гідророзподільниках MRS за відповідної номінальної витрати

Вимоги щодо експлуатації гідророзподільників MRS:

1. Перед встановленням гідророзподільника в гідросистему машини слід видалити гумові або пластмасові пробки, якими були тимчасово закриті отвори приєднання до корпусу, злити залишки консерваційної оливи і переконатися в чистоті каналів гідророзподільника;

2. Приєднувальна арматура має забезпечувати повну герметичність;

3. Гідророзподільники повинні експлуатуватися в кліматичних умовах, що відповідають кліматичному виконанню вузлів, температура навколишнього середовища від «мінус» 40 до +60°C. За низьких температур навколишнього повітря гідросистему перед початком роботи слід прогріти;

4. При тривалій роботі температура РР не має перевищувати 80 °С;

5. Для безвідмовної роботи гідророзподільника необхідна фільтрація оливи з тонкістю не більше 25 мкм, що досягається встановленням фільтра в заливну горловину бака та зливну магістраль гідросистеми. Як РР допускаються будь-які мінеральні та спеціальні оливи, що застосовуються в гідросистемах машин з

кінематичною в'язкістю 30...70 мм<sup>2</sup>/с при температурі 50 °С. Чистота РР, при якій допускається експлуатація виробу, не грубіше – /21/19 за ISO 4406;

6. Не слід примусово утримувати золотники у позиціях «Підйом» та «Опускання» після закінчення робочого ходу виконавчого органу, щоб уникнути перегріву гідросистеми;

7. У разі відступу від вимог технічних умов ресурс гідророзподільника знижується.

Секційні гідророзподільники серії MRS100LS-МеЗТГ є однією з сучасних розробок останніх років, забезпечуючи можливість комплектації ОГП мобільних машин гідророзподільниками на тиск до 25 МПа, кількістю золотників до 10, вбудованими регуляторами витрати РР, різними засобами управління переміщенням золотників і енергозберігаючою системою *LS*.

Основні технічні характеристики секційного гідророзподільника серії MRS100LS:

- 1) позначення секцій – клапанна, золотникова та зливна;
- 2) тип секції золотника – MRS;
- 3) номінальна витрата – 100 л/хв;
- 4) максимальна витрата:  
з регульованим насосом – 140 л/хв;  
із насосом постійного робочого об'єму – 130 л/хв;
- 5) максимальний робочий тиск – 25 МПа;
- 6) діапазон налаштування запобіжного клапана – 5...25 МПа;
- 7) максимальний витік у парі «корпус-золотник» при тиску 11 МПа за 2,5 хв, не більше – 10 см<sup>3</sup>;
- 8) максимальні перетікання РР між золотниковими секціями – 3 см<sup>3</sup>/хв;
- 9) перепади тиску в лініях при витраті 100 л/хв, не більше:  
«нейтраль» і «плаваюча» – 1,2 МПа;  
«підйом» та «опускання» – 1,5 МПа;
- 10) зусилля управління золотником осьове з фіксованих положень, не більше – 280 Н;
- 11) тип серії – незалежне керування від навантаження *LS*;
- 12) тип гідросхеми – закритий центр *CL*;
- 13) тип клапанної системи – для насосів з постійним *F* та змінним *V* робочим об'ємом;

14) спосіб управління золотником: важільне LM і LN залежно від розташування отворів підведення та відведення PP; дистанційне чи тросове – D; електрогідравлічне – E;

15) можливість встановлення гідрозамка в лінії А або Б (опція Z);

16) можливість встановлення компенсатора тиску (опція S);

17) зливна секція з керуючим каналом "X";

18) Типи золотників:

1 – чотирипозиційний без фіксації у робочих положеннях та фіксація у положенні «плаваюча» (порти А і В повідомлені зі зливом), в «нейтралі» порти А і В замкнені;

2 – чотирипозиційний без фіксації в робочих положеннях і положенні «плаваюча» (порти А і В повідомлені зі зливом), в «нейтралі» порти А і В замкнені. Автоматичне повернення з робочих позицій при досягненні заданого тиску;

3 – чотирипозиційний з фіксацією в робочому положенні «підйом» та становищі «плаваюча» (порти А та В повідомлені зі зливом), у «нейтралі» порти А та В замкнені. Автоматичне повернення з робочої позиції «підйом» при досягненні заданого тиску;

4 – трипозиційний без фіксації в робочих положеннях, в «нейтралі» порти А і В замкнені;

5 – трипозиційний без фіксації у робочих положеннях, в «нейтралі» порти А і В відкриті;

6 – трипозиційний з фіксацією в робочих положеннях «підйом» і «опускання», в «нейтралі» порти А і В замкнені;

9 – чотирипозиційний з фіксацією в робочих положеннях «підйом», «опускання», та положенні «плаваюча» (порти А і В повідомлені зі зливом), в нейтралі порти А і В замкнені. Автоматичне повернення з робочих позицій в нейтральне при досягненні заданого тиску.

Рекомендовані значення коефіцієнта кінематичної в'язкості PP: мінімальне 17 мм<sup>2</sup>/с; максимальне 75 мм<sup>2</sup>/с; оптимальне 35 мм<sup>2</sup>/с. Температура PP в діапазоні робочої в'язкості від «мінус» 25 °С до +85 °С.

На рис. 4.19 представлені гідравлічні принципові схеми гідророзподільника MRS100LS з п'ятьма золотниками P1...P5 для роботи в ОГП з насосами постійного та регульованого робочого об'єму. Всі гідророзподільники забезпечені дроселями ДР і клапанами тиску КД, що забезпечують сталість попередньо налаштованої витрати через дросель незалежно від навантаження на

робочий орган ОГП (гідроциліндр або гідромотор). На вході в золотники встановлені зворотні клапани для запобігання мимовільного переміщення робочого органу при перемиканні позицій гідророзподільника.

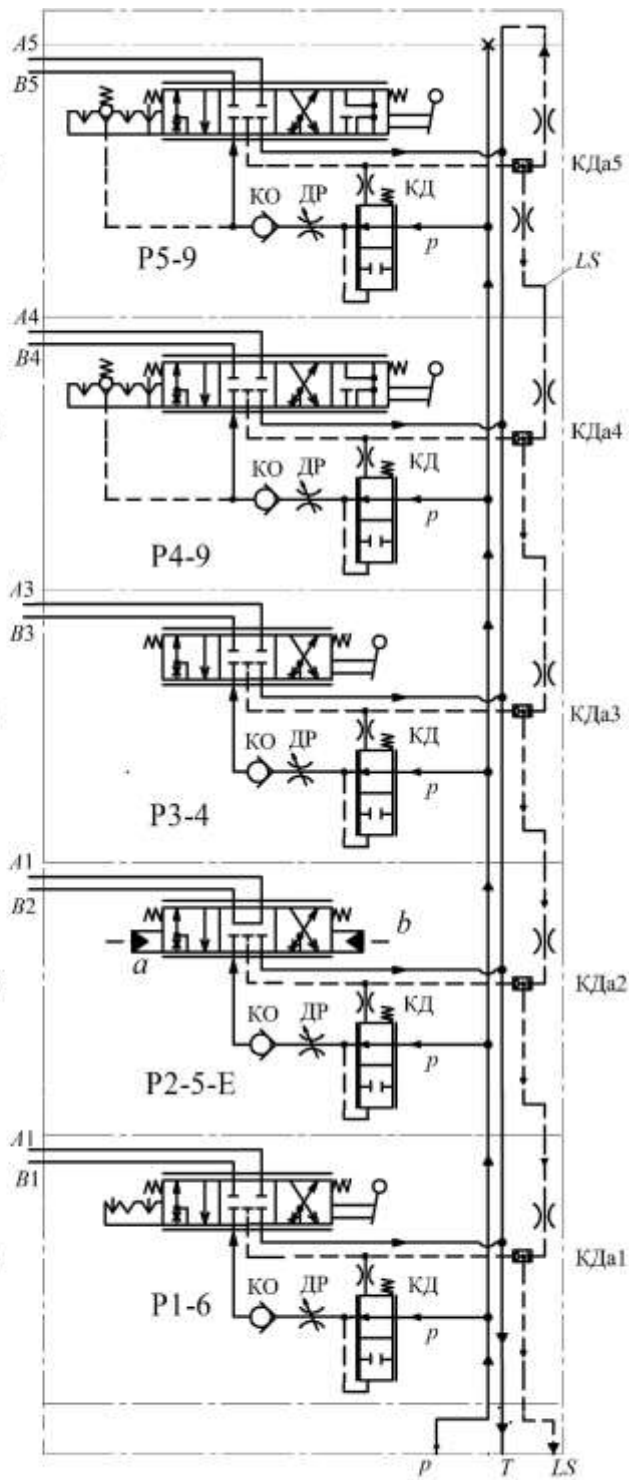
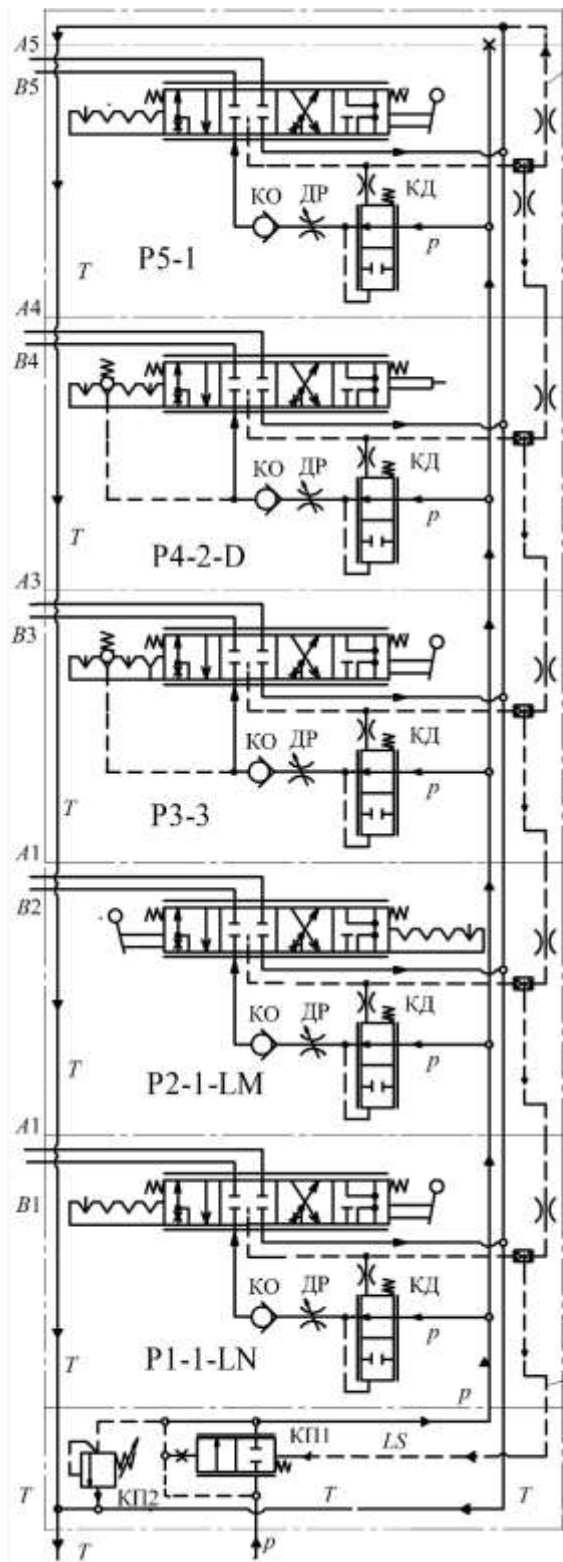


Рис. 4.19. Гідророзподільник серії MRS100LS-Гідросила для ОГП з насосами з постійним  $F(a)$  та регульованим  $V(b)$  робочими об'ємами

Лінії  $LS$  за допомогою клапанів тиску  $KDa$  (типу «або») забезпечують керуючі сигнали тиску в систему управління для енергозбереження в ОГП:

- до запобіжного клапана у приводі з нерегульованим насосом;
- до регулятора подачі у приводі з регульованим насосом;

Захист гідророзподільника та ОГП в цілому здійснюється за допомогою вбудованих основного КП1 та пілотного КП2 запобіжних клапанів в опції  $F$  з нерегульованим насосом (а) та  $V$  з регульованим насосом (б).

Гідророзподільники мають три і чотирьохпозиційне виконання золотників та різні схеми управління їх переміщенням, повідомленням каналів у нейтральній позиції, фіксацією золотників та встановленням автомата самоповернення золотників у нейтральне положення при досягненні в ОГП максимального тиску, близького за значенням до тиску спрацьовування запобіжних клапанів.

Опції золотникових секцій позначені з урахуванням номера золотника, гідравлічної схеми та виду управління переміщенням золотника, наприклад,  $P4-2-D$ ; гідророзподільник  $P4$  на рис. 4.19,а; тип золотника – 2;  $D$  – тросове керування переміщенням золотника.

Виробництво моноблокових гідророзподільників за ліцензією фірми «M. Rexroth» серій ГГ432 і ГГ420 на тиск до 40 МПа для ОГП екскаваторів розпочато в 1975 р. Андіжанським ВО «Гідромаш» та в 1984 р. харківським ПО «Будгідравліка» (зведені діаметри 32 і 20 мм, відповідно). В цей час гідророзподільники ГГ420-Б (рис. 4.20) випускає харківське ТОВ СКТБ «Гідромодуль» [22].

У корпусі з високоміцного чавуну розміщені запобіжний клапан непрямої дії КП1 і чотири золотникових гідророзподільники – з паралельним підключенням  $P1...P3$  і послідовним  $P4$  (включення останнього можливо тільки при нейтральному положенні  $P1...P3$ ). Гідролінії повідомлення гідророзподільників з гідроциліндрами або гідромоторами ОГП позначені буквами  $A1...A4$  і  $B1...B4$ . Для зручності монтажу розподільника є два паралельних отвори підведення і зливу  $PP$ , які позначені буквами  $p1$  і  $p2$ ,  $T1$  і  $T2$ , відповідно.

Управління гідророзподільниками здійснюється шляхом подання  $PP$  під торці золотників  $X1...X4$  і  $Y1...Y4$  від зовнішніх джерел  $PP$ : гідророзподільників з ручним або дискретним

електромагнітним керуванням, дозволяючи мати тільки дві крайні робочі позиції золотників; редукційних клапанів з ручним або електромагнітним пропорційним керуванням, дозволяючи мати нескінченне число проміжних положень золотника і забезпечуючи плавне регулювання швидкості гідродвигуна і його гальмування.

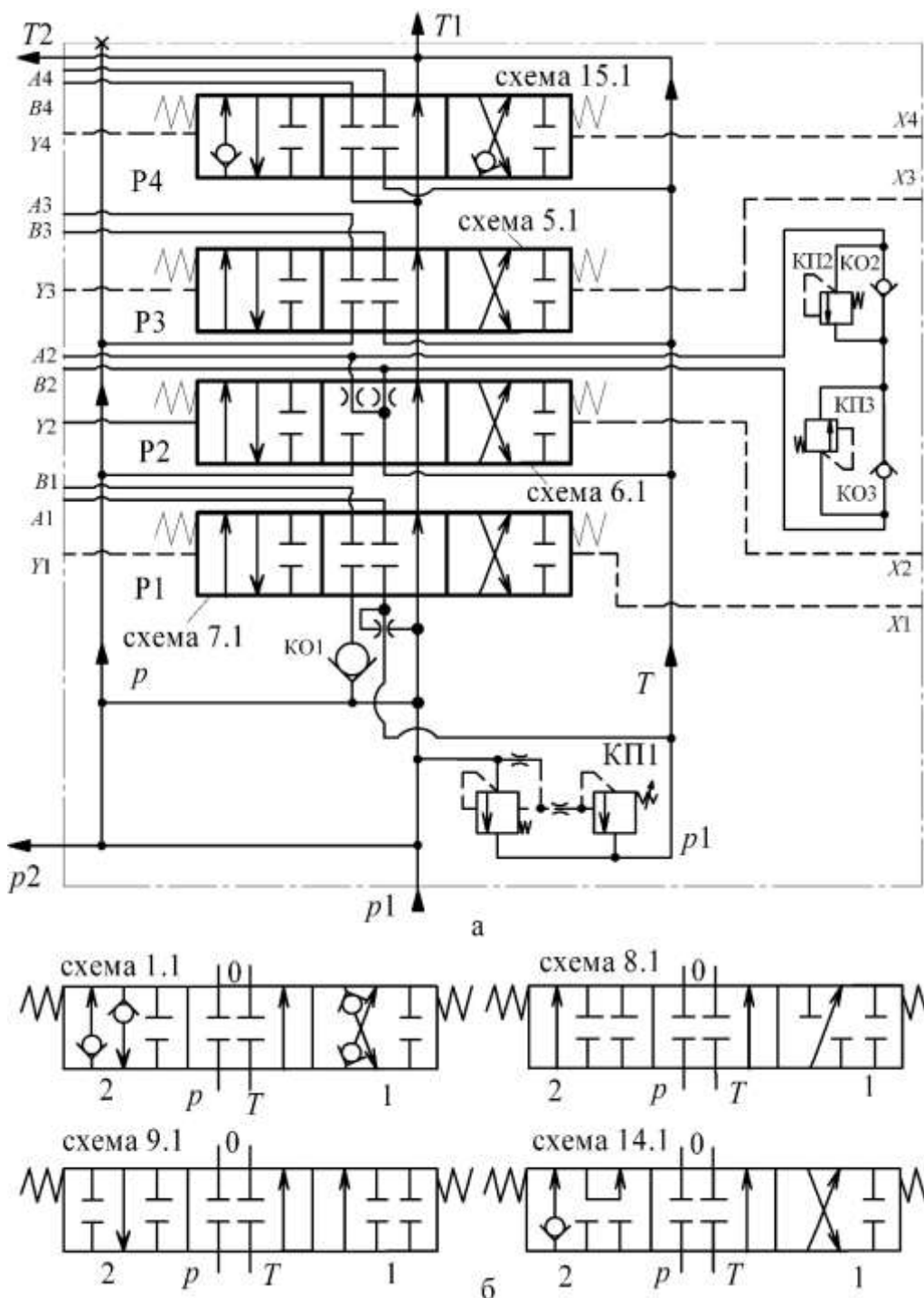


Рис. 4.20. Гідравлічна принципова схема чотирьозолотникового моноблокового гідророзподільника ГГ420-Б (а) і додаткові схеми розподілу потоків РР (б)

З метою підвищення надійності роботи ОГП при високих динамічних навантаженнях, залежних від значень інерційних мас робочого органу, частоти і часу перемикань гідророзподільника, як додатковий захист від перевантажень застосовують «вторинні запобіжні» КП2 і КП3 та антикавітаційні КО2 і КО3 зворотні клапани. За схемою підведення РР до золотників можливе паралельне, комбіноване індивідуальне та комбіноване послідовне приєднання.

Гідророзподільники ГГ420Б і ГГ432В призначені для ОГП з номінальною витратою 200 і 400 л/хв, мають масу 50 і 100 кг, відповідно, 90 % ресурс становить  $2 \cdot 10^6$  циклів.

Схеми розподілу потоків РР, застосовувані в трипозиційних гідророзподільниках ГГ420-Б:

– 1.1. Вбудовані зворотні клапани виключають зворотний потік РР у момент перемикання гідророзподільника. У нейтральній позиції відводи А і В замкнені, лінія нагнітання сполучена з баком. Застосовують для керування гідроциліндрами двосторонньої дії у випадках, коли потрібне включення механізмів, що перебувають під навантаженням (стріла крана, екскаватора або вантажна лебідка);

– 5.1. У нейтральній позиції відведення А і В замкнені, лінія нагнітання сполучена з баком. Застосовують для керування гідроциліндрами двосторонньої дії при відсутності навантаження, спрямованого в бік руху поршня, а за наявності такого навантаження використовуються в поєднанні з гідрозамками. Гідравлічний опір РР менше, ніж у схемі 1.1;

– 6.1. В нейтральній позиції відведення А і В сполучені між собою і баком через дроселі, лінія нагнітання сполучена з баком. Застосовують для керування гідромоторами за відсутності попутного навантаження механізмів повороту платформи при використанні механічного гальма і необхідності гідравлічного пригальмовування через дросель, вбудований у золотник. Сполучення робочих порожнин із баком дозволяє компенсувати витоки РР у гідромоторі;

– 7.1. В нейтральній позиції відведення А1 і В1 замкнені, лінія нагнітання  $p_1$  сполучена з баком, є вбудований гальмівний (протиобгінний) клапан. Застосовують для керування гідроциліндрами двосторонньої дії при попутному навантаженні. Вбудований гальмівний клапан (протиобгінний пристрій) виключає розрив потоку в

напірній гідролінії при дії попутного навантаження. Сфера застосування – ОГП ходу колісних машин;

– 8.1. Призначена для підсумовування потоків РР;

– 9.1. У нейтральній позиції відведення *A* і *B* замкнені, 2-а робоча позиція служить для безнасосного опускання, 1-а для підсумовування потоків;

– 14.1. Призначена для послідовного з'єднання робочих органів (суміщення операцій). Золотник встановлюють тільки в третьому розточенні корпусу;

– 15.1. Гідророзподільник зі зниженими гідравлічними втратами. Вбудовані зворотні клапани запобігають зворотному потоку РР в момент включення. Сфера застосування – керування гідродвигунами при зустрічному навантаженні.

Для керування золотниками застосовують пілотне гідравлічне або електрогідравлічне керування. Для дискретного керування, тобто отримання тільки двох крайніх положень золотника Р1 (рис. 4.21,а) встановлюють трипозиційний гідророзподільник Р2 за 34 схемою підключення каналів у середньому положенні (*A2*, *B2* і *T* сполучені з гідробаком, а в каналі  $p_y$  підтримується тиск, що створюється насосом керування або редуційним клапаном на відведенні від основного насоса ОГП).

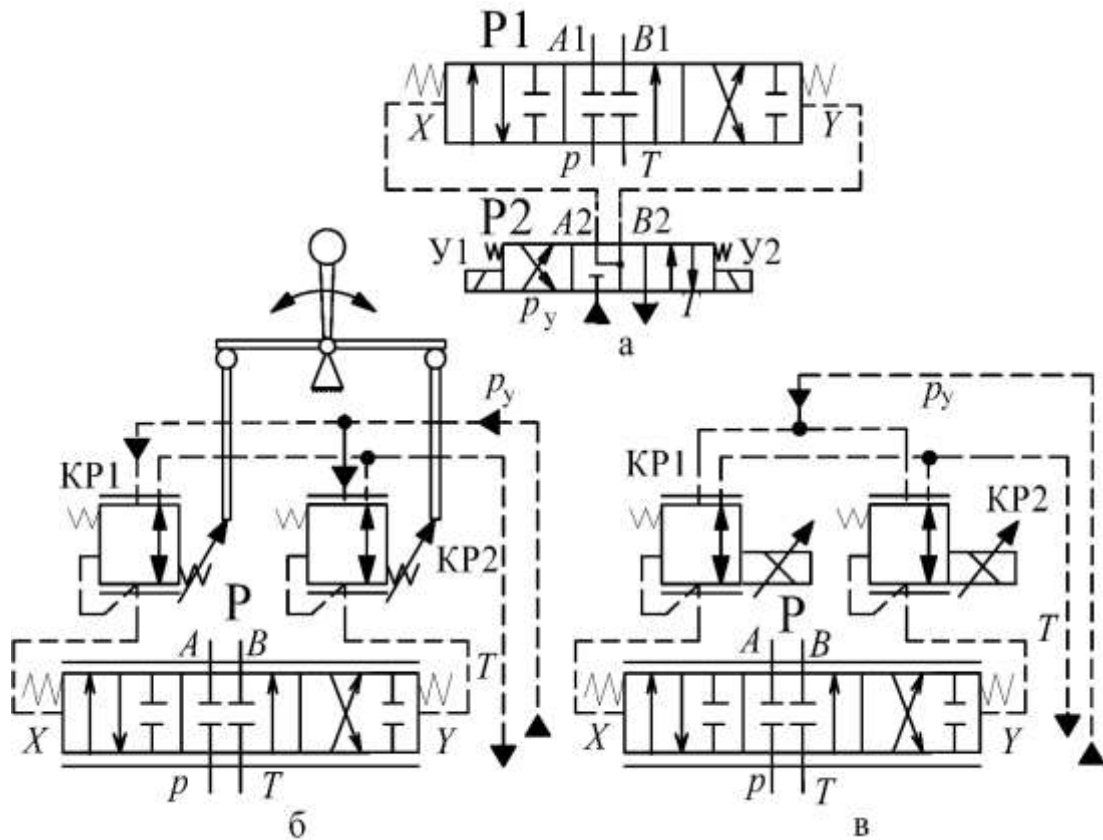


Рис. 4.21. Гідравлічні принципові схеми керування основним золотником Р (P1) гідророзподільника ГГ-420Б

Пропорційне керування з нескінченним числом проміжних позицій забезпечують редукційні клапани. При використанні двох редукційних клапанів КР1 і КР2 з механічним керуванням (рис. 4.21,б) від загальної рукоятки (джойстика), РР подається під торці основного золотника Р зі змінним тиском, що у взаємозв'язку з центруючими пружинами дозволяє отримати необхідне положення золотника Р і значення площі відкриття вікна проходу РР до гідродвигуна. При установці редукційних клапанів КР1 і КР2 з пропорційними електромагнітами (рис. 4.21,в) досягається аналогічний ефект отримання нескінченного числа проміжних позицій, але більш зручний і менш трудомісткий у зв'язку зі зниженням зусилля на джойстик і необхідності монтажу трубопроводів від гідророзподільника до кабіни. Крім того, можлива автоматизація технологічних процесів при відповідному програмному забезпеченні.

#### 4.5. Гідроапаратура на базі пропорційних електромагнітів

Гідропристроєм з пропорційним керуванням називається гідропристрій, в якому положення керованого елемента безперервно залежить від значення сигналу керування, який не коригується [16]. Гідропристроєм із пропорційним регулюванням називається гідропристрій, в якому сигнал керування, що відображає потрібне положення керованого елемента, порівнюється через зворотний зв'язок із сигналом, що відображає дійсне положення керованого елемента, після чого керований елемент займає положення, відповідне до відкорегованого сигналу керування.

Гідроапаратура з пропорційним електричним керуванням на базі лінійних пропорційних електромагнітів забезпечує дистанційне і безступеневе регулювання напрямку, витрати і тиску РР, дозволяючи реалізувати за допомогою ОГП автоматичне керування різними машинами і забезпечуючи при цьому підвищення точності, продуктивності і зниження енерговитрат.

Пропорційний електромагніт (рис. 4.22,а) розроблений на основі дискретного електромагніту, який використовується в дискретних (інша назва – циклових) апаратах електрогідравтоматики і містить корпус 1, в якому розміщені обмотка 2 і циліндровий магніт 3 з керовальним конусом 4 [74]. Якір 5 з напрямним стрижнем 6 встановлений у підшипниках ковзання 7 циліндрового магніту 3 і кришки 8. На лівий торець якоря 5 спирається компенсаційна пружина 9, стопорний диск 10 слугує упором для правого торця якоря. На корпусі встановлений електричний роз'єм 11 і гвинт для випуску повітря 12. Електричний струм, протікаючи обмоткою, створює електромагнітне поле. Це поле створює зусилля, направлене по осі рухомого якоря і може бути використане для переміщення робочого елемента гідроапарата (наприклад, золотника у гідророзподільнику або заслінки в підсилювачі потужності типу «сопло-заслінка»). Як і в дискретному електромагніті якір, сердечник і корпус виконані з матеріалу, що легко намагнічується. Пропорційний електромагніт відрізняється наявністю керовального конуса з немагнітного матеріалу, який змінює форму ліній магнітного поля.

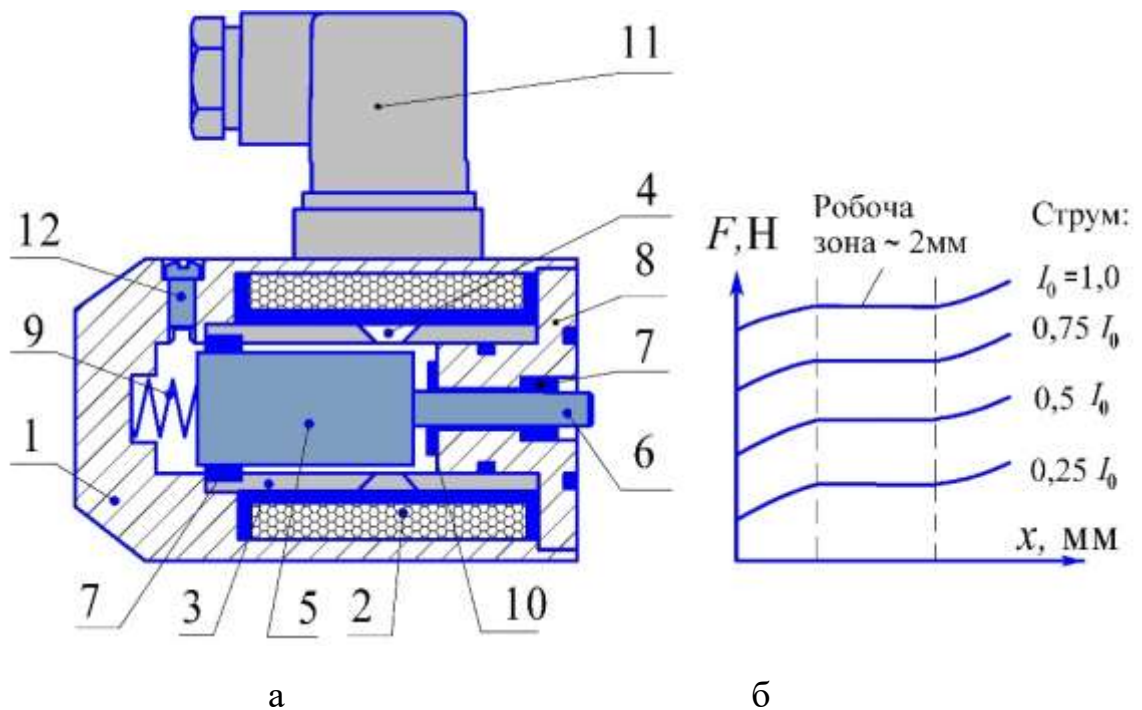


Рис. 4.22. Конструкція пропорційного електромагніту (а) і залежність зусилля  $F$  при різному положенні якоря  $x$  і значенні струму  $I_0$  (б) [74]

Пропорційний електромагніт характеризується:

- 1) зусиллям на якорі, що пропорційне силі струму;
- 2) розвинутим зусиллям, незалежним від положення якоря в межах робочої зони, що зазвичай близько 2 мм (рис. 4.22,б).

Пропорційні електромагніти застосовуються в гідророзподільниках, гідроклапанах тиску і гідродроселях. На відміну від звичайних електромагнітів, що мають тільки два певні стани (ввімкнено або вимкнено), пропорційні електромагніти дозволяють отримати безліч положень якоря, що і застосували в гідроапаратах. При цьому в гідроапаратах із зведеним діаметром до 6 мм використовується принцип прямої дії, тобто передачі зусилля з боку якоря безпосередньо гідравлічному елементу – золотнику гідророзподільника, гідродроселя або клапана. При великих зведених діаметрах гідроапаратів пропорційний електромагніт використовується як апарат керування пілотним гідропристроєм (гідророзподільником або гідроклапаном).

На рис. 4.23 наведена схема роботи двопровідного гідророзподільника з пропорційним електромагнітом при створенні зусилля з боку якоря на золотник при мінімальному і максимальному значеннях струму керування і відповідні графічні залежності зміни зусилля  $F$  від значення струму на електромагніті.

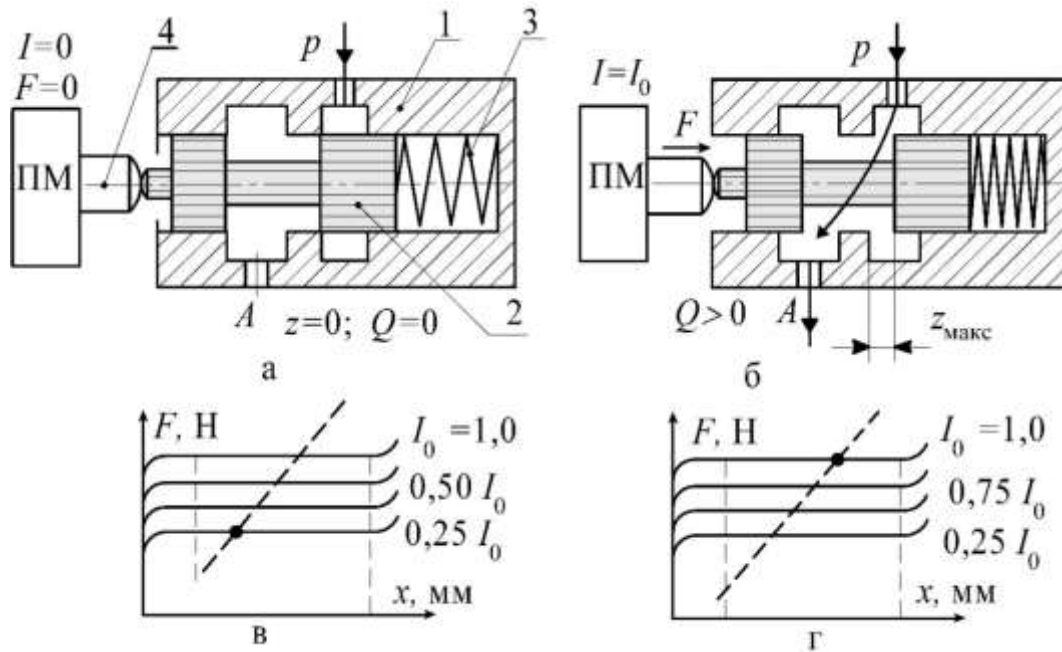


Рис. 4.23. Зміна положення золотника гідророзподільника з пропорційним електромагнітним керуванням від значення струму [74]

За відсутності на магніті струму керування (рис. 4.23,а і в) яр 4 пропорційного магніту ПМ і золотник 2 знаходяться в корпусі 1 в крайньому лівому положенні, перекриваючи прохід РР з каналу  $p$  (від насоса) до споживача  $A$  ( $Q = 0$ ). При збільшенні струму керування на магніті ПМ і, відповідно, зусилля з боку ярка 4 на золотник 2, останній переміщується управо, діючи на пружину 3 і відкриваючи щілину  $z$  для проходу РР до споживача  $A$  через розточування в корпусі 1 ( $Q > 0$ ). При максимальному значенні струму (рис. 4.23,б і г) щілина для проходу РР досягає також максимального значення  $z_{\text{макс}}$ . При зниженні струму керування золотник 2 під дією зусилля пружини 3 зміщується вліво і зменшує щілину для проходу РР до споживача пропорційно значенню струму. Таким чином, зміна площі вікна золотника від пропорційного керувального струму призводить до дроселювання потоку РР.

Споживану пропорційним електромагнітом потужність визначають за формулою

$$P_i = U \cdot I_i, \text{ Вт}, \quad (4.16)$$

де  $U$  – напруга постійного струму, В,

$I_i$  – поточне значення струму керування, А.

На рис. 4.24 наведені гідравлічна принципова схема випробувань та типова залежність зміни тиску на виході редукційного клапана від значення електричного сигналу.

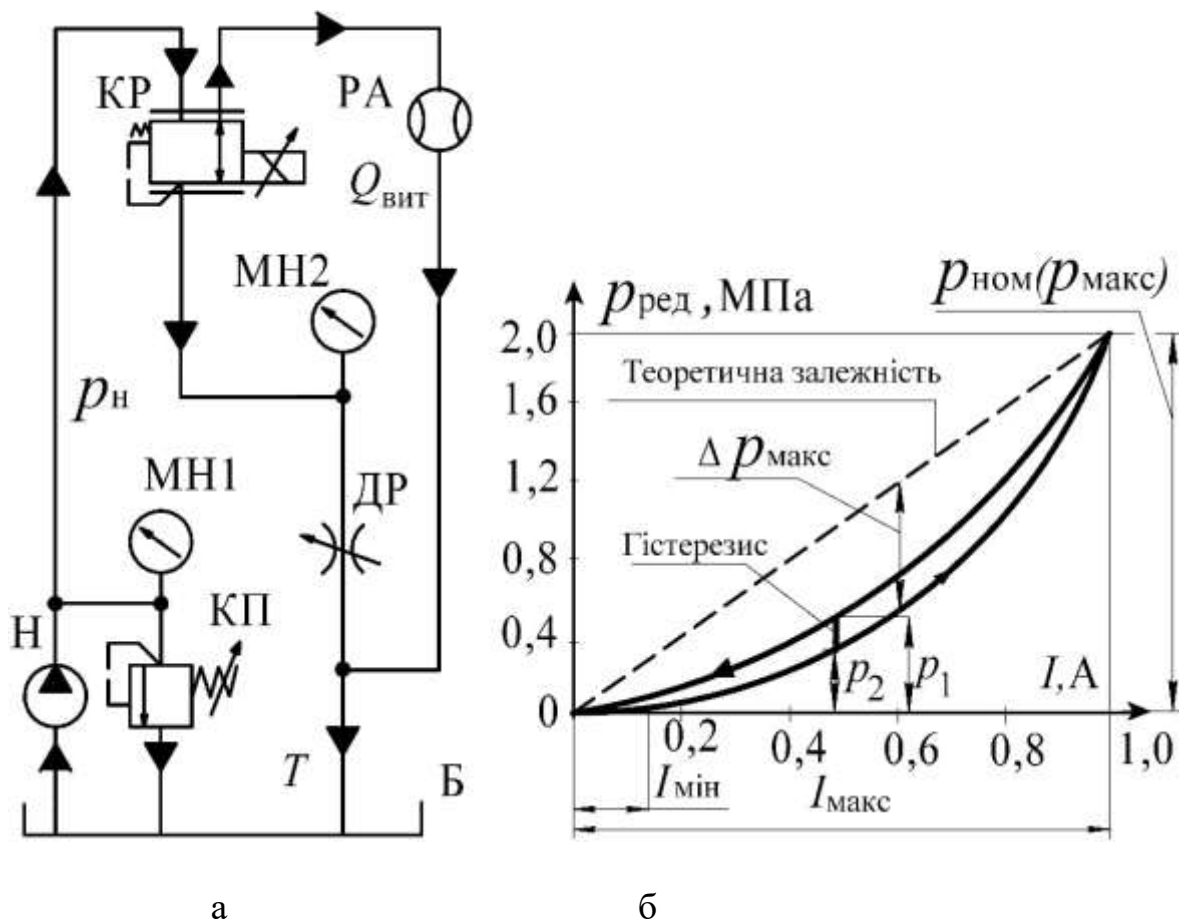


Рис. 4.24. Гідравлічна принципова схема стенда (а) і характеристика редукційного клапана  $KP$  з пропорційним електромагнітом (б)

До складу входять насос  $H$  з приводним двигуном « $M$ », запобіжний клапан  $KП$ , дросель  $ДР$  на виході з редукційного клапана  $KP$ , витратомір  $PA$  для вимірювання витоків  $PP$  ( $Q_{вит}$ ), манометри  $MН1$  і  $MН2$ , гідробак  $Б$ . За манометром  $MН1$  контролюють тиск на вході в редукційний клапан  $KP$ , а за манометром  $MН2$  тиск редукування після редукційного клапана.

Відхилення фактичної від теоретичної лінійної залежності тиску редукування визначають за такими параметрами:

– гістерезис

$$\text{Гіст.} = \frac{p_1 - p_2}{p_{ном}} \cdot 100\%, \quad (4.17)$$

де  $p_1$  – встановлене значення тиску при плавному зменшенні електричного сигналу,

$p_2$  – встановлене значення тиску в тій же точці за рівнем електричного сигналу при плавному збільшенні цього сигналу,

$p$  – номінальне значення тиску, відповідне максимальному значенню електричного сигналу;

– нелінійність

$$\text{Нелін.} = \frac{\Delta p_{\text{макс}}}{p_{\text{ном}}} \cdot 100\%, \quad (4.18)$$

де  $\Delta p_{\text{макс}}$  – максимальне відхилення тиску від лінійної залежності;

– повторюваність

$$\text{Повтор.} = \frac{p_{\text{макс}} - p_{\text{мін}}}{p_{\text{ном}}} \cdot 100\%, \quad (4.19)$$

де  $p_{\text{макс}}$  і  $p_{\text{мін}}$  – максимальне і мінімальне значення тиску, отримане при однакових значеннях електричного сигналу, що задаються стрибком. Для визначення екстремальних значень тиску задають стрибком 10 увімкнень тиску шляхом подачі максимального електричного сигналу.

Для практичних розрахунків характеристика редукційного клапана з пропорційним керуванням приймається лінійною і має таку форму запису з урахуванням позначень на рис. 4.24,б

$$p_{\text{ред},i} = p_{\text{макс}} \frac{I_i - I_{\text{мін}}}{I_{\text{макс}} - I_{\text{мін}}}, \text{ МПа}, \quad (4.20)$$

де  $p_{\text{макс}}$  – максимальне значення тиску на вході в редукційний клапан (наприклад, тиск насоса  $p_{\text{н}}$ , див. рис. 3.27,а), МПа,

$p_{\text{ред},i}$  – поточне значення редукованого тиску, МПа,

$I_i$  – поточне значення електричного керувального сигналу, відповідне значенню редукованого тиску  $p_{\text{ред},i}$ , А,

$I_{\text{макс}} - I_{\text{мін}}$  – діапазон електричного керувального сигналу на пропорційний електромагніт, А,

$I_{\text{мін}}$  – мінімальне значення електричного сигналу, відповідне зоні нечутливості редукційного клапана, А.

При максимальному значенні електричного сигналу тиск редукування досягає максимального значення, рівного тиску на вході в редукційний клапан

$$P_{\text{ред},i} = P_{\text{макс}} = p_{\text{н}} \text{ при } I_i = I_{\text{макс}}, \quad (4.21)$$

а при мініальному значенні електричного сигналу тиск редукування дорівнює нулю

$$P_{\text{ред},i} = P_{\text{мін}} = 0 \text{ при } I_i = I_{\text{мін}}. \quad (4.22)$$

Значення тиску керування або електричного сигналу (струму або напруги) наводяться постачальниками редукційних клапанів, дозволяючи споживачеві підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування.

За необхідності розрахунку значення електричного сигналу, відповідного необхідному тиску редукування, отримаємо

$$I_i = I_{\text{мін}} + \frac{P_{\text{ред},i}}{P_{\text{макс}}}(I_{\text{макс}} - I_{\text{мін}}), \text{ А.} \quad (4.23)$$

Таким чином, можливе попереднє розрахункове визначення електричного керувального сигналу для його подальшого завдання при роботі ОГП (безпосередньо тиску або електричного сигналу у вигляді струму або напруги, що формується електронним блоком керування пропорційним електромагнітом).

В зв'язку з обмеженим зусиллям, що розвиває пропорційний електромагніт (до 50 Н), застосовують схеми підсилювання за допомогою гідропристрою «сопло-заслінка». На рис. 4.25,а приведена гідравлічна принципова схема установки, що включає насос Н з приводним двигуном «м», запобіжний клапан КП і розташовані послідовно два дроселі постійного ДРн і змінного перерізу ДРс-з типу «сопло-заслінка», манометри МН1...МН4, витратомір РА і бак Б.

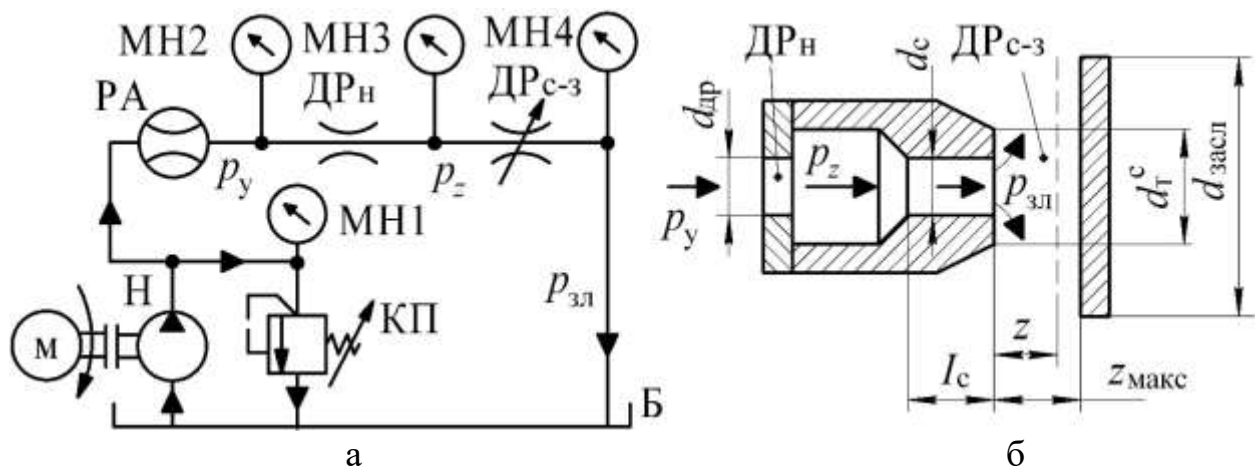


Рис. 4.25. Гідравлічна принципова схема випробувань дроселя «сопло-заслінка» (а) і його конструктивна схема (б)

Конструкція гідропристою «сопло-заслінка» (рис. 4.25,б) складає два послідовно розташованих дроселі – постійного перерізу (нерегульований) дросель ДРН діаметром  $d_{др}$  і регульований «сопло-заслінка» ДРС-З, що складається з двох основних частин – сопла діаметром  $d_c$  (жиклера) і пластинки (заслінки) діаметром  $d_{засл}$ , закріпленої на достатньо великому плечі, забезпечуючи поступальний хід заслінки до сопла. При наближенні заслінки до сопла змінюється гідравлічний опір дроселя ДРС-З і витрата РР зменшується, а при повному перекритті сопла заслінкою витрата припиняється. Тиск у міждросельній камері (контролюють за манометром МН3) використовується як керівний для переміщення золотників або клапанів гідроапаратів основного контуру (або другого каскаду керування). Привод заслінки здійснюється від електромеханічного перетворювача або пропорційного електромагніту.

Основними перевагами дроселя «сопло-заслінка» є:

1) стабільність вихідних характеристик в широкому діапазоні температур РР (кінематичній в'язкості) завдяки турбулентному режиму течії в регульованому зазорі між соплом і заслінкою;

2) лінійність характеристики зміни тиску від зазору між соплом і заслінкою;

3) низька чутливість до забруднень у РР завдяки достатньо великому зазору між контртілами – соплом і заслінкою;

4) незначні переставні зусилля, що дозволяють широко використовувати елементи малої потужності для керування (пропорційні електромагніти і електромеханічні перетворювачі).

На рис. 4.26 представлені залежності зміни тиску  $p_z$  і витрати  $Q_z$  від положення заслінки дроселя (а) і перепаду тисків на нерухомому золотнику  $\Delta p_{\text{зол}}$  і швидкості золотника  $v_{\text{зол}}$  від переміщення заслінки  $z$  здвоєного дроселя типу «сопло-заслінка» (б).

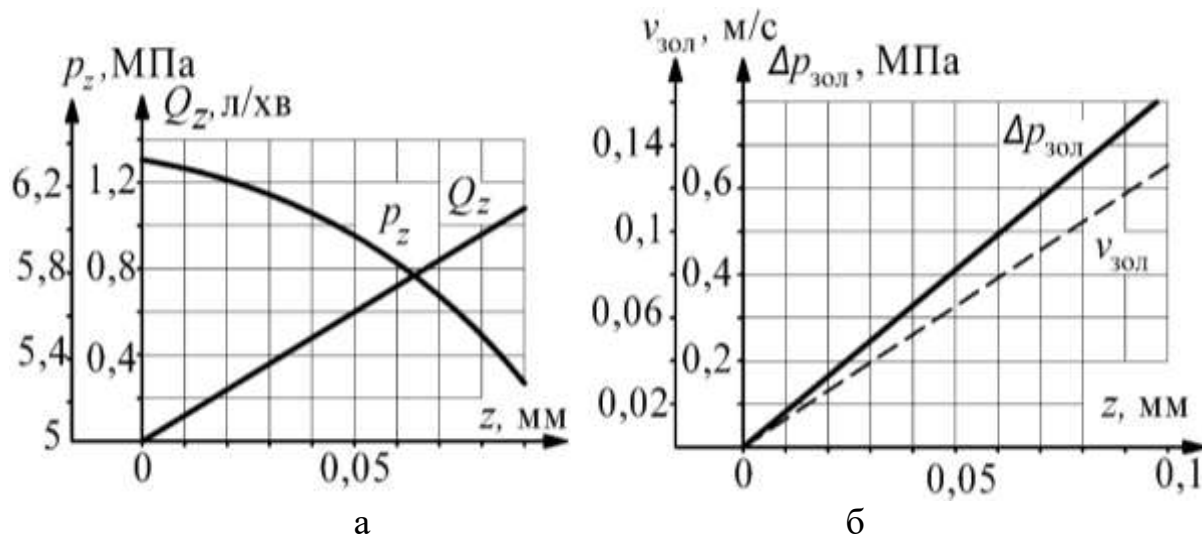


Рис. 4.26. Характеристики дроселя «сопло-заслінка»

Багатокаскадне керування забезпечує можливість використання електронних систем керування з малопотужними керуючими сигналами.

Гідроапарати з пропорційним електричним керуванням широко застосовуються в мобільних і стаціонарних ОГП. Зведений діаметр гідроапаратів знаходиться в діапазоні від 2 до 50 мм, що дозволяє отримати витрати від 2 л/хв і менш, до 1000 л/хв при максимальному тиску до 35 МПа. Номенклатура гідроапаратів включає гідророзподільники, гідродроселі, запобіжні і редуційні клапани. Широке застосування в системах керування різними гідропристроями знайшли пропорційні запобіжні і редуційні клапани прямої дії у вкрутному виконанні, забезпечуючи зручність монтажу і герметичність гідропристрою. Наприклад, мініатюрні редуційні клапани з умовним проходом 2 і 6 мм концерну «Rexroth Bosch Group» моделі FTDRE і MHDRE на максимальний тиск регулювання 1,8...3,0 МПа [2;4] мають широкий температурний діапазон від «мінус» 30 до 120°C, що дозволяє їх використати в системах керування коробками передач транспортних засобів, забезпечуючи плавність увімкнення при високій швидкодії.

Розглянемо приклади застосування пропорційної апаратури.

Гідравлічна принципова схема ОГП керування заднім валом відбору потужності (ВОМ) двигуна трактора представлена на рис. 4.27, в якій основними виконавчими елементами ОГП є гідроциліндри Цт приводів гальма Твом і Цвом блокування ВОМ. Гідроциліндри повертаються у вихідне положення при розмиканні муфт гальма і ВОМ за допомогою пружин. Управління гідроциліндрами забезпечується двома трилінійними гідророзподільниками Рт і Рвом, до яких постійно підводиться тиск від насоса гідросистеми трактора:

Рвом – з електромагнітним пропорційним керуванням і пружинним поверненням у початкову позицію (як показано на схемі). РР надходить від гідророзподільника Рвом до гідроциліндра Цвом по лінії А – А при подачі живлення на електромагніт;

Рт – з гідравлічним керуванням від гідророзподільника Рвом і пружинним поверненням у початкову позицію (як показано на схемі). РР до гідроциліндра Цт надходить по лінії В – В.

У початковому положенні, коли живлення на пропорційний електромагніт гідророзподільника Рвом не подається, до поршня гідроциліндра Цт гальма Твом підводиться тиск  $p$  і гальмо Твом знаходиться в замкненому положенні. При подачі електроживлення на магніт гідророзподільника Рвом золотник останнього зміщується вправо і РР під тиском подається до гідроциліндра Цвом по лінії А – А і ВОМ приводиться в обертання. Одночасно під дією цього ж тиску золотник гідророзподільника Рт зміщується вліво і порожнина гідроциліндра Цт сполучається з лінією зливу РР у гідробак. Під дією зусилля пружини поршень гідроциліндра Цт забезпечує розгальмовування ВОМ. Завдяки пропорційному гідророзподільнику Рвом забезпечується досить плавне ввімкнення вала ВОМ (дозується витрата РР і обмежується швидкість переміщення поршня гідроциліндра Цвом). Реле РД налаштоване на значення тиску 0,6...0,8 МПа.

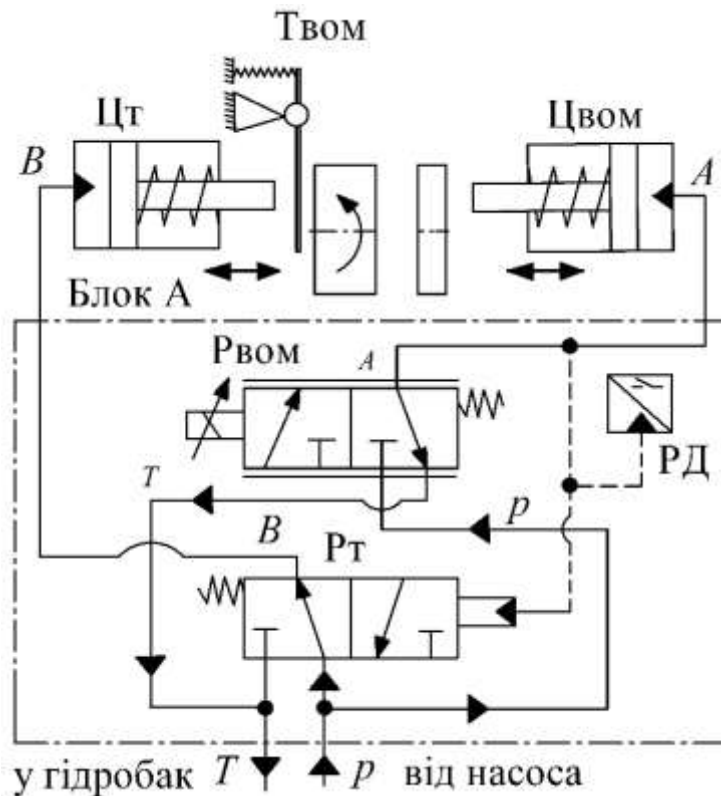


Рис. 4.27. Гідравлічна принципова схема управління заднім валом відбору потужності (ВОМ) трактора «Беларус – 2522.1»

ОГП з дросельним регулюванням частоти обертання гідромотора приводу вентилятора системи охолодження екскаватора наведений на рис. 4.28. Насос Н з приводом від двигуна «м» нагнітає РР в гідросистему з подачею  $Q_H$ . Потік РР на виході з насоса Н ділиться на дві частини – до гідромотора М ( $Q_M$ ) і до гідродроселя ДР ( $Q_{др}$ ). Таке розділення потоків характерне для способу дросельного регулювання швидкості гідромотора шляхом установки дроселя на паралельному потоці (див. розділ 5.1). Захист ОГП від перевантажень забезпечується за допомогою запобіжного клапана КП (контроль тиску за манометром МН). Забезпечення функціонування дроселя ДР здійснюється за допомогою золотника 1, переміщення якого змінює площу перерізу каналу для проходу РР з камери А в кільцеву зливну камеру Т. Робочий торець золотника має конічний зріз для проходу РР. У лівій камері золотника встановлена пружина 2 для постійного притиску золотника за допомогою штовхача 3 в крайнє праве положення, відповідне нульовому прохідному перерізу (без урахування витоків РР). У праву камеру золотника підводиться

тиск керування  $p_z$ , забезпечуючи пересування золотника 1 вліво, відкриваючи щілину дроселя ДР для скидання подачі РР насоса Н на злив  $T$  і далі в гідробак Б.

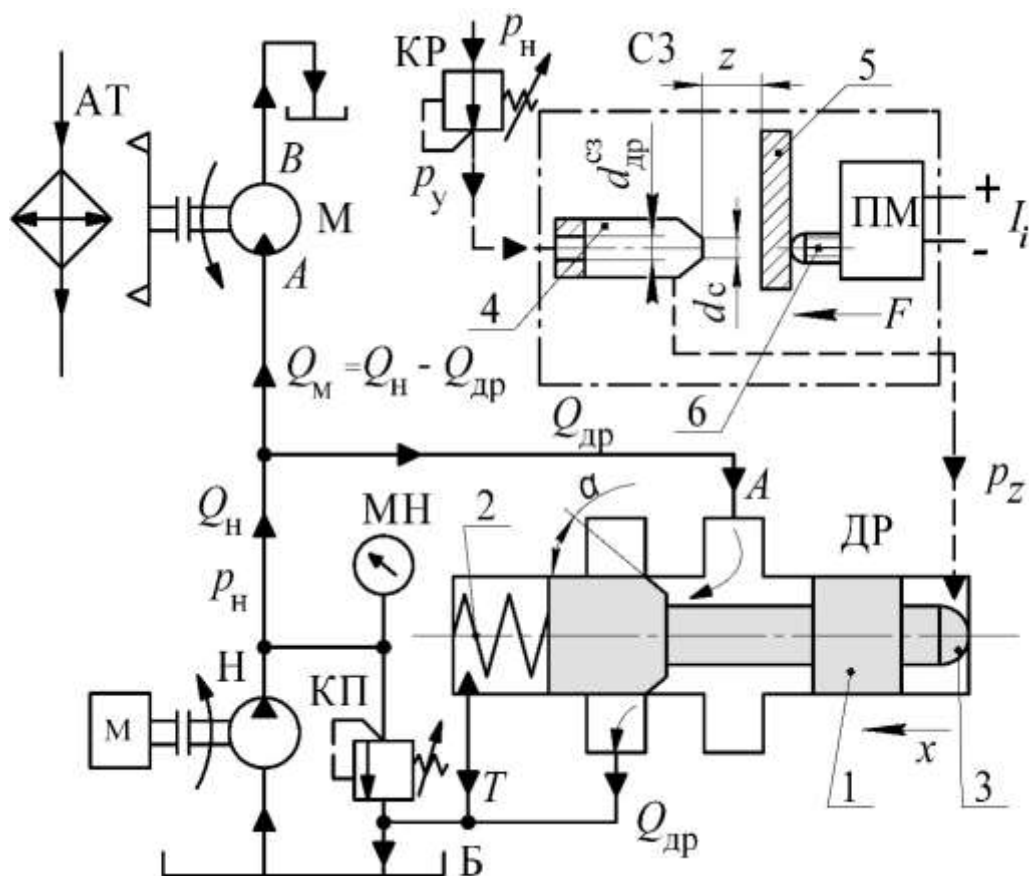


Рис. 4.28. Гідравлічна принципова схема ОГП обертання вентилятора від гідромотора М системи охолодження з електричним пропорційним дросельним регулюванням частоти обертання

Підведення тиску  $p_z$  здійснюється за допомогою підсилювача потужності типу дроселя «сопло-заслінка» СЗ, що включає змонтовані в корпусі 4 дросель постійного перерізу  $d_{др}^{сз}$  і змінного, утвореного соплом діаметром  $d_c$  та заслінкою 5. Переміщення заслінки 5 до сопла здійснюється якорем 6 пропорційного електромагніту ПМ, який створює зусилля  $F$ . Постійний тиск  $p_y$  (тиск керування) на вході в корпус 4 дроселя СЗ забезпечується за допомогою редуційного клапана КР від зовнішнього джерела живлення РР в ОГП екскаватора.

За відсутності тиску керування на золотник 1 ( $p_z = 0$ ) пружина 2 встановлює золотник в крайнє праве положення і щілину для

проходу РР з камери А на злив  $T(Q_{др})$  перекрито. При цьому вся подача насоса Н надходить до гідромотора М і його частота обертання стає максимальною. Осьове зміщення заслінки вліво дає підвищення тиску  $p_z$  в міжросельній камері і створення зусилля, достатнього для переміщення золотника 1 вліво та відкриття щілини для проходу РР з камери А в зливну  $T$ . Збільшення витрати РР через дросель ДР дає зниження витрати, що надходить до гідромотора М, і відповідно, зниження його частоти обертання. Мінімальне значення частоти обертання гідромотора буде досягнуто при максимальному наближенні заслінки 5 до сопла через максимальний тиск у міжросельній камері  $p_z$ . Частоту обертання гідромотора М з урахуванням змінного зовнішнього навантаження і площі перерізу дроселя при його установці паралельно гідромотору визначають за відповідною методикою [2].

Автоматизація керування частотою обертання гідромотора здійснюється шляхом установки датчика частоти обертання, температури РР і електронного блока. Електронний блок корегує значення струму на пропорційному електромагніті, регулюючи частоту обертання гідромотора для підтримки заданої температури РР.

Гідроапарати з пропорційними електромагнітами мають високу надійність, працюють у широкому діапазоні тисків і температур РР і мають порівняно низьку вартість. В Україні такі гідроапарати серійно не випускають, хоча пропорційні електромагніти і апарати були розроблені фахівцями ВНДІ Гідропривод і підготовлені до виробництва більше 30 років тому.

#### 4.6. Синхронізатори витрат

Синхронізатором витрат називається гідроапарат, призначений для підтримування заданого співвідношення витрат РР у двох або декількох паралельних потоках [16]. Роздільники призначені для розділення одного потоку РР на два або більше потоків. У дросельному роздільнику синхронізація витрат виконується внаслідок дроселювання потоків, в об'ємному роздільнику внаслідок їх дозування. Суматор витрат призначений для з'єднання двох або більше потоків РР в один потік.

Дросельний роздільник витрати (рис. 4.29,а) складається з корпусу 1 з кільцевими проточками підведення витрати  $Q$  під тиском  $p$  і відведення до споживачів  $A$  і  $B$ , і золотника 2. Золотник 2 забезпечений дроселями  $d_1$  і  $d_2$  постійного перетину. Автоматичне переміщення золотника 2 щодо крайок кільцевих проточок забезпечує рівність витрат у лініях  $Q_1$  і  $Q_2$  незалежно від тисків у цих лініях, що залежать від зовнішнього навантаження на кожному з гідродвигунів. Роздільники потоку типу МКД на тиск 32 МПа і витратою до 160 л/хв виробляються ВАТ «Гідравлік» (м. Грязі, Липецької обл.). На рис. 3.31, б і в представлені гідравлічні принципні схеми роздільника і суматора витрат.

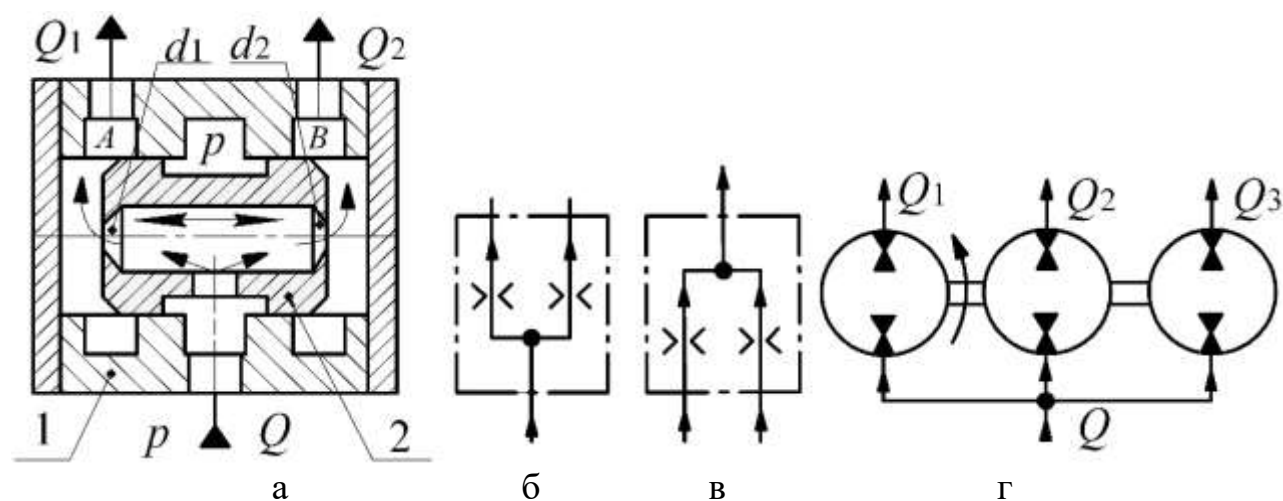


Рис. 4.29. Синхронізатори витрат

Об'ємні роздільники потоку (рис. 4.29,г) ВАТ «Гідросила» (м. Кропивницький) складаються з набору універсальних шестеренних модулів (від 2 до 6) з робочим об'ємом від 6,3 до до 63 см<sup>3</sup>, з'єднаних за допомогою жорсткого кінематичного зв'язку. Розділювачі призначені для роботи на номінальному тиску 20 МПа.

## 5. ГІДРООБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ САМОСКИДІВ

Самоскиди на базі автомобілів та тракторів виконують різноманітні роботи при обслуговуванні аеродромів та простору біля них, зокрема будівництві доріг та споруд. Основою приводів самоскидів є об'ємний гідропривод. Розглянемо сучасні тенденції в гідрообладнанні гідроприводів самоскидів імпортного та вітчизняного виробництва.

### 5.1. Гідрообладнання закордонного виробництва

Ведуча компанія в світі O.M.F.V.SPA-Hydraulic-Components (Італія) виробляє гідроприсрої для ОГП самоскидів, коробки відбору потужності та лебідки для мобільних машин (самоскиди і тягачі, гідравлічні крани та підйомники, аеродромні платформи, евакуатори, навантажувачі, сміттєвози та снігоочисники) [16; 111; 112; 6]. Спеціалізація на поставках повного комплексу гідрообладнання («під ключ») для вантажних самоскидів є зручною для розробників автомобілів, підприємств з їх виробництва та служб сервісного обслуговування та ремонту.

На рис. 5.1 наведена гідропневматична принципова схема ОГП самоскида. Для подачі РР до телескопічного гідроциліндра Ц насос Н приводиться в обертання від вихідного валу коробки відбору потужності КОМ, вхідний вал якої має привод від коробки передач КП від ДВЗ автомобіля. Всмоктування РР насосом Н з бака Б і нагнітання її до гідророзподільника Р1 здійснюється за допомогою всмоктуючого РВД1 і напірного РВД2 рукавів. Блок А (типу MODULAR200-250 «PILOT 3PM») включає гідророзподільник Р1 – трипозиційний, трипровідний, із пневматичним пропорційним керуванням при опусканні кузова, забезпечений механічним обмежувачем ходу з протиударною пружиною, запобіжний гідроклапан КП1 непрямої дії, що забезпечує за допомогою пілота з ручним керуванням три значення налаштування тиску (низьке, середнє і високе), зворотний клапан КО для запобігання витоків РР у насос на режимі опускання кузова і реле тиску РД1 для сигналізації про досягнення заданого значення тиску.



від насоса Н через канал А1 – А1 надходить до поршневої порожнини гідроциліндра Ц і під дією тиску йде підйом кузова.

Для опускання кузова переводять пневморозподільник Р2 вліво, внаслідок чого гідророзподільник Р1 зміщується вправо і РР зливається в бак Б через вбудований в гідророзподільник Р1 дросель.

Компанія ОМФВ приносить три серії шестеренних насосів із зовнішнім зачепленням (табл. 5.1), що відрізняються мірою вантаження:

- легко навантажені серій LTA і NPLH;
- середньо навантажені серій NPH і LTH;
- важко навантажені серії NPGH.

Таблиця 5.1

Технічні характеристики шестеренних насосів компанії ОМФВ

Серія	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$p_{\text{ном}} / p_{\text{пік}}$ , МПа	$n_{\text{ном}} / n_{\text{макс}}$ , хв <sup>-1</sup>	$P$ , кВт	Маса, кг
LTA 13 DIN	10...40 (6)	20/24	1500/3200	15	3,5...4,82
NPLH 13 DIN (ISO)	6...32 (6)	28/32,5	2200/3000	20,3	4,6...6,5
NPH UNI (ISO)	17...125(11)	29/32,5	2500/3000	48,8	8,5...16 (11...17)
NPH ISO-SHORT	17...82 (9)	29/32,5	2500/3000	38,5	9,4...13,2
LTH UNI (ISO)	61...100 (3)	19/21	1500/1800	36,6	12...14 (14,5...15)
NPGH UNI (ISO)	63...150 (7)	29/32,5	1800/2700	67,5	17,5...21,5 (19...24)
NPGH ISO-SHORT	63...150 (7)	29/32,5	1800/2700	67,5	18...22,7
LTQ-EST	17...82 (8)	26/29	2500/3000	32,8	8,3...10,8
NPLL 13 DIN	10...40 (6)	23/27	2200/3000	21,6	5...6,5

Примітки:  $V_p$  – робочий об’єм насосів (цифра в дужках показує кількість типорозмірів насосів в серії);  $p$  – тиск нагнітання (номінальний/піковий);  $n$  – частота обертання (номінальна/максимальна); значення тиску і частоти обертання приведені для мінімального робочого об’єму в серії;  $P$  – теоретична вихідна потужність приведена для максимального робочого об’єму в серії і при номінальних значеннях тиску і частоти обертання (прийняті з каталогу ОМФВ).

Корпуси насосів серії LTA виготовлені з алюмінію, а інших серій з литого чавуну. Насоси серій LTH і NPLH є реверсивними. Для забезпечення постачання здвоєних насосів компанія OMFV робить серії NPLH, NPH і NPGH в конструктивному виконанні TANDEM, які мають вихідні вали і монтажні фланці для кріплення додаткових насосів – шестеренних серій LTA, NPLH, NPH, NPGH (у виконанні UNI) і аксіальнопоршневих серії DARK UNI.

Компанія OMFV призводить також серію насосів NPLL як доповнення серії LTA13DIN більш високим рівнем тисків і бічним розміщенням вхідних і вихідних магістралей, і серію LTQ-EST, що поступається по тиску серії NPH UNI(ISO), проте що має перевагу по зниженій масі. Технічні характеристики насосів виконання TANDEM по частоті обертання і тиску відповідають однопотоковим насосам.

До складу постачання насосів може входити всмоктуючий і нагнітальний фітинги.

Для насосів усіх серій компанії OMFV рекомендується оптимальне значення коефіцієнта кінематичної в'язкості  $\rho\rho$  в діапазоні 10...100 сСт, максимальне 750 сСт. Для отримання задовільних всмоктуючих характеристик тиск на всмоктуванні повинен знаходитися в межах 0,07...0,3 МПа, а тонкість фільтрації рекомендується встановлювати залежно від робочого тиску: 25 мкм при тиску до 20 МПа і 10 мкм при більш високому значенні.

Компанія OMFV виробляє аксіальнопоршневі насоси (табл. 5.2) з похилим диском (у тому числі з регульованим робочим об'ємом) і похилим блоком і постійним робочим об'ємом. Серія насосів з похилим диском 2PAK включає 4 типорозміра однопотокових і 3 двохпотокових насосів. Загальними характеристиками для насосів являються максимальні значення тиску, частоти обертання (30/35 МПа і 1500 хв<sup>-1</sup>) і маси.

Для отримання задовільних всмоктуючих характеристик насоси повинні встановлюватися нижче гідробака, а тонкість фільтрації рекомендується встановлювати залежно від робочого тиску: 25 мкм при тиску до 20 МПа і 10 мкм при більш високому. Оптимальне значення коефіцієнта кінематичної в'язкості повинне знаходитися в межах 10...100 сСт, максимальне 750 сСт.

Насоси серії DARK включають 8 типорозмірів за робочим об'ємом від 21 до 60 см<sup>3</sup> на максимальний тиск 35(30) МПа і піковий 35 МПа, забезпечують функціонування при максимальній частоті

обертання 1800(1500) хв<sup>-1</sup> залежно від типорозміру. Для зручності споживача насоси мають два конструктивні виконання за типом приєднувальних до коробки відбору потужності фланців – за стандартами ISO і UNI. Насоси серій 2PAK і DARK мають реверсивну по частоті обертання конструкцію.

Таблиця 5.2

Технічні характеристики аксіальнопоршневих насосів компанії OMFB

Серія	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$p$ , МПа	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$P$ , кВт	Маса, кг
2PAK -70	73	30/35	1500	54,75	20,9
2PAK -80	82,2	30/35	1500	61,65	20,3
2PAK -90	91,4	30/35	1500	68,55	20,3
2PAK -100	100,4	30/35	1500	75,3	20,0
2PAK-35+35	35+35	30/35	1500	52,5	21,4
2PAK-50+30	50+30	30/35	1500	60,0	21,2
2PAK-50+50	50+50	30/35	1500	75,0	21,2
DARK -21	20,25	35/35	1800	21,26	13,5
DARK -28	27,0	35/35	1800	28,35	13,5
DARK -35	33,75	35/35	1800	35,44	13,5
DARK -42	40,5	35/35	1800	42,53	13,5
DARK -48	47,25	35/35	1800	49,6	13,5
DARK -52	51,97	35/35	1800	54,57	13,5
DARK -55	54	30/35	1500	47,25	13,3
DARK -60	59,3	30/35	1500	40,5	13,3
HD-25; HDS-25	25,12	35/37/40	2300/300	33,7	7,5
HD-34; HDS-35	33,80	35/37/40	2300/300	45,35	7,6
HD-47; HDS-47	47,13	35/37/40	1900/300	52,24	12,8
HDS-55	56,7	35/37/40	1900/300	62,84	12,7
HD-64; HDS -64;	63,56	35/37/40	1800/300	66,74	12,6
HD-84; HDS-84	84,33	35/37/40	1500/300	73,79	17,8
HD-108; HDS-108	107	35/37/40	1500/300	93,63	17,6
MD-80; MDS-80	77,25	30/30/30	1900/300	73,39	12,6
MDS-130; MDS-130	131,62	25/26/27	1500/300	82,26	17,6
TXV 60	60	33/40	2600	94,38	25,2
TXV 75	75	33/40	2000	82,5	25,2
TXV 92	92	33/40	1900	96,14	25,2

Примітки:  $V_p$  – робочий об'єм насоса;  $p$  – тиск нагнітання (номінальний; максимальний і піковий);  $n$  – частота обертання (максимальна/мінімальна);  $P$  – вихідна теоретична потужність (при

номінальних значеннях тиску і частоти обертання); значення частоти обертання приведені для насосів серії HDS

Насоси з похилим блоком циліндрів серій HD і HDS включають типорозміри з робочим об'ємом від 25 до 108 см<sup>3</sup> на номінальний тиск 35 МПа (піковий 40 МПа) і призначені для роботи на номінальній частоті обертання 1500...2300 хв<sup>-1</sup> залежно від значення робочого об'єму. Насоси серії HDS мають більш високі швидкісні характеристики в порівнянні з насосами серії HD і мають наступні конструктивні особливості:

1) завдяки чавунному литому корпусу вдалося досягти компактності конструкції і створити підвищену стійкість до динамічних навантажень при піках тисків близько 40 МПа;

2) загартований шліцьовий вал дозволяє забезпечити стійкість до ударних навантажень з боку коробки відбору потужності;

3) ущільнення валу забезпечує можливість роботи на тисках в корпусі до 8 МПа і високих температурах;

4) семипоршньова конструкція блоку циліндрів забезпечує оптимальні навантаження на підшипники і рівномірність подачі насоса;

5) збільшена площа перерізу впускного каналу сприяє високій всмоктуючій здатності (зниженню ризику виникнення кавітації) і зниженню рівня шуму;

б) знижені радіальні навантаження на поршні;

7) прецизійні пари тертя насоса виконані з алюмінію і чавуну, що азотується, забезпечують високу зносостійкість навіть при роботі в умовах підвищеного забруднення РР;

8) застосування конічних радіальноупорних підшипників забезпечує високу довговічність вузлів тертя насоса;

9) трьохсегментна конструкція корпусу забезпечує ефективне мастило підшипників насоса;

10) виконання насоса зі вбудованим електромагнітним гідророзподільником для розвантаження від тиску забезпечує енергозбереження в гідрофікованій машині в тих випадках, коли насос не відключається за допомогою муфти від коробки відбору потужності (КОМ);

11) можливі конструктивні опції насоса для роботи при низьких температурах, з розмірами валу за стандартом SAE і приєднувальними отворами по UNF;

12) є досвід успішної експлуатації насосів при температурах навколишнього повітря до «мінус» 40 °С.

Насос MD-80 має дещо менші значення тиску (номінальне 30 МПа, пікове 35 МПа) в порівнянні з аналогічним за робочим об'ємом насосом серії HD-84, але має більш високу частоту обертання (1800 і 1500 хв<sup>-1</sup>, відповідно). Насос MDS-130 є найбільшим за робочим об'ємом (130 см<sup>3</sup>) серед усіх аксіальнопоршневих насосів компанії OMFV.

Насоси з похилим диском, регульованим робочим об'ємом і нереверсивним напрямом подачі серії TXV випускаються в трьох типорозмірах за робочим об'ємом (60: 75 і 92 см<sup>3</sup>) на номінальний тиск 33 МПа (максимальний 40 МПа). Управління зміною кута нахилу диска ведення поршнів здійснюється за допомогою гідравлічного управління стежного золотника, вбудованого в насос регулятора при дії тиску управління до 4 МПа. Коефіцієнт подачі насосів в зоні тисків 25...30 МПа не опускається нижче 96%. До складу постачання насосів можуть входити всмоктуючі і нагнітальні фланці (фітинги), що спрощують для споживача монтаж насоса.

Слід зазначити високий технічний рівень шестеренних і аксіальнопоршневих насосів, зокрема, по номінальному тиску і масогабаритним показникам, що не поступаються ведучим світовим зарубіжним постачальникам аналогічної продукції: «Parker Hydraulics» (США), «Rexroth Bosch Group» і «Sauer-Danfoss» (ФРН).

Компанія OMFV виробляє ручні насоси чотирьох серій, у тому числі в комплекті з гідровентиллями розвантаження (об'єднання нагнітальної і всмоктуючої порожнин), гідробаками з алюмінію або у поєднанні з пластмасою, реверсивними гідророзподільниками, зворотними і запобіжними клапанами (табл. 5.3). Насоси знаходять застосування в сільському господарстві, стаціонарних і транспортних машинах, у тому числі для підйому кабіни і запасних коліс вантажних автомобілів, механізації операцій вантаження і розвантаження, в якості дублера приводу автокранів при виникненні аварійної ситуації та ін. Рекомендована для експлуатації кінематична в'язкість олії 12...45 мм<sup>2</sup>/с (сСт) при температурі від «мінус» 15 до

80 °С. Для кожного з типорозмірів насосів компанія OMFБ приводить каталог відомостей запчастин.

Гідророзподільники серії MODULAR121 (табл. 5.4) реверсування потоку РР для режимів «підйому-опускання» кузова самоскида мають трипозиційну трипровідну схему розподілу з розвантаженням насоса в середньому («нейтральному») положенні, пневматичний привід управління золотником і вбудовані зворотний і запобіжний клапани.

Таблиця 5.3

Технічні характеристики ручних насосів компанії OMFБ

Серія	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$p$ , МПа	Бак, дм <sup>3</sup>	Зусилля, Н/м	Маса, кг	Комплектація
PM 20	10 ОД	/30	-	600/0,6	3,9	ВН или отс.
PM 50	25 ОД	/25	-	550/0,6	5,8	ВН или отс.
PM 70	35 ОД	/20	-	900/0,6	7,3	ВН или отс.
PMI 12	12 ДД	30/35	1-10	400/0,6	-	КО; КП; Р
PMI 25	25 ДД	25/30	1-10	550/0,6	-	КО; КП; Р
PMI 45	45 ДД	22/27	2-10	750/0,6	-	КО; КП; Р
PMISS 12	12 ДД	30/35	-	450/0,6	3,05	КО; Р
PMISS 12	12 ДД	30/35	-	450/0,6	3,05	КО; КП; Р
PMISS 25	25 ДД	25/30	-	550/0,6	3,0	КО; Р
PMISS 25	25 ДД	25/30	-	550/0,6	3,05	КО; КП; Р
PMISS 45	45 ДД	22/27	-	750/0,6	3,3	КО; Р
PMISS 25	25 ДД	25/30	-	750/0,6	3,35	КО; КП; Р
PMSE 10	10 ОД	30/30	1-10	750/0,6	-	ВН
PMSE 10 SS	10 ОД	30/35	-	600/0,6	3,45	ВН
PMSE 15	15 ОД	35/35	1-10	900/0,6	-	ВН
PMSE 15 SS	15 ОД	30/35	-	900/0,6	3,50	ВН

Примітки: 1.  $V_p$  – робочий об’єм насоса; ОД і ДД – насоси односторонньої і двосторонньої дії, відповідно;  $p$  – тиск нагнітання (над рисою номінальний, під рисою максимальний); ВН – гідровентиль розвантаження; КО – зворотний клапан; КП – запобіжний клапан; Р – реверсивний гідророзподільник; 2. Зна-чення ємності бака: 1; 2; 3; 5; 7 і 10 дм

<sup>3</sup>; 3. У графі «Зусилля» над рисою – зусилля при номінальному тиску, під рисою – довжина плеча важеля.

Управління основним золотником гідророзподільника здійснюється за допомогою пневморозподільників (пілотів), причому опускання кузова забезпечується в пропорційному режимі і є обмежувач ходу з протиударною пружиною. Можливою опцією при замовленні є комплектація реле тиску.

Загальними технічними параметрами для усієї серії гідророзподільників є номінальний тиск 16...18 МПа і максимальний 35 МПа, дві модифікації за витратою в 200 і 250 л/хв, маса 6,8 кг. Перепад тисків в лінії «вхід» (від насоса до споживача) складає 0,7 і 0,95 МПа при витраті 200 і 250 л/хв, в лінії «виходу» 0,5 і 0,65 МПа, відповідно. До складу постачання входить набір кріпильних елементів, включаючи кронштейни для кріплення на рамі автомобіля або гідробака.

Таблиця 5.4

Технічна характеристика гідророзподільників серії  
MODULAR121 компанії OMFV

Гідророзподільникі серії MODULAR121	Витрата, л/хв	Перепад тисків (втрати), МПа	Настройка тиску, МПа:		
			1	2	3
200 CE PILOT	200	0,7/0,5	-	-	17
250 CE PILOT	250	0,95/0,65	-	-	18
200 CE CARTRIDGE	200	0,7/0,5	-	-	18
250 CE CARTRIDGE	250	0,95/0,65	-	-	20
200 CE PILOT 2PM	200	0,7/0,5	16	-	23
250 CE PILOT 2PM	250	0,95/0,65	17	-	24
200 CE PILOT 3PM	200	0,7/0,5	18	24	35
250 CE PILOT 3PM	250	0,95/0,65	19	25	36
200 CE PILOT 2PP	200	0,7/0,5	16	-	23
250 CE PILOT 2PP	250	0,95/0,65	17	-	24
200 CE PILOT 3PP	200	0,7/0,5	18	24	35
250 CE PILOT 3PP	250	0,95/0,65	19	25	36

Примітка: Значення перепаду тисків: над рисою – для лінії входу (від насоса до гідроциліндра); під рисою – виходу (від гідроциліндра в гідробак).

Пілотні пневморозподільники серії 100-001 виконані з ручним (мускульним) управлінням і фіксацією робочих положень, випускаються в наступних модифікаціях:

- трипозиційне п'ятипровідне виконання, при якому лінія підведення повітря замкнута, а лінії управління основним гідророзподільником повідомлені з атмосферою. Режим опускання забезпечує пропорційне переміщення пілотного і основного золотників;

- двопозиційне трипровідне виконання, що забезпечує режими «підйому-опускання» кузова;

- трипозиційне чотирьохпровідне виконання, що забезпечує режими «підйому-опускання» кузова і нейтральне.

Пневморозподільники серії Kip-Air забезпечують управління зачепленням з КОМ і «підйомом-опусканням» кузова самоскида. Ручка управління (джойстик) одночасно впливає на торці золотників пневморозподільників введення в зачеплення валу КОМ з насосом і пілотного для перекладу гідророзподільника MODULAR121 в положення підйому кузова. Є конструктивні виконання, що забезпечують автоматичний і ручний (мускульний) режими повернення пневморозподільників в нейтральне положення.

Компанія OMBF виробляє гідророзподільників кінця ходу серії RUNSTOP. Технічна характеристика двох типоразмірів на витрату 200 і 250 л/хв приведена в табл. 5.5.

Таблиця 5.5

Технічна характеристика гідророзподільників кінця ходу серії RUNSTOP  
компанії OMBF

Типорозмір серії RUNSTOP	Витрата, л/хв	Тиск, МПа		Перепад тиску, МПа	Маса, кг
		Робочий	Максимальний (піковий)		
200	200	-	35	0,07	4,8
250	250	18	25	0,05	5,5

Гідророзподільники мають двопозиційну трипровідну конструктивну схему, що забезпечує в одній з позицій вільний (транзитний) пропуск РР від входу до виходу, а в іншій об'єднання вхідної (напірної) порожнини з вихідною і гідробаком, причому злив з вихідної порожнини (гідроциліндра) здійснюється через зворотний клапан і дросель, вбудовані в золотник гідророзподільника.

У гідророзподільнику RUNSTOP200 встановлюється реле тиску в лінії виходу і є отвір для під'єднання гідровентиля паралельно лінії входу з гідророзподільника. Гідророзподільники відрізняються виключно низьким рівнем гідравлічних втрат (менше 0,07 МПа) при номінальній витраті.

Компанія OMFV виробляє повний комплект гідроприсроїв для «самоскідного» ОГП, включаючи:

- гідробаки з різними варіантами монтажу;
- всмоктуючі рукави із захисним спіральним обплетенням;
- шестеренні та аксіальнопоршневі насоси;
- рукава високого тиску;
- гідророзподільник із запобіжним клапаном;
- швидкорознімні з'єднання;
- важіль пневмоуправління;
- гідравлічну і пневматичну арматуру для монтажу об'ємного гідропневмопривода.

Баки робляться чотирьох типорозмірів місткістю від 135 до 200 дм<sup>3</sup>. В якості матеріалу для виготовлення гідробаків використовуються алюміній і сталь, у тому числі нержавіюча і текстурована. Баки комплектуються кронштейном, кріпильними скобами, гумовим захистом, заливною горловиною з повітряним фільтром, показчиком рівня олії і фланцем для монтажу фільтру.

Зливні фільтри забезпечують тонкість фільтрації від 10 до 60 мкм при  $\beta = 2$  і 25 мкм при  $\beta = 75$ , всмоктуючі фільтри 60 мкм при  $\beta = 2$ . Матеріал фільтроелементів – металева сітка (X), просочений полімерами папір і армована металева сітка (Y), та армоване неорганічне мікрОВОлокно (Z). Для контролю забрудненості зливних фільтрів встановлюються індикатори забрудненості візуального типу і з електричною сигналізацією. За способом монтажу фільтри мають фланцеву конструкцію із зануренням в гідробак, і трубне приєднання до магістралей гідросистеми. Характеристики фільтрів приведені в табл. 5.6.

Діапазон робочих температур гідроустаткування від «мінус» 20 до 110 °С. Спеціалізація компанії OMFV на постачаннях повного комплексу («під ключ») гідрообладнання для самоскидів є зручною для розробників (конструкторів) автомобілів, підприємств по їх виробництву і служб сервісного обслуговування і ремонту.

Таблиця 5.6

Характеристика фільтрів компанії OMFV

Серія118-001-...	Тип фільтра	мкм	$\beta$	Матеріал	Витрата, л/хв
00116-00189 (4)	Зливний	90	2	X	35-190
01053-01204 (4)	Зливний	60	2	X	30-180
02052-02203 (4)	Зливний	30	2	Y	15-130
03051-03202 (4)	Зливний	10	2	Y	20-120
04050-04201 (4)	Зливний	25	75	Z	17-115
31057-31208 (4)*	Зливний	60	2	X	80-205
34054-34205 (4)*	Зливний	25	75	Z	65-133
11757 **	Зливний	60	2	X	180
12756 **	Зливний	30	2	Y	130
41055-41206 (4)*	Всмоктуючий	60	2	X	30-100

Примітки: 1. Цифри в дужках – кількість типорозмірів в серії; 2. мкм – тонкість фільтрації; 3. \*) – лінійні фільтри загальнопромислового застосування і трубного приєднання; 4. \*\*) – фільтри призначені для установки з гідророзподільниками серії MODULAR

Загальний вигляд комплектуючих гідрообладнання компанії OMFV для ОГП самоскидів приведений на рис. 5.2 і включає: 1 і 1-А – гідробаки з різними видами монтажу; 2; 4; 6; 6-А; 8; 10 і 13 – фітинги всмоктуючий і напірний, прямий і поворотний; 3 – шариковий кран;

5 – всмоктуючий рукав; 7 і 7-А – шестеренний і аксіальнопоршневий насоси, відповідно; 9 і 14 – рукава високого тиску; 11; 11-А і 11-В – гідророзподільники MODULAR250 із запобіжним клапаном і налаштуванням тиску; 12 – монтажний набір для гідророзподільника; 15 – поворотне з'єднання; 16 – швидкорознімне з'єднання; 17; 17-А і 17-В – важелі пневморозподільника (пілота) для гідророзподільників

MODULAR і управління КОМ; 18 – з'єднання трипровідне; 19 – пневматичні трубопроводи.

Мініатюрні гідростанції серії РК-RE для самоскидів робляться в комплектації з електродвигунами постійного струму напругою на 12 і 24 В потужністю 2 і 3 кВт, відповідно. Гідростанції містять насос з приводним електродвигуном, гідробак, запобіжний і зворотний клапани в лінії нагнітання насоса, гідророзподільник з електромагнітним управлінням для розвантаження насоса в період пауз роботи ОГП самоскида, всмоктуючий фільтр і систему управління запуском електродвигуна і подання електроживлення на магніт гідророзподільника.

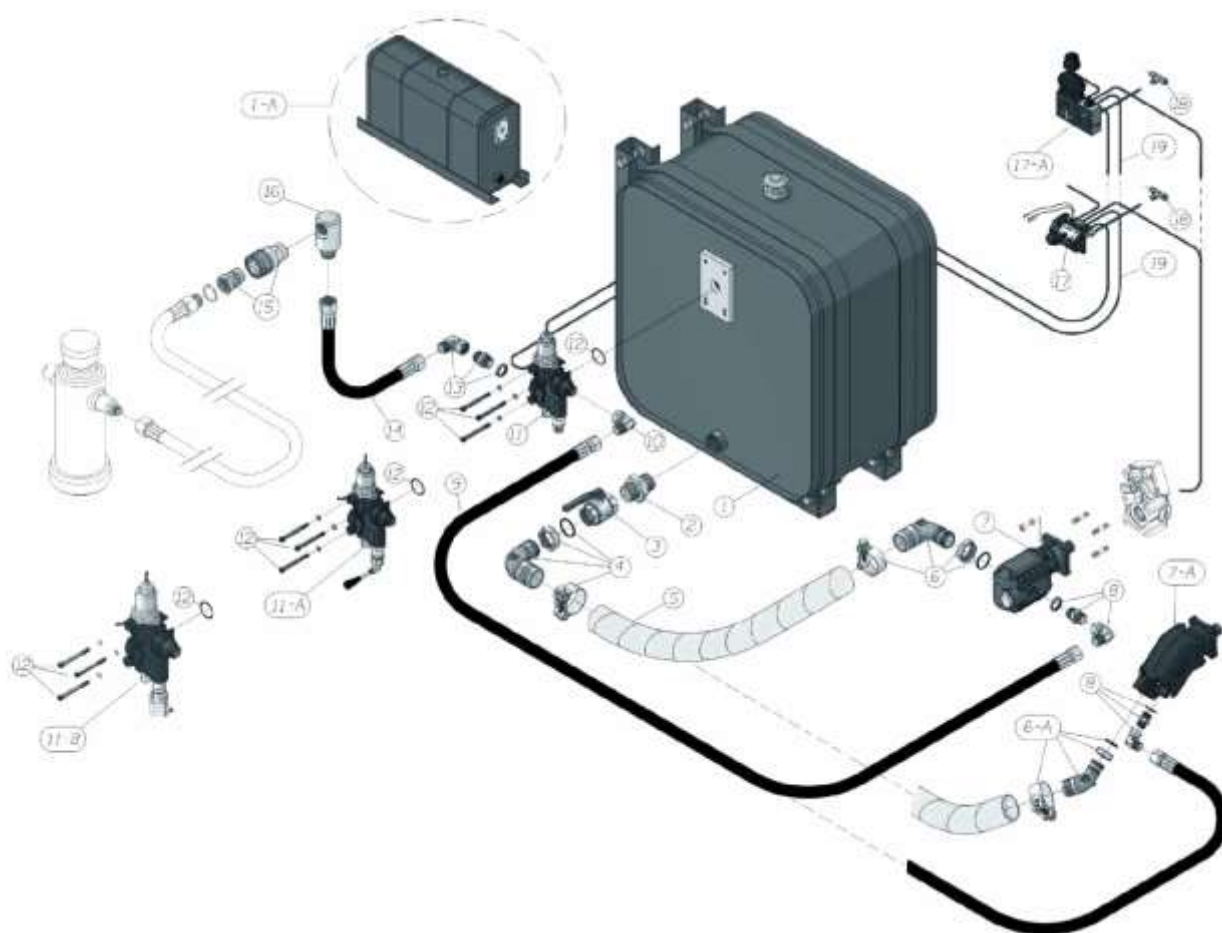


Рис. 5.2. Гідрообладнання компанії ОМФВ для ОГП самоскидів

Можливість придбання комплектної гідростанції являється, безумовно, зручною для споживача, особливо при серійному виробництві самоскидів і інших типів мобільних машин. Об'єм гідробаків складає від 2 до 20 дм<sup>3</sup>, робочий об'єм насосів від 1 до 5,7 дм<sup>3</sup>. Гідростанції серії RM мають аналогічні з РК-RE технічні

характеристики і відрізняються від останніх ручним приводом гідророзподільника розвантаження. Гідростанції серії MN мають також ручний привод гідророзподільника розвантаження, але ручка управління золотником гідророзподільника блокується пусковим реле приводного електродвигуна насоса.

Міністанції серії STD (стандартної серії) забезпечують аналогічні станціям РК-RE вихідні характеристики і мають можливість комплектації додатковою гідроапаратурою – гідрозамками і дроселями, розширюючи сферу їх застосування.

Для самоскидів поставляються телескопічні гідроциліндри (табл. 5.7) двох конструктивних виконань. Серії FS, FSB і FCQ призначені для монтажу гідроциліндрів перед кузовом і включають 23 типорозміра на максимальний робочий тиск до 15 або 18,5 МПа залежно від номера ступеня. Усі гідроциліндри мають перший ступінь діаметром поршня 174 мм. Серія ITS для монтажу під кузовом включає 18 типорозмірів на максимальний робочий тиск 18 або 20 МПа з трьома різними значеннями діаметру першого ступеня (116; 135 і 249 мм).

Кількість ступенів в гідроциліндрах знаходиться в діапазоні 3...10, зусилля, що розвиваються, від 12 до 29 кН для гідроциліндрів серії ITS і 35,49 кН для інших серій, монтованих перед кузовом.

Таблиця 5.7

Телескопічні гідроциліндри для самоскидів компанії OMFVB

Серія (кількість)	Ход, мм (кільк. ступенів)	$P_{\text{макс}}$ , МПа	$F$ , кН	$V_{\Sigma \text{тц}}$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
FS...174(11)	4497-8129 (4-5)	15;18,5	139-440	82-130	241-349
FSB...174 (5)	4497-7134 (4-5)	18,5	139-440	82 – 115	241 - 315
FCQ...174(7)	5639-9000 (5)	15;18,5	139-440	92 – 146	338 - 470
ITS...116 (4)	1652-2190 (3-4)	20	59-211	15-17	66 - 77
ITS...135 (4)	794-1506 (4-5)	20	59-286	9 – 15	48 - 65
ITS...249(10)	1686-2780 (8-10)	18	53-876	48 – 69	147 - 192

Примітка: Цифра в шифрі серії (наприклад, FS...174) означає діаметр поршня першого ступеня;  $F$  – зусилля, що розвивається гідроциліндром (сила тяги);  $V_{\Sigma \text{тц}}$  – повний внутрішній (робочий) об’єм гідроциліндра

5.1.1. Рекомендації компанії OMFV за розрахунком і підбором комплектуючих гідрообладнання ОГП самоскидів.

1. Початковими даними для розрахунку ОГП самоскида є:

1.1. Повний хід поршня  $l_{\text{п}}$  [мм] телескопічного гідроциліндра, залежний від кінематичної схеми механізму підйому-опускання самоскида (розташування перед або під кузовом) і вибраний за табл. 5.7;

1.2. Зусилля (сила тяги)  $F$  [кН], що розвивається телескопічним гідроциліндром при підводі РР від насоса. Значення зусиль залежно від тисків від 7,5 до 20 МПа (75...200 Бар) і діаметрів плунжерів східців приведені в каталозі компанії OMFV (див. також табл. 5.7) або можуть бути визначені за наступною формулою (без урахування гідромеханічного ККД гідроциліндра)

$$(5.1) \quad F = 10^{-3} p \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4}, \quad \text{кН,}$$

где  $p$  – тиск на вході в гідроциліндр, МПа,

$D_{\text{п}}$  – діаметр плунжера робочої ступені гідроциліндра, мм;

1.3. Час  $t$  [с] переміщення плунжера телескопічного гідроциліндра з одного крайнього положення в інше;

1.4. Значення номінальної частоти обертання вихідного валу коробки передач автомобіля  $n_{\text{двз}}$  [хв<sup>-1</sup>] для приєднання до нього валу КОМ.

Метою розрахунку ОГП самоскида є визначення витрати, споживаної гідроциліндром, робочого об’єму насоса, вибір типорозміру КОМ, діаметрів трубопроводів, гідророзподільника, гідробака і фільтрів.

2. Визначають подачу насоса, що забезпечує підйом самоскида (висунення плунжерів телескопічного гідроциліндра) за заданий час і при допущенні про відсутність витоків в гідроциліндрі

$$Q_H = 60 \frac{V_{\Sigma_{\text{тц}}}}{t}, \quad \text{л/хв,} \quad (5.2)$$

де  $V_{\Sigma_{\text{тц}}}$  – повний робочий об’єм гідроциліндра [дм<sup>3</sup>] згідно каталогу компанії OMFV. Повним (внутрішнім) робочим об’ємом телескопічного гідроциліндра є сума добутоків площ плунжерів на хід кожного,

$t$  – час підйому кабіни, с.

3. Визначають тиск, що розвивається насосом для забезпечення підйому гідроциліндра із заданим зовнішнім навантаженням

$$p_H = p_{\text{роб}} + \Delta p_{\text{втрат}} = 0,85 p_{\text{макс}} + 0,05 p_{\text{роб}}, \text{ МПа,} \quad (5.3)$$

де  $p_{\text{роб}}$  – робочий тиск на вході в гідроциліндр, прийнятий при його виборі за каталогом компанії OMFV. Значення  $p_{\text{роб}}$  може досягати максимального робочого тиску  $p_{\text{макс}}$  за каталогом, однак з урахуванням тертя в плунжерах і опорах гідроциліндра рекомендується задаватися дещо меншим значенням

$$p_{\text{роб}} \approx 0,85 p_{\text{макс}}, \quad \text{МПа,} \quad (5.4)$$

$\Delta p_{\text{втрат}}$  – гідравлічні втрати тиску за довжиною вхідного трубопроводу від насоса до гідроциліндра, включаючи втрати в гідророзподільнику, які наведені при максимальній витраті в табл. 5.4. Ці втрати підлягають гідравлічному розрахунку, однак значення цих втрат за рекомендаціями компанії OMFV не повинно перевищувати 1,0 МПа, або 5% від робочого тиску для забезпечення високого значення загального ККД ОГП

$$\Delta p_{\text{втрат}} \approx 0,05 p_{\text{роб}}, \text{ МПа.} \quad (5.5)$$

4. Визначаємо теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = \frac{Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{но}}}, \text{ л/хв,} \quad (5.6)$$

де  $\eta_{\text{но}}$  – об’ємний ККД насоса (коефіцієнт подачі), значення якого для сучасних насосів складає близько 0,94 для шестеренних і 0,97 для аксіальнопоршневих.

5. Визначають потужність на вихідному валу КОМ (споживану потужність насоса)

$$P_{\text{ком}} = \frac{P_{\text{е}}}{\eta} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{60 \cdot \eta}, \quad \text{кВт,} \quad (5.7)$$

де  $P_{\text{е}}$  – ефективна потужність насоса

$$P_{\text{е}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{60}, \quad \text{кВт,} \quad (5.8)$$

$p_{\text{н}}$  – тиск нагнітання насоса (5.3), значення якого вище необхідного для висунення гідроциліндра за рахунок втрат тиску в нагнітальних трубопроводах і гідророзподільнику, МПа.

Виходячи із значення потужності на вихідному валу  $P_{\text{ком}}$  (5.7) підбирають відповідний за максимальною потужністю  $P_{\text{макс}}$  типорозмір КОМ і визначають значення максимального крутного моменту  $M_{\text{макс}}$  і передавального відношення  $i$  між вхідним і вихідним валами КОМ.

6. Визначають номінальну частоту обертання вихідного валу КОМ

$$n_{\text{в}} = \frac{n_{\text{двз}}}{i}, \quad \text{хв}^{-1}, \quad (5.9)$$

де  $n_{\text{ДВЗ}}$  – номінальна частота обертання вихідного валу коробки передач автомобіля, (визначають за каталогом автомобіля або коробки передач),  $\text{хв}^{-1}$ .

Уточнюють крутний момент на вихідному валу КОМ

$$M_{\text{КОМ}} = \frac{9550 \cdot P_{\text{КОМ}}}{n_{\text{В}}}, \text{кВт}, \quad (5.10)$$

який не повинен перевищувати значення за каталогом.

7. Визначають робочий об'єм насоса (попередньо)

$$V_{\text{Н,попер}} = \frac{10^3 Q_{\text{НТ}}}{n_{\text{В}}}, \text{см}^3, \quad (5.11)$$

і уточнюють за каталогами компанії ОМФВ, округляючи до значення  $V_{\text{Н}}^*$  – найближчого більшого з номенклатурного ряду насосів, звертаючи увагу на те, щоб номінальна частота обертання насоса за каталогом дорівнювала або була нижче  $n_{\text{В}}$ .

При виборі конструкції насоса (шестеренного або аксіальнопоршневого типів) і режимів його роботи слід дотримуватися рекомендацій компанії ОМФВ:

– частота обертання вихідного валу КОМ, яка дорівнює частоті обертання вала насоса  $n_{\text{В}}$ , повинна знаходитися в діапазоні робочих частот обертання насоса, тобто не перевищує номінальну частоти обертання згідно з його технічною характеристикою (при номінальній частоті обертання насос може працювати без обмеження за часом), або протягом обмеженого часу, необхідного на підйом кузова;

– застосування шестеренних насосів рекомендується для легких і середніх умов навантаження при номінальному тиску 19...29 МПа в залежності від серії і типорозміру;

– аксіальнопоршневі насоси рекомендуються для застосування в тяжких умовах експлуатації, в тому числі при негативних температурах навколишнього повітря до «мінус» 40 °С, і при номінальному тиску 30...35 МПа.

Аксіальнопоршневі насоси мають більш високий ККД ніж шестеренні. При використанні аксіальнопоршневих насосів з регульованим робочим об'ємом істотно знижується споживана потужність приводним двигуном (ДВЗ) і витрата палива.

8. Внутрішній діаметр трубопроводу визначають за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_{HT}}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (5.12)$$

де  $[v]$  – допустима швидкість течії РР [м/с], значення якої вибирають виходячи з рекомендацій по призначенню максимальної швидкості течії РР в трубопроводах, з'єднаннях трубопроводів і каналах ОГП згідно ISO 4413:2002:

- для всмоктуючих трубопроводів  $[v] = 1,2$  м/с виходячи із забезпечення функціонування без кавітації;
- для напірних трубопроводів  $[v] = 5$  м/с;
- для зливних трубопроводів  $[v] = 4$  м/с.

Діаметри трубопроводів округлюють згідно значень зведених діаметрів за ГОСТ 16516 і виходячи з номенклатури приєднувальної арматури, рукавів всмоктування і високого тиску компанії OMFV.

9. Вибирають за витратою насоса (5.2) типорозмір гідророзподільника серії MODULAR121 (див. табл. 5.4) з урахуванням необхідних значень налаштування тиску. При необхідності, вибирають типорозмір гідророзподільника кінця ходу серії RUNSTOP (див. табл. 5.5). При необхідності регулювання максимального тиску, що розвивається насосом (наприклад, при роботі з різними гідроциліндрами), слід вибирати гідророзподільники MODULAR з декількома установками (настройками) тиску.

10. Визначають ємність гідробака виходячи з умови розміщення в ньому всього обсягу РР, що знаходиться в ОГП (телескопічному гідроциліндрі, трубопроводах і насосі), і з урахуванням 20% запасу

$$V_6 = 1,2(V_{\Sigma \text{тц}} + V_{\text{тр}}) \quad , \quad \text{дм}^3, \quad (5.13)$$

де  $V_{\Sigma \text{тц}}$  – обсяг РР в телескопічному циліндрі (див. табл. 5.7),  $\text{дм}^3$ ,  
 $V_{\text{тр}}$  – обсяг РР в нагнітальному трубопроводі,  $\text{дм}^3$ .

Гідробак підбирають за каталогом компанії OMFB з урахуванням обсягу, матеріалу, зручності розміщення на автомобілі, і включаючи в комплект поставки кронштейн, кріпильні скоби, заливну горловину і повітряний фільтр (сапун).

11. При виборі фільтра компанії OMFB (див. табл. 5.6) слід звернути увагу на те, що зливні фільтри забезпечують тонкість фільтрації 60 мкм ( $\beta = 2$ ) і 25 мкм ( $\beta = 75$ ), а всмоктуючі 60 мкм при  $\beta = 2$ , де  $\beta$  («бета-співвідношення») це відношення числа частинок певного розміру  $x$  в пробі РР до і після фільтра, за допомогою якого можна об'єктивно порівнювати фільтри різних виробників згідно ISO 16889/1999 (Multi-Pass test)

$$\beta_x = \frac{Z_{x(\text{вх})}}{Z_{x(\text{вих})}}, \quad (5.14)$$

де  $Z_{x(\text{вх})}$  і  $Z_{x(\text{вих})}$  – кількість частинок розміром більше значення  $x$  в пробах РР на вході у фільтр і виході з останнього.

Компанія OMFB рекомендує встановлювати тонкість фільтрації в залежності від робочого тиску – 25 мкм при тиску до 20 МПа і 10 мкм при більш високому.

## 5.2. Гідрообладнання виробництва «Гідросила»

В останні роки вітчизняним підприємством ВАТ «Гідросила» також освоєні гідроприскоє для самоскидів, в тому числі насоси, телескопічні гідрочиліндри, гідророзподільники і рукава високого тиску [21].

Насоси аксіальнопоршневі з похилим блоком циліндрів RBF20T та з постійним робочим об'ємом включають 7 типорозмірів від 23 до 107  $\text{см}^3$  на номінальний тиск 30 МПа і максимальний 35 МПа. Номінальна подача насосів становить від 70 до 213 л/хв. Маса насосів від 5,9 до 15 кг. Насоси допускають максимальний тиск дренажу до 0,2 МПа. При збільшенні тиску на всмоктуванні від 0,08

до 0,1 МПа подача насосів зростає приблизно в 1,2 рази, що зумовлено зниженням ризику виникнення кавітації.

Насоси шестеренні серії «Т» ВАТ «Гідросила» мають габаритно-приєднувальні розміри за стандартами ISO та UNI. Насоси можуть поставлятися з лівим, правим і реверсивним напрямом обертання ведучого вала і призначені для використання в гідросистемах різних мобільних машин на автошасі: самоскидів, кранів-маніпуляторів, автовишок, комунальних машин та іншої техніки.

Відмінною особливістю цих насосів є наявність вузла приводу з радіальноупорними роликівими підшипниками, що сприймають осьові і радіальні навантаження і допускають установку на приводний вал шківів або шестерень, в т.ч. косозубих. Приводні вали і монтажні фланці виконані відповідно до стандартів ISO і UNI. Заднє і бічне підключення трубопроводів забезпечує швидкий і зручний монтаж насоса. Серія «Т» насосів включає три типорозмірні групи з робочим об'ємом від 16 до 150 см<sup>3</sup>:

– група GP2,5T має робочі об'єми від 16 до 45 см<sup>3</sup> (13 моделей) на номінальний тиск до 25 МПа і піковий до 30 МПа. Частота обертання до 3000 хв<sup>-1</sup>. Кришки насосів виготовлені з чавуну, корпус з алюмінієвого сплаву;

– група GP3T має робочі об'єми від 34 до 100 см<sup>3</sup> (6 моделей) на номінальний тиск до 28 МПа, піковий до 31 МПа. Номінальна частота обертання до 2800 хв<sup>-1</sup>. Корпус насоса з високоміцного чавуну;

– група GP4T має робочі об'єми від 63 до 150 см<sup>3</sup> (7 моделей) на номінальний тиск до 28 МПа. Номінальна частота обертання до 2700 хв<sup>-1</sup>. Корпус насоса з високоміцного чавуну.

У виробничій програмі «Гідросила» є також тандем-насоси, що включають 34 комбінації з 3-ї або 4-ї груп з групою 3.

Для реверсивних насосів слід знижувати значення тиску на 15% в порівнянні з неревверсивними конструкціями.

Експлуатація насосів повинна проводитися при тиску на вході 0,05<sup>+0,25</sup> МПа при в'язкості РР: мінімальної 10 мм<sup>2</sup>/с; максимальної 1000 мм<sup>2</sup>/с; рекомендованої для постійної експлуатації 17...65 мм<sup>2</sup>/с. Залежно від матеріалу ущільнень допускається експлуатація насосів на мінеральній оливі при температурі від «мінус» 40 до 170 °С. Вимоги до чистоти РР ОГП самоскидів наведені в табл. 5.8.

## Вимоги до фільтрації РР залежно від тиску в ОГП

Номінальний тиск, МПа	> 20	< 20
Клас чистоти ISO 4406	18/15	19/16
Клас чистоти NAS 1638	9	10
Тонкість фільтрації $\beta_x = 75$	15 мкм	25 мкм

Гідроблоки моделі MR для самоскидів розробки ВАТ «Гідросила» призначені для забезпечення функціонування телескопічних гідроциліндрів на номінальній витраті від 40 до 100 л/хв (максимальній 50...150 л/хв) і номінальному тиску 14...16 МПа (максимальному до 21...28 МПа залежно від типорозміру). Блоки тільки для самоскидів мають один золотник в гідророзподільнику, блоки для управління самоскидами тягача і причепа включають два золотникових гідророзподільника.

Типорозмірний ряд гідроблоків MR забезпечує функціонування телескопічних гідроциліндрів самоскидів легкої, середньої та важкої вантажопід'ємності, а також тягачів-самоскидів з самоскидними причепами. Корпуси гідроблоків виготовлені з чавуну.

На рис. 5.3 представлені гідравлічні принципові схеми блоків управління MR гідроциліндрами самоскидів. Блоки включають гідророзподільник Р для реалізації режимів «підйом-опускання» телескопічних гідроциліндрів, запобіжні клапани КП прямої дії для захисту від перевантажень, а також додаткові гідроприспособи в залежності від комплектації блоків зворотними клапанами КО і реле тиску РД. Гідророзподільники мають два види управління: пряме дискретне за допомогою електромагнітів і пневматичне прямого і пілотного принципу дії на тиск повітря до 0,6 МПа. Маса гідроблоків становить від 4 до 6 кг. Всі основні гідророзподільники мають трьохпозиційну трипровідну схему з розвантаженням насоса в нейтральному положенні і забезпеченням режиму безнасосного опускання гідроциліндрів під гравітаційним впливом маси кузова.

Блок MR40.T1.E (рис. 5.3,а) включає гідророзподільник Р з двома електромагнітами Е і Е1, зворотний клапан КО, запобіжний клапан КП з обмежувачем ходу ОХ і реле тиску РД, яке поставляється окремо від блоку. При подачі живлення на

електромагніт Е1 відбувається висування гідроциліндра, при подачі живлення на магніт Е опускання кузова самоскида зі швидкістю, яка визначається настроюванням дроселя в гідророзподільнику Р. Напруга живлення постійного струму 12 В, значення струму може досягати 5 А, тобто потужність електромагніту складає близько 60 Вт.

Блоки MR40 (80;100).Т1.Р побудовані за єдиною схемою з пневматичним прямим управлінням (рис. 5.3,б) і включають гідророзподільник Р з механізмом обмеження ходу і протиударною пружиною, до торців *a* і *b* якого підводять повітря під тиском. Ці блоки забезпечені тягами для забезпечення механічного переміщення золотника, хід якого *a/b* в залежності від типорозміру становить 8/9, 16/14 і 15,5/18,5 мм, а перестановочне зусилля від 0,22 до досить істотного 0,75 кН.

Блок MR100.Т2.Р (рис. 5.3,в) має пневматичне пілотне управління основним гідророзподільником Р за допомогою пневмоциліндра Ц, до камер *a* і *b* якого підводять тиск повітря. У цій схемі встановлені два запобіжних клапани, один з яких КП1 захищає від перевантажень лінію нагнітання насоса, а «вторинний» клапан КП2 захищає лінію нагнітання між гідророзподільником Р і телескопічним гідроциліндром (такі клапани називають також «протиударними»).

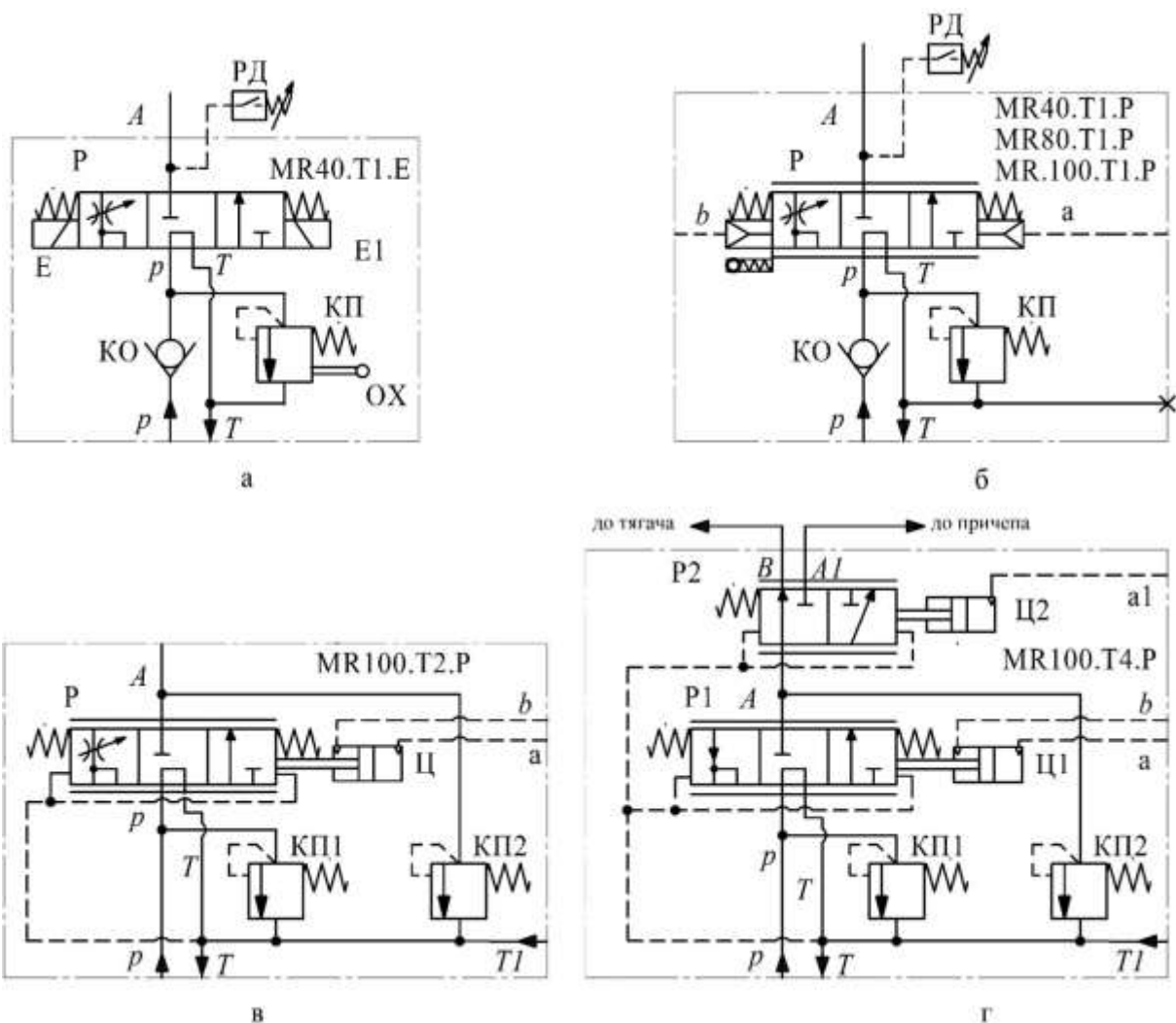


Рис. 5.3. Гідравлічні принципи схеми гідроблоків MR виробництва ВАТ «Гідросила» для ОГП самоскидів

Блок MR100.T4.P (рис. 5.3,г) призначений для використання на транспортних засобах з причепами і включає два гідророзподільника з пневматичним пілотним керуванням. Трьохпозиційний гідророзподільник P1 управляється пневмоциліндром Ц1 двосторонньої дії (підводи повітря позначені буквами *a* і *b*), а двохпозиційний гідророзподільник P2 управляється пневмоциліндром односторонньої дії Ц2 з камерою *a1* підведення повітря. При відсутності тиску управління в камері *a1* гідророзподільник P2 під дією пружини зміщений вправо і PP надходить до гідроциліндра тягача. При підведенні тиску управління в камеру *a1* золотник гідророзподільника P2 зміщується вліво і PP надходить до гідроциліндра причепа. Зливні канали *T* служать для повідомлення з гідробаком. Додаткові канали *T1* призначені для

стикового виконання гідроблоків або підключення клапана обмеження підйому.

Підприємство ВАТ «Гідросила» освоїло виробництво телескопічних гідроциліндрів односторонньої дії з діаметрами плунжерів 55...170 мм, максимальним ходом до 4500 мм, числом ступенів до 6, на номінальний тиск 19 МПа (максимальний до 23 МПа) і допустимою швидкістю до 0,3 м/с (рис. 5.4).

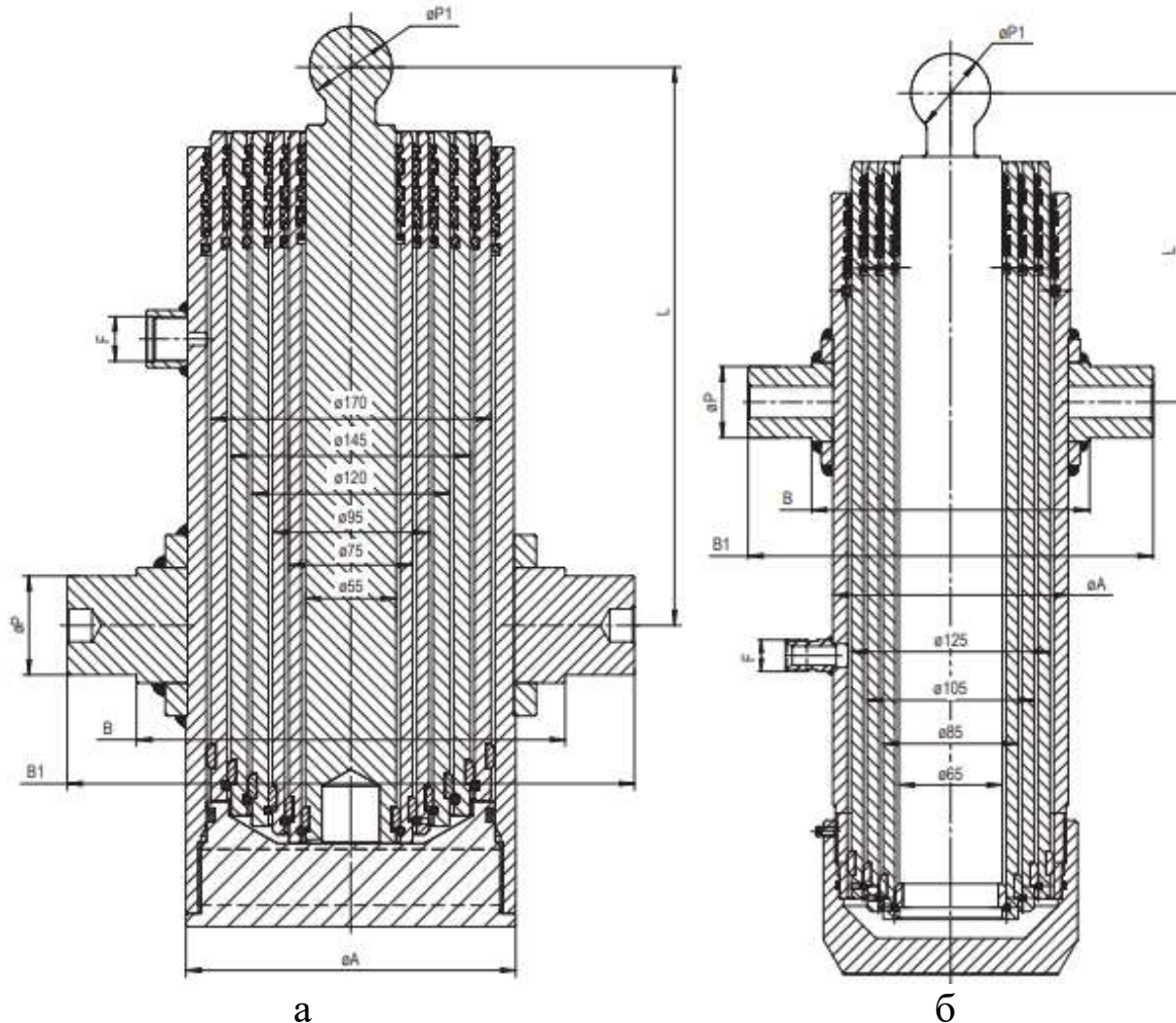


Рис. 5.4. Гідроциліндри телескопічні моделі МСТР виробництва ВАТ «Гідросила»: а – 170/145/120/95/75/55; б – 125/105/85/65

Зусилля, що розвивається гідроциліндрами при тиску 22 МПа, становить від 53 кН до 509 кН в залежності від діаметра плунжера 55...170 мм. Для гідроциліндрів застосовуються безшовні труби, хромовані по зовнішній поверхні і розкатані роликками по внутрішній поверхні для отримання відповідного (дзеркального) класу чистоти поверхні. Гідроциліндри можуть монтуватися для фронтального і підкузовного монтажу.



## 6. ГІДРОСТАНЦІЇ ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ АЕРОДРОМІВ ТА ЛІТАКІВ

Комплектні насосні установки (або гідростанції) знаходять широке застосування в мобільних машинах різного призначення, включаючи мобільні підйомники з робочими платформами (МПП) і підйомні крани-маніпулятори на автомобілях і тракторах. Ці гідростанції на базі гідробаків укомплектовані насосами з електродвигунами, запобіжними клапанами, гідророзподільниками, фільтрами, оливаохолоджувачами, тобто гідропристроями, що забезпечують функціонування гідродвигунів ОГП. Гідростанції серійно випускаються за кордоном багатьма фірмами, а в Україні найбільший досвід виготовлення гідростанцій мають підприємства «Гідросила», «Промгідропривод» і «Моторімпекс».

Мініатюрні насосні установки типу МРР під назвою «мініагрегати» виробляє фірма Моторімпекс (м. Харків). У комплект поставки входять (рис. 6.1) шестеренний насос 3, електродвигун 1 постійного або змінного струму, гідробак 2, блок 5 на кронштейні 4 для установки вкрутних гідроапаратів 7 і 8, або плити 9 для монтажу стикової або модульної гідроапаратури 6. Максимальна витрата РР становить 12 л/хв, тиск до 25 МПа, об'єм гідробаків від 1 до 12 дм<sup>3</sup>. Потужність електродвигунів постійного (напругою 12 або 24 В) або змінного струму від 0,5 до 3 кВт.

На рис. 6.2 наведені основні гідравлічні принципові схеми насосних установок. У базову схему (рис. 6.2,а) входять шестеренний насос Н з приводним електродвигуном Д, всмоктуючий фільтр Ф, запобіжний клапан КП, повітряний фільтр-сапун С, гідробак Б і вихідні магістралі високого  $p$  і низького  $T$  (зливу) тисків. Схема на рис. 6.2,б включає дросель ДР, що забезпечує зміну витрати на виході з насоса в лінії  $p$  і регулювання швидкості гідроциліндра або гідромотора способом «дросель на паралельному потоці». Гідророзподільник Р клапанного типу, двопозиційний (рис. 6.2,в), забезпечує розвантаження насоса Н при подачі електроживлення на магніт. За допомогою дроселя ДР (рис. 6.2,г) забезпечується регулювання витрати за аналогією зі схемою на рис. 6.2,б, але тільки при подачі електроживлення на магніт гідророзподільника Р. Схема на рис. 6.2,д включає два дроселя ДР1 і ДР2, а представленими на

рис. 6.2,е гідророзподільниками двохпозиційного і трьохпозиційного типів мініагрегати можуть комплектуватися за допомогою додаткової плити.

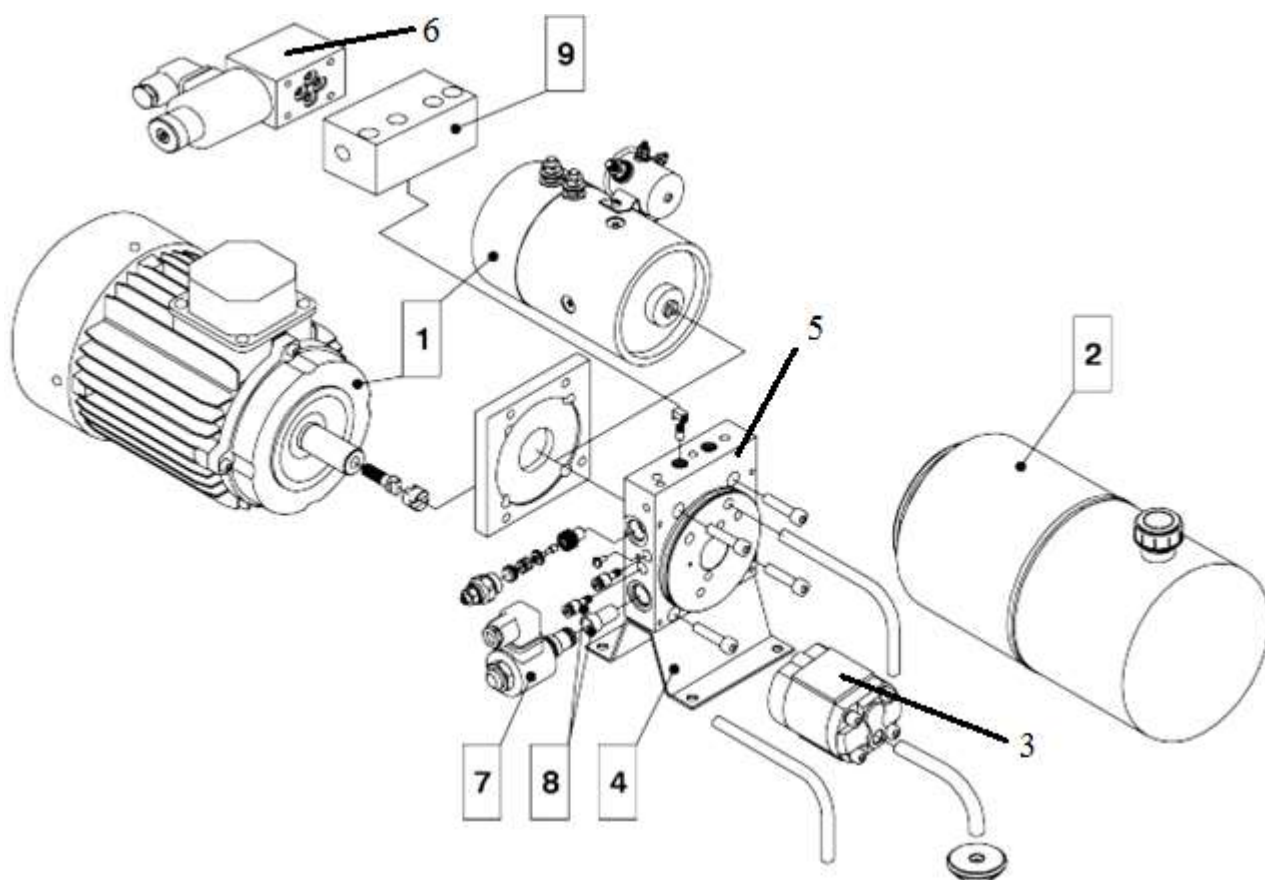


Рис. 6.1. Мініатюрні насосні установки МРР-Моторімпекс

Моторімпекс випускає також насосні установки серії НМГ під назвою «насосно-моторні групи» в номенклатурі за робочим об'ємом шестеренних насосів від 0,16 до 147 см<sup>3</sup> (понад 60 типорозмірів) на максимальний тиск від 25 до 11 МПа. Установки призначені для роботи в діапазоні коефіцієнта кінематичної в'язкості РР 10...1000 сСт і її температури від «мінус» 25 до 11°С. Рекомендована абсолютна тонкість фільтрації РР в 25 мкм при тиску до 14 МПа і 10 мкм при більш високому тиску. Потужність електродвигунів змінного струму від 0,12 до 55 кВт при частоті обертання 750, 1000, 1500 і 3000 хв<sup>-1</sup>.

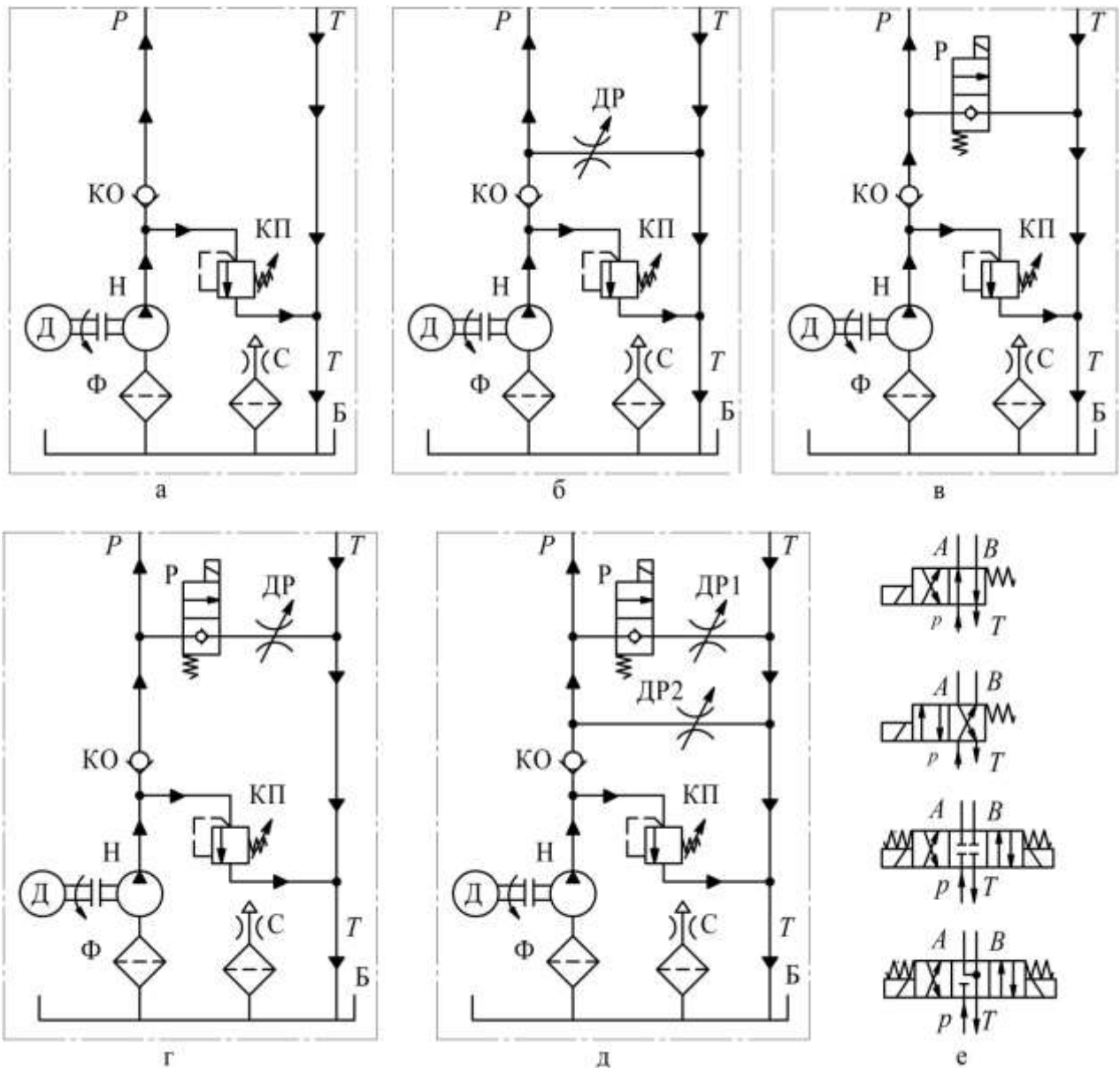


Рис. 6.2. Принципові гідралічні схеми мініагрегатів МРР-Моторімпекс

Шестеренний насос 1 (рис. 6.3) монтується до електродвигуна 2 за допомогою фланця 3, полумуфт 4 і 5, і проміжної еластичної «зірочки» 6. Комплектна поставка передбачає установку нагнітального 7 і всмоктуючого 8 фланців.

Ручні насоси застосовують як резервні. Насоси серії МР виробництва MASHROM КМН-LTD (Болгарія) випускаються з робочим об'ємом від 12 до 45 см<sup>3</sup> на максимальний тиск 28...70 МПа в різних варіантах гідралічних принципівих схем (рис. 6.4). Насоси випускаються без гідробаків, крім моделі МРG. Маса насосів від 3,6 до 4,5 кг. Насоси МРЕ з робочим об'ємом 20 см<sup>3</sup> на максимальний тиск 35 МПа комплектуються всмоктуючим КО1 і нагнітальним КО2

зворотними клапанами, насос МРЕ+RV має вбудований гідровентиль ВН для зливу РР, причому вихід з гідровентилля повідомлений з лінією всмоктування Р (позначення фірми) насоса Н.

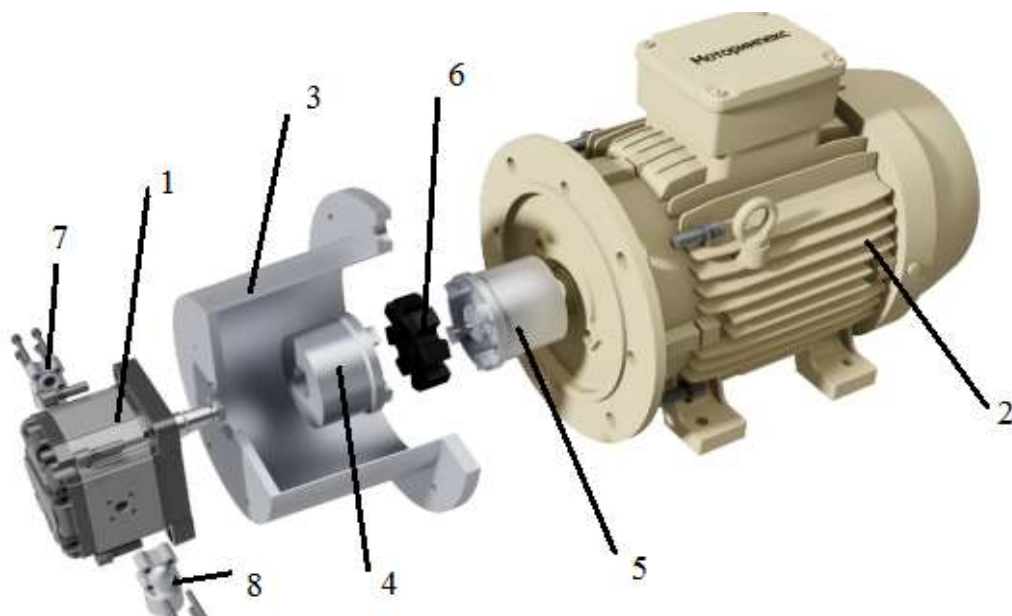


Рис. 6.3. Насосно-моторна група НМГ-Моторімпекс

Насоси МРА трьох робочих об'ємів 12, 25 і 45 см<sup>3</sup> можуть працювати на максимальному тиску 28...35 МПа. До складу насосів входять всмоктуючий КО1 і нагнітальний КО2 клапани, і гідровентиль ВН. У комплектації МРА...+RV в насос входить запобіжний клапан КП.

Насоси МРС трьох робочих об'ємів 12, 25 і 45 см<sup>3</sup> можуть працювати на максимальному тиску 28...35 МПа і комплектуються двохпозиційним чотирипровідним гідророзподільником Р з механічним фіксатором положень. У виконанні МНС...+RV насоси забезпечені запобіжним клапаном КП і гідровентилем ВН.

Насоси МРГ випускаються в двопотоковому виконанні Н1 і Н2 на максимальний тиск 70 МПа, забезпечені запобіжними клапанами КП1 і КП2, всмоктуючими КО1 і КО3, нагнітальними КО2 і КО4 клапанами, всмоктуючим фільтром Ф і гідровентилем ВН. У комплектацію насосів входять гідробаки моделі ТМ об'ємом від 1 до 10 см<sup>3</sup>.

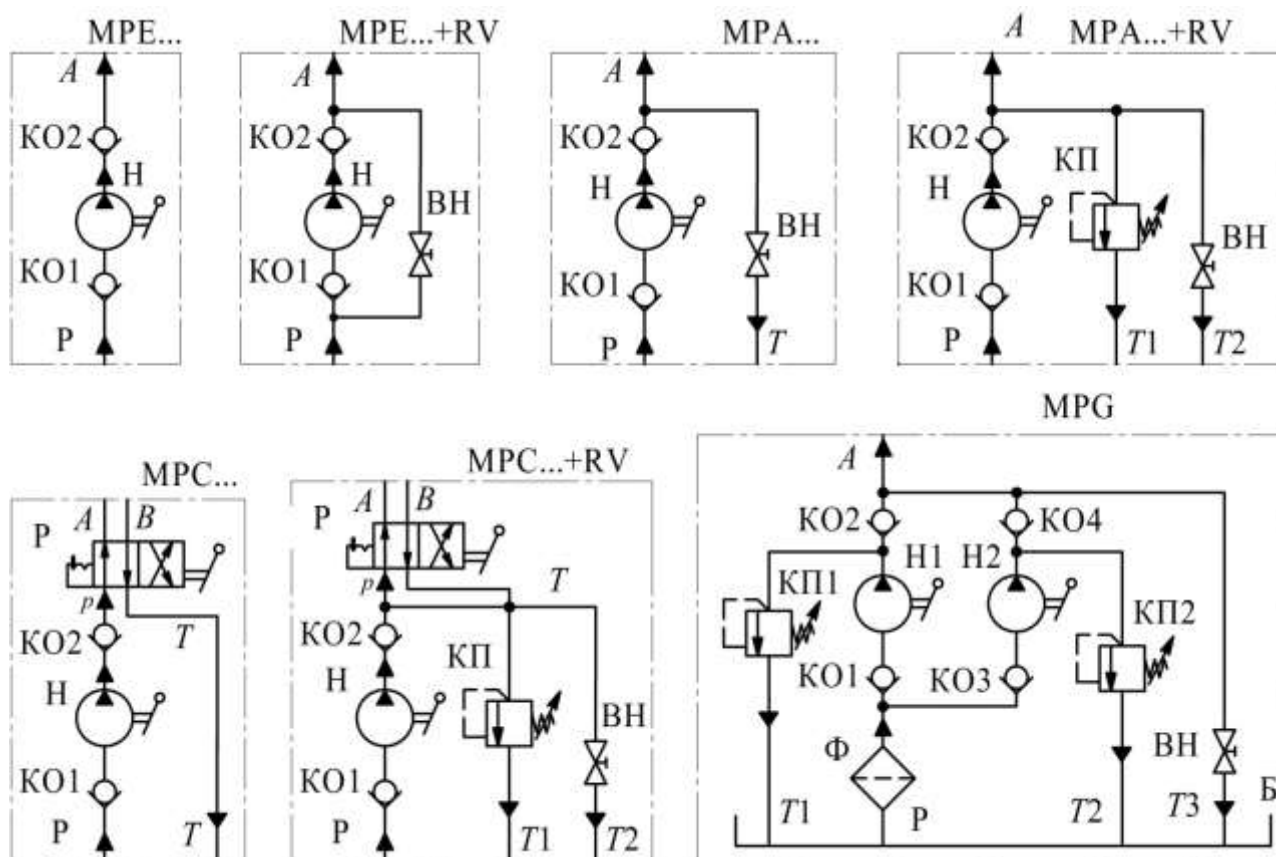


Рис. 6.4. Гідравлічні принципові схеми ручних насосів MASHPROM KMH-LTD

На рис. 6.5 представлена гідравлічна принципова схема гідростанції, яка використовується при дослідженні динамічних процесів в МПРП-ХНАДУ. Гідростанція включає насосну установку (Блок А моделі SMA05 фірми ARGO HYTOS, ФРН [20]) до складу якої входять гідробак Б, насос Н з приводним електродвигуном Д, гідророзподільник розвантаження Р1(Х), клапан запобіжний КП(З), дросель ДР(У), всмоктуючий Ф1 і зливний Ф2 фільтри. Фільтр Ф2 оснащений перепускним (зворотним) клапаном, електричним індикатором забрудненості ІЗ і сапуном С з заправної горловиною. У гідробак встановлено реле рівня ІР. Для контролю тиску встановлений манометр МН з гідروентилем ВН. Гідророзподільник Р1(Х) двохпозиційного двопровідного типу клапанної конструкції з електромагнітним керуванням (магніт позначений буквою с) режиму перекриття течії РР в гідробак Б. При відсутності електроживлення гідророзподільник за допомогою пружини знаходиться у відкритому положенні для пропуску РР до дроселя і в гідробак Б.

Дросель ДР(У) дозволяє регулювати витрату РР, що надходить до гідророзподільника Р2 шляхом спрямування частини потоку від насоса в гідробак Б. Зливні потоки РР з запобіжного клапана КП(З) і дроселя ДР(У) надходять на вихід з фільтра Ф2 і далі в гідробак Б. Пристрій М служить для зниження пульсацій тиску в період пуску насоса. На виході насосної установки встановлений гідророзподільник Р2 з електромагнітним пропорційним керуванням і електронним пристроєм G контролю за переміщенням золотника. Гідророзподільник в нейтральному положенні забезпечує повідомлення отворів А і В з лінією зливу Т в гідробак Б (через фільтр Ф2), за допомогою електромагнітів а і в відбувається зміщення золотника і відповідне по площі перетину відкриття вікна для проходу РР до гідродвигуна.

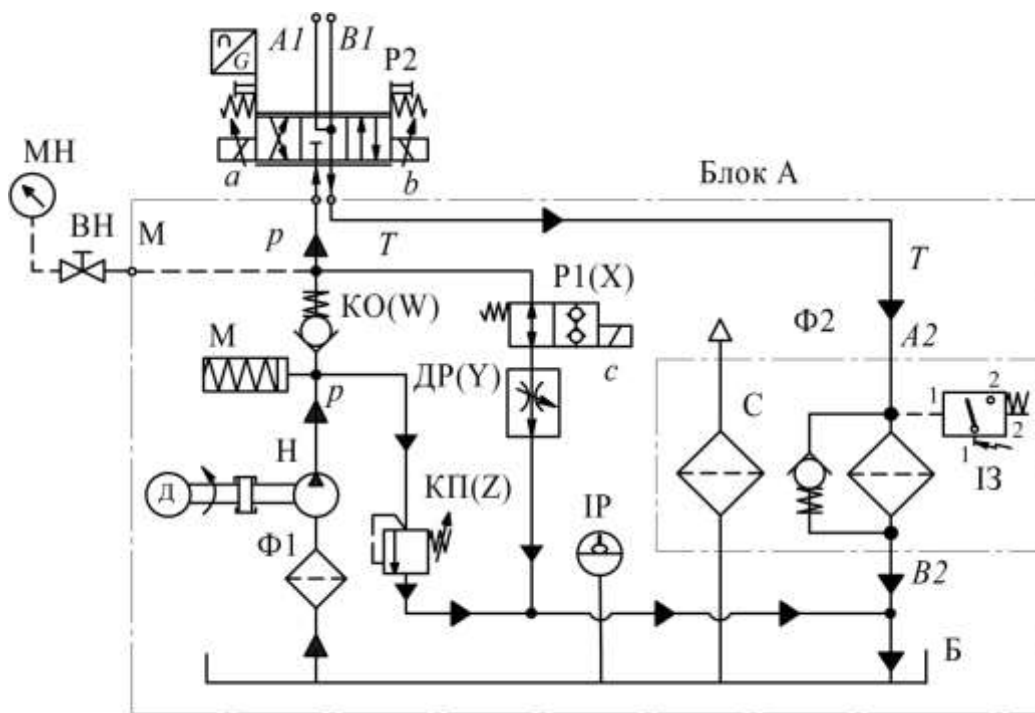


Рис. 6.5. Гідравлічна принципова схема гідростанції для дослідницьких випробувань в ХНАДУ

Насос гідростанції має робочий об'єм  $7,9 \text{ см}^3$  та подачу  $10,2 \text{ л/хв}$  при частоті обертання  $1410 \text{ хв}^{-1}$  при тиску  $7,5 \text{ МПа}$ . Потужність насоса дорівнює  $1,5 \text{ кВт}$ . Максимальний тиск до  $16 \text{ МПа}$ . Гідростанція має сталевий квадратний бак для заправки РР кількістю  $34 \text{ дм}^3$ . Пропорційний гідророзподільник з цифровим керуванням PRM7-043Y11/12-24E01 застосовується шляхом

підключення комп'ютера з встановленим спеціальним програмним забезпеченням.

## ВИСНОВКИ

У колишньому СРСР в якості базових машин для обслуговування аеродромів і літаків знаходили широке застосування українські автомобілі КраЗ, трактори ХТЗ-150 і гусеничні тягачі МТ-ЛБ.

Висока енергонасиченість сільськогосподарських тракторів насосами високого тиску і витрати дають можливість під'єднання до них технологічного обладнання будівельних і дорожніх машин, а також машин для аеродромів та літаків щодо технічного обслуговування, доставки вантажів, заправки паливом та боєкомплектom з використанням модульних конструкцій на базі тракторів вітчизняного виробництва.

Об'ємний гідропривод знаходить широке застосування в трансмісіях тракторів для перемикання передач без розриву потоків потужності в механічних трансмісіях і в якості основного контуру безступінчастого регулювання швидкості в двопотокових гідромеханічних трансмісіях. Такі трансмісії створені в Україні для колісних тракторів ХТЗ з використанням аксіальнопоршневих гідромашин вітчизняного виробництва. Також в останні роки широкий розвиток в тракторах отримали об'ємні гідроприводи рульового керування, гальмівних систем і приводів технологічного навісного обладнання.

Проведений аналіз номенклатури щодо типорозмірних рядів та технічного рівня гідроприсроїв вітчизняного виробництва дає можливість зробити такі висновки:

1. Завдяки останнім розробкам кропівницького підприємства «Гідросила» в аксіальнопоршневих гідромашинах досягнуті:

1.1. Для гідроприводів с замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини сучасні значення тисків до 42...48 МПа. Номенклатурний ряд гідромашин складає діапазон з робочим об'ємом від 28 см<sup>3</sup> до 112 см<sup>3</sup>. В гідромашинах з регульованим робочим об'ємом застосовані ефективні регулятори з електрогідравлічними пропорційними системами. При потребах в аксіальнопоршневих гідромашинах з робочими об'ємами менше більш ніж 112 см<sup>3</sup> треба використовувати тандем-насоси або закордонні зразки з робочим об'ємом до 280 см<sup>3</sup>;

1.2. Насоси з автоматичними регуляторами тиску та витрати моделі PVC та PVC1 мають типорозмірні ряди з робочими об'ємами від 18 см<sup>3</sup> до 85 см<sup>3</sup> на тиск до 35 МПа. Ці насоси суттєво зменшують витрати потужності в гідроприводах;

1.3. Типорозмірні ряди аксіальнопоршневих насосів і гідромоторів з похилим блоком циліндрів мають робочі об'єми від 28 см<sup>3</sup> до 107 см<sup>3</sup> на тиск до 45 МПа, зокрема з найдосконалішою поршневою парою поршень-шатун;

2. В Україні основним виробником шестеренних насосів із зовнішнім зачепленням є підприємство «Гідросила», де виробляються насоси з робочим об'ємом від 1 см<sup>3</sup> до 400 см<sup>3</sup> і секційні двопотокові та трипотокові насоси. Номінальний тиск насосів до 25 МПа відповідає сьогоднішньому світовому рівню. Значно спрощують ОГП моделі насосів з вбудованими клапанами обмеження витрати і тиску. Створення насосів в чавунному корпусі суттєво підвищує їхній ресурс;

3. В останні роки розширена номенклатура секційних гідророзподільників, які значною мірою замінюють застарілі моноблочні моделі типу Р-80. Комплектація гідророзподільників типу MRS100LS золотниковими секціями до 10 штук і з підвищенням тиску до 25 МПа дозволяє істотно розширити можливості агрегування тракторів різними механізмами. Введення в золотникові секції регуляторів витрати і систем енергозбереження суттєво покращують якість роботи машин і дозволяють скоротити витрати палива. Слід зазначити, що секційні гідророзподільники нового покоління типу 5РПС100 засвоєні одеським підприємством «Будгідравліка і застосовані в тракторах ХТЗ починаючи з 2013 року;

4. Сучасною тенденцією є створення комплектних гідропнемоприводов для самоскидів, яке освоїло підприємство «Гідросила» і дозволяє замінити імпортних постачальників гідробладнання.

Відзначимо також ряд недоліків в номенклатурі вітчизняного гідрообладнання. Так в Україні відсутнє виробництво пропорційних електромагнітів і гідроапаратури на їх базі, внаслідок чого необхідні закупівлі за кордоном. Відсутнє також виробництво відповідних електронних блоків управління. В обмеженому асортименті випускаються радіальнопоршневі одноциклові гідромотори, а випуск гідромоторів багатоциклової дії і героторних взагалі відсутній.

Відсутнє виробництво гідропідсилювачів рульового управління на базі героторних шестеренних пар, що відрізняються підвищеною герметичністю в порівнянні з парами планетарного типу.

У той же час в Україні широко розвинена дилерська мережа провідних світових виробників гідропристроїв, що дозволяє інженерам-конструкторам вибирати необхідні за технічними характеристиками вироби.

Треба відмітити, що найбільш широкий розвиток отримали створені за останні роки вироби гідрообладнання підприємства «Гідросила», в тому числі насоси і гідромотори, гідроциліндри, гідророзподільники, рукава високого тиску, а також комплектні гідроприводи для самоскидів і систем охолодження.

Виконаний в монографії огляд сучасних гідропристроїв та гідравлічних схем з їх застосуванням в мобільних машинах, зокрема в колісних тракторах виробництва ХТЗ, дає можливість зробити висновок щодо реального створення гідроприводів для гідрофікованих спеціальних машин для обслуговування аеродромів та літаків.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Авиационная наземная техника: Справочник / В. Е. Канарчук, Г. Н. Гелетуха, В. В. Запорожец и др.; Под. ред. В. Е. Канарчука. – М.: Транспорт, 1989. – 278 с.

2. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.

3. Аврунін Г.А. До методики викладання дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» в ХНАДУ / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко І. І. Мороз, // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 48-64.

4. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 424 с.

5. Аврунин Г. А. Радиальнопоршневые гидромоторы многократного действия Hagglunds компании Rexroth Bosch Group // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №2(66). – С. 43-54.

6. Аврунин Г. А. Рекомендации по выбору гидрооборудования производства компании OFMB (Италия) / Г. А. Аврунин, М. Кинер, В. Н. Рулев В.М. // Промислова гідравліка і пневматика, 2010, 2(28). – С. 7–19.

7. Аврунин Г.А. Экстремальные параметры современного гидропривода, достигнутые концерном «Rexroth Bosch Group» / Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. И. Мороз // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 4(14). – С. 3–9.

8. Аналіз використання об'ємних гідроприводів в трансмісіях колісних сільгоспмашин / Самородов В. Б., Пелипенко Є. С., Аврунін Г. А., Мороз І. І. // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №2(66). – С. 55-72.

9. Аналіз об'ємних гідроприводів пересування мобільних підйомників з робочими платформами Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Шевченко Д.М., Кепфанг К., Поторока А.В. Polish Journal of Science. – Warzhava, Poland. – № 44 (2021). – Vol. 1. – С. 29-38.

10. Аналіз характеристик аксіальнопоршневих гідромашин для приводів засобів аеродромно-технічного забезпечення / Аврунін Г.

А., Шевченко В. О., Шевченко Д.М., Щербак О. В., Пимонов І. Г., Мороз І.І. // Вісник ХНАДУ, галузеве машинобудування, вип. 95, 2021. – С. 15-25.

11. Беркович Ф.М. Применение гидрозамков в гидроприводах строительных и дорожных машин / Ф. М. Беркович, Ф. Н. Жуков // Строительные и дорожные машины. – 1976. – № 3. – С. 27–28.

12. Бондарь В. А. Система Load – Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – Винницкий государственный аграрный университет. – 2003. – № 4(30). – С. 19–26.

13. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник / В. А. Васильченко – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

14. Героторные гидромоторы фирмы «WHITE HYDRAULICS» (США) – технические характеристики и методика расчета рабочего объема для мобильной машины / Г. А. Аврунин, И. И. Мороз, В. Г. Кучер и др. – Промислова гідравліка і пневматика». – 2011. – 4(34). – С. 88–92.

15. Гидравлические моторы. Общая информация: каталог : НК.10F.50. – Danfoss DK-6430. – 1998. – 20 с.

16. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи . Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Введен 1998-01-01]. – 36 с. – (Державний стандарт України).

17. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). [Введен 1998-01-01]. – 60 с. – (Державний стандарт України).

18. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель : Бош Рекрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.

19. Гидравлические изделия: каталог: ИТОН/ЧАР-ЛИНН (EATON)11-895/СУ, АМК. – М.: январь 1990. – 12 с.

20. Гидравлические станции SMA05 ARGO HYTOS. – НА 7212 11/2-13. – 20 с

21. Гидрокомпоненты для спецтехники на автошасси. – Гидросила. – HS-НСТ-01/042016. – 48 с.

22. Гидрораспределитель моноблочный ГГ420Б. – Паспорт ГГ420Б-00.000ПС ООО Специальное конструкторско-технологическое бюро «Гидромодуль». – Харьков : 2011. – 10 с.
23. Гидрораспределитель секционный LUDV. Тип SX14, SX14S. Rexroth Bosch Group. – R-RS 64125/02.11. – 22 с.
24. Двухпоточный гидромеханический трансмиссионный блок. Руководство по эксплуатации Н2218 РЭ. – КП ХКБМ им. А. А. Морозова. – Харьков, 2005. – 80 с.
25. Дзильно А. А. Гидрообъемные трансмиссии зарубежных строительных машин / А. А. Дзильно, В. А. Полянин // Строительные и дорожные машины. – 1984. – № 6. – С. 21–22.
26. Иванов М. І. Сучасні тенденції застосування гідротрансмісій в приводах самохідних сільськогосподарських машин / М. І. Иванов, Ю. О. Мороз // Збірник наук. праць Вінницького національного аграрного університету. – Серія: Технічні науки. – № 9. – 2011. – С. 46–52.
27. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / О. О. Моторна, О. М. Переяславський, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 65-76.
28. Инструкция по эксплуатации подъемных погрузочных платформ фирмы MBV PALFINGER. 07-500.99-01-06. – А 19478.– 30.04.2009. – 160 с.
29. Ключников А. В. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов / А. В. Ключников // Техника и оборудование для села. – 2012. – № 1 (175). – С. 43–47.
30. Компоненты гидростатического управления: каталог: DANFOSS НК.20.В1.50. – 48 с.
31. Котлобай А. Я. Формирование направлений модернизации землеройных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Новости науки и технологий, Беларусь, № 1-2 (24-25), 2013. – С. 40–45.
32. Котлобай А. Я. Развитие систем приводов рабочего оборудования траншейных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, А. И. Герасимюк, Ю. Ш. Юнусов // 7-я международная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения

(Минск, 20-22 мая 2017). Сборник научных статей в трех частях. – Часть 1. – С. 334–343.

33. Котлобай А. Я. Направления снижения материалоемкости гидравлических приводов рабочего оборудования инженерных машин машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. В. Грубеляс // 7-я международная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения (Минск, 20-22 мая 2017). Сборник научных статей в трех частях. – Часть 1. – С. 344–350.

34. Котлобай А. Я. Обоснование целесообразности применения гидропривода рабочего оборудования траншейно-котлованной машины / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, М. М. Гришкевич, В. Ф. Тамело, А. И. Герасимов // Вестник военной академии республики Беларусь. – 2-17. – 2017. – № 2. – С. 108–114.

35. Кривоконь. О. Г. Невідомий ХТЗ: історичний фотолітопис / О. Г. Кривоконь, З. Е. Забелишинський. – Харків: Золоті сторінки, 2021. – 80 с.

36. Крымов А. В. Механическое оборудование автодрезин и мотовозов: учебное пособие / А. В. Крымов. – М. : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2012. – 139 с.

37. Методика расчета объемного гидропривода для двухпоточной гидромеханической коробки передач / Г. А. Аврунин, А. И. Веретенников, О. И. Деркач и др. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2009. – № 1(23). – С. 15–20.

38. Мітрофанов О.П. Тягово-швидкісні характеристики трансмісій ходових систем самохідних сільгоспмашин / О. П. Мітрофанов // Промислова гідравліка і пневматика // Вінниця, № 3(17), 2007. – С. 104–106.

39. Митрофанов А. П. Ходовые системы самоходных сельхозмашин. Сравнительный анализ гидростатических приводов с регулируемыми гидромоторами / А. П. Митрофанов // Промислова гідравліка і пневматика // Вінниця, № 4(18), 2007. – С. 109–118.

40. Модернизация объемных гидроприводов навесного оборудования колесных тракторов ПАО «ХТЗ им. С. Орджоникидзе» / Г. А. Аврунин, В. И. Аносов, В. Н. Рулев, В. Б. Самородов // Промислова гідравліка і пневматика – 2014. – №4(46). – С. 71–82.

41. Мусійко В. Д. Дослідження динамічних процесів в трансмісії мобільної землерийної машині безперервної дії з використанням програмного комплексу Openmodelica / В. Д. Мусійко, М. О. Гончар, В. А. Ніколаєнко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту». – Харків.: ХНАДУ, 16-19 жовтня 2018 р. – С. 263–265

42. Мусійко В. Д. Динамічні навантаження в мобільній землерийній машині безперервної дії під час стопоріння робочих органів / В. Д. Мусійко, М. О. Гончар, В. А. Ніколаєнко // Вісник ХНАДУ, вип. 88, 2020, т. 2. – С. 61–66.

43. Мусійко В. Д. Створення спеціальних землерийних машин для фортифікаційного обладнання позицій військ / В. Д. Мусійко, А. Б. Коваль, Ю. В. Лазарук // Наука: Безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу (Матеріали інформаційно-комунікативного заходу, Київ, 12-13 жовтня 2016). – Київ.: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2016. – С. 147–150.

44. Мусійко В. Д. Особенности силового нагружения базовых шасси землеройных машин непрерывного действия / В. Д. Мусийко, О. В. Горковенко // Материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле-и тракторостроение» в 2-х томах. – Минск. – 14–18 мая, 2018. – С. 143–146.

45. Мусійко В. Д. Створення траншейних та траншейно-котлованих землерийних машин безперервної дії для фортифікаційного обладнання позицій військ / В. Д. Мусійко, А. Б. Коваль, О. І. Колос // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України (Інформаційно-комунікативний захід, Київ, 22-23 вересня 2015). – К.: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2015. – С. 41–46.

46. Мушловин Б. Л. Аксиально-поршневые насосы за рубежом / Б. Л. Мушловин, Ю. А. Гавриленко, В. М. Волоцкий НииМаш, Серия С-V: Гидравлическое и пневматическое оборудование, 1973. – 106 с.

47. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

48. Не зависящие от нагрузки пропорциональные распределители PVG 32: каталог : SAUER-DANFOSS. – М.: ЗАО Данфосс. – 02/02. – 40 с.

49. ОАО «Пневмостроймашина» PSM-Hydraulics: Каталог продукции: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.psm-hydraulics.ru>. – 29.03.12. – Екатеринбург : – 282 с.

50. ОАО «Стройгидравлика»: Каталог изделий : [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.stroygidravlika.com.ua>. – 31.03.2012. – Одесса : – 2008г. – 58 с.

51. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. Н. Игнатов, Е. С. Кисточкин и др.; под общ. ред. Е. С. Кисточкина. – Л. : Машиностроение, 1987. – 256 с.

52. Объемный гидропривод в мобильных подъемниках с рабочими платформами : монография / И. Г. Кириченко, Г. А. Аврунин, В. Б. Самородов, А. В. Ярыжко. – Харків :ХНАДУ, 2018. – 296 с.

53. О модернизации высокомоментных гидромоторов однократного действия типа МРФ / Г. А. Аврунин, В. В. Гордеев, Ю. М. Юров и др. // Вестник машиностроения. – 1989. – № 12. – С. 25–28.

54. Определение утечек рабочей жидкости между поршнями и цилиндрами радиальной шарикопоршневой гидромашины / Г. А. Аврунин, А. В. Истратов, И. В. Кабаненко и др. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004 – № 4(6). – С. 41–43.

55. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров – М.: Машиностроение. – 1988. – 248 с.

56. Полковая землеройная машина ПЗМ-2. Техническое описание, эксплуатация и хранение. Министерство обороны СССР. – М.: Воениздат, – 1976 г. – 240 с.

57. Ремарчук М. П. Модернізація гідросистеми землерійної машини для копання траншей / М. П. Ремарчук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка. – Вип. 136. – Харків, ХНТУСГ, 2013. – С. 121–130.

58. Ремарчук М. П. Підвищення функціональних можливостей полкової землерійної машини / М. П. Ремарчук // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Вип. 2 (22), 2013. – С. 67–71.

59. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І.І. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2021. – № 1 . – С. 48-57.

60. Руководство по эксплуатации подъемников с рабочей платформой (моделей P140T, P180T, P200A, P240A). – PALFINGER PLATFORMS ITALY s.r.l. – 100 с.

61. Рулевые агрегаты Типоразмеры от 50 до 500 см<sup>3</sup>/об. Номинальное давление 175 Бар. – HYDRAULIK NORD: каталог: 1-11/91-R. – 20 с.

62. Ручки дистанционного управления. Электронные аксессуары. Для группы гидравлических клапанов фирмы «Данфосс». НК.50.С1.02. – Данфосс 11/92. – 56 с.

63. Самородов В. Б. Анализ применения гидроприводов в трансмиссиях колесных тракторов Харьковского тракторного завода / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 65–72.

64. Самородов В. Б. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для мотовоза МТ-1: от патента до испытаний и эксплуатации / В. Б. Самородов, О. И. Деркач // Науково-технічний журнал «Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті». – 2012. – № 3. – С. 21–26.

65. Самородов В. Б. Объектно-ориентированный подход к моделированию трансмиссий в области транспортного машиностроения / В. Б. Самородов, А. В. Рогов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Серія : НРСТ. – Харьков : ХГПУ, 1999. - Вып. 66. – С. 48–53.

66. Самородов В. Б. Основные направления совершенствования объемных гидроприводов навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов. / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз, Е. С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування: Зб.

наук. пр. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – № 49 (1325). – 2018. – С. 21–31.

67. Самородов В. Б. Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідроприводів гідروоб'ємно-механічних трансмісій / В. Б. Самородов, В. М. Шевцов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХП». – 2017. – № 14 (1236). – С. 85–92.

68. Самородов В. Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Автомобильный транспорт. – 2012. – № 30. – С. 13–22.

69. Самородов В. Б. Харьковский трактор с бесступенчатой трансмиссией / В. Б. Самородов // AgroToday-ХТЗ. – 2015. – № 2. – С. 14–15.

70. Сучасні тенденції розвитку систем гідрооб'ємного рульового керування / М. І. Іванов, О. М. Переяславський, С. А. Шаргородський, О. Р. Моторна // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – 4(34). – С. 109–112.

71. Трактор ТС-10. Руководство по эксплуатации ТС10.00.00.000 РЭ. – ОАО «Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе». – Харьков. – 2008. – 114 с.

72. Трансмиссии тракторов / К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков, Н. А. Щельцын. – М. : Машиностроение, 1976. – 280 с.

73. Щельцын Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 11. – С. 18–26.

74. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс. ТР 701. ISBN 966-96191-1-4. «Фесто-Дидактик»: Учебник / Д. Шольц – Киев: ДП «Фесто», 2002. – 123 с.

75. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиально-поршневых гидромашинах для мобильной техники / Г. А. Аврунин, О. И. Белый, И. В. Кабаненко и др. // Механіка та машинобудування: Науково-технічний журнал. – Харків : НТУ «ХП». – 2006. – № 1. – С. 80–87.

76. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы для закрытых

гидросистем серии S, H, H2 / HYGROSILA – HS-AC-03/012018. – 100 с.

77. Bent-axis pumps and motors series BF10/BF20/BV10. Аксиально-поршневые насосы и моторы с наклонным блоком / HYGROSILA. – 02/2015. – 63 с.

78. CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design [www.casappa.com](http://www.casappa.com).

79. CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition: 03/03.2006. – 108 p.

80. Control Valves. Гидрораспределители. Sectional Control Valves Series MRS. Секционные гидрораспределители серии MRS / Гидросила. – 042016-05. – 40 с.

81. CONTINUUM Series Helical rotor pumps for high pressure and no noise application. The new generation of gear pums for NO PULSATION & NO NOISE. SETTIMA MECCANICA SRL [www.settima.it](http://www.settima.it). – 60 p.

82. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon<sub>92</sub>. – 2007. – 59 p

83. Houlotte Group HA20PX-HA61JRT, HA260PX-HA80JRT. Руководство оператора. 4000351360. – E 06.16. – RU. – 114 с.

84. Hydraulic pumps, motors & Filters. Гидравлические насосы, моторы и фильтры. CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design [www.casappa.com](http://www.casappa.com). DOC 05 RR. – Редакция 05/02/2014. – 36 p.

85. Hydrosila. Gear Pumps. Насосы шестеренные. series-серия T. – HS-GPT-03/ 112019. – 43 с.

86. Hydrosila. Gear pumps and motors. Шестеренные насосы и гидромоторы series-серия K. – HS-GPK-06/112019. – 135 с.

87. Hydrosila. Gear pumps. Шестеренные насосы series-серий Master, Antey. – HS-GPMA-05/112019/ – 39 с.

88. IGP INTERNAL GEAR PUMPS Series 10. Diplomatic Hydraulics. – Diplomatic Oleodinamica SpA – 12 100/298 ED. – 20 p.

89. KAPPA. Hydraulic gear pumps and motors two piece cast iron housing. CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition: 03/03.2006, 108 p.

90. Nilfisk MV450. Руководство по эксплуатации. «Niflisk-Advance S.p.a. 33016727(3). Edition 2008-07F 39 p. Италия (на рус. яз).

91. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko //

International Collection of scientific proceedings. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49–57.

92. Samorodov V. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine / V. Samorodov, G. Avrunin ( В.Б. Самородов, Г. А. Аврунін. Рішення задачі розрахунку витоків робочої рідини в ексцентричному зазорі шарикопоршневої пари об'ємної гідромашини) // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2021. – № 1 . – С. 81-87.

93. Service and Maintenance Manual. Model 1200SJP, 1350SJP. – JLG An Oshkosh Corporation Company. – P/N-3121142. – May 23, 2017. – 718 p.

94. Service and Maintenance Manual. Model 1250AJP. – JLG An Oshkosh Corporation Company. – P/N-3121171. – June 22, 2017. – 732 p.

95. Service and Maintenance Manual. Model 1850SJ. – JLG An Oshkosh Corporation Company. – P/N-3121619. – May 23 2017. – 700 p.

96. Variable Axial Piston Pumps for Open Circuit. Аксиально-поршневые регулируемые насосы для открытых гидросистем серии С (PVC) / HYGROSILA – HS-AO-02/042016. – 31 с.

97. <https://alfatech.com.ua/product/retech-77>

98. <https://ate.aero/product/tehnika/aerodromnaya-uborochnaya-tehnika>

99. <https://banga.ua/pages/avtomobili-kraz/shassi-kraz-5233he-1>.

100. <https://eurotech-group.ru/catalog/tehnika-dlya-obsluzhivaniya-vozdushnyh-sudov/kejteringovye-avtolifty/kejteringovyj-avtolift-doll-x-cat-1/>

101. [https://hydrog-vostok.ru/production/hydrog\\_olh\\_3850.html](https://hydrog-vostok.ru/production/hydrog_olh_3850.html)

102. [http://images.myshared.ru/10/988316/slide\\_4.jpg](http://images.myshared.ru/10/988316/slide_4.jpg)

103. <https://mpark.pro/specialization/194-kraz-5233he-armored-trench-digger.html>

104. <http://prodis-group.com/good/view/kejteringovyj-pod-ennik-avtolift>

105. <https://ru.wikipedia.org/wiki/>

106. <https://ru.wikipedia.org/wiki/ПЗМ-2>

107. <https://vertol.com.ua/catalog/katalog-ati/ati-dlya-otchestvennyh-vs/aerodromnaya-spectehnika-aeroportovoe-oborudovanie>
108. <http://web.archive.org/web/20151001075745/http://tie.in.ua/ru/modernizatsija-tehniki/pzm-2m> (ПЗМ-2М. – Архивная копия от 01.10. 2015 на Wayback Machine // официальный сайт ООО НПК «Техимпекс»)
109. <http://www.cavag.ru/partners/oshkosh/>
110. <http://www.cavag.ru/products/obsluzhivanie-passazhirov/pritsepnye-passazhirskie-trapy/>
111. <https://www.linkedin.com/company/o-m-f-b-spa-hydraulic-components/about/>
112. <https://www.machinesitalia.org/company/omfb-spa-hydraulic-components>

## ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЗЧИК

Аеродромна техніка:

1. Машини електрозабезпечення та запуску повітряних суден
2. Паливозаправники
3. Машини для заправки мастильних матеріалів і спеціальних рідин
4. Газозаправники для зарядки повітрям систем літака, накачування коліс і при технічних роботах
5. Машини для підігріву авіадвигунів і повітря
6. Тягачі літаків
7. Стенди для перевірки функціонування гідросистем
8. Пересувні засоби діагностики і ремонту
9. Самохідні майданчики для обслуговування літаків  
Самохідні трапи  
JBТ AeroTech-CAVAG
10. Спецавтотранспорт комерційного обслуговування повітряних суден
11. Машини для комплексного обслуговування побутового устаткування літаків:
  - 11.1. Кейтеринговий автоліфт  
Doll-x-cat-1
  - 11.2. Кейтеринговий підйомник-автоліфт  
PG-KP3.2.6-Prodis-Group-Україна
12. Машини для мийки літаків
13. Машини для обробки туалетних

відсіків

14. Засоби обслуговування

аеродромів

14.1. Роторний снігоочисник

14.2. Вакуумно-прибиральна машина

14.3. Теплова машина (вітронагнітач)

14.4. Поливомийна машина

14.5. Універсальні прибиральні

машина аеродромів

HYDROG OLN-3850

ЄВРОМАШ

RETECH

Nilfisk

14.6. Пожежні автомобілі Oshkosh

14.7. Прожекторні установки

14.8. Розмічальні машини

15. Транспортні машини

16. Радіотехнічне обладнання

аеродромів

17. Причіпні і самохідні

навантажувачі і крани

18. Маркувальні машини

19. Профіліровочні і землерийно-

транспортні машини

Аксіальнопоршневі насоси

і гідромотори:

Гідросила, м. Кропівницький

S – насоси серії PVS (НП)

H – насоси серії PVH

гідромотори серії MVH

гідромотори серії H (MFH)

гідромотори серії H2 (MFH2)

H2 – насоси серії PVH2

Насоси PVC

Насоси PVC1

Насоси PBF

Гідромотори MBF

Насоси BF10  
Гідромотори MBV10.4.112  
Тандем-насоси серії «Н+»  
Будгідравліка» (м. Одеса)  
ПСМ («Пневмостоймашина», РФ)  
фірма «Svenska Flygmotor Akliebolage»  
Фірма Rexroth Bosch Group»  
(«Brueninghaus Hydromatic»)  
Модель TRIMOT  
Завод ФЕД (м. Харків)  
Дніпропетровський  
агрегатний завод  
Вовчанський агрегатний  
завод  
SAUER- DANFOSS  
Rexroth Bosch Group  
Denison  
BONDIOLI & PAVESI  
SAMHYDRAULICK (Brevini group)

Гідростанції:

1. Мотор-імпекс:
  - 1.1. Мініагрегати MPP
  - 1.2. Насосні установки НМГ
  - 1.3. Насосно-моторні групи
2. SMA05 фірми ARGO HYTOS

Мобільні підйомники з робочими  
платформами (МПП):  
Houlotte (Франція)  
JLG Lift-An Oshkosh  
Corporation Company (США)  
RALFINGER (ФРГ, Австрія)

Шестеренні насоси Гідросила:  
Серій Мастер і Антей  
Серії «К»  
Серії «Т»

Шестеренні тандем-насоси  
Шестеренні насоси ВЗТА  
Шестеренні насоси  
«Каменський машинобудівний  
завод» (Черкаська обл.)  
Casappa (Італія)  
HPG-356 Bondioli & Pavesi  
Карра- Casappa (Італія)  
Atos  
Caproni  
Diplomatic  
Metaris  
Settima  
Warynski Hydraulika  
Шестеренні насоси  
з внутрішнім зачепленням  
IGP-Diplomatic Hydraulics

Героторні гідромотори:  
SAUER-DANFOSS  
EATON  
PARKER HYDRAULICS  
WHITE-HYDRAULICS  
M+S HYDRAULIC  
BOSCH-REXROTH  
МОТОР-Імпекс»

Редуктори планетарні  
Lohmann+Stolterfoht

Трактори ХТЗ (базові моделі  
і технологічні модифікації):  
1. Трактор-тягач Т-155 для літаків;  
2. Теплова машина ТМ-59МГ  
для підігріву аеродромної полоси  
на базі трактора Т-155М;  
3. Полкова землерийна машина ПЗМ-2(3)  
на базі трактора Т-155;

4. Навантажувач Т-156-09-03;
- 5) Агрегат зварювальний АЗ-42А
6. Кущоріз-мульчер ХТЗ-150К-09-15;
7. Снігоочисники-бульдозери  
ХТЗ-150К-09-25 і ХТЗ-17221-06;
8. Бурильно-кранова машина БКМ-2М;
9. Колісно-рельсовий тягач  
КРТ зі снігоочисником.
10. Промисловий бульдозер  
ТС-10 з ОГП ходу
11. Трактор ХТЗ-17021

Гідропривод рульового керування:

1. Насос-дозатор SUB-400-S1-LIFAM
2. LAGU-Rexroth Bosch Group
3. LAGB...-HYDRAULIK NORD
4. OSQA-SAUER DANFOSS

Трансмісії з гідроприводом в тракторах ХТЗ та інших машинах:

1. Двопотокові трансмісії з об'ємним гідроприводом:
  - 1.1. ГОМТ2
  - 1.2. ГОМТ-1С
  - 1.3. МТ-1 мотовоза «Крокус»
  - 1.4. John Deere 8345R
  - 1.5. Fendt Vario 936
  - 1.6. Терріон
  - 1.7. 7400 АТМ
2. Гідромеханічна трансмісія  
ГП-300 залізничних мотовозів  
МПТ-6 і МТ-1

Гідрообладнання для самоскідів:

1. Компанії О.М.Ф.В.SPA  
Hydraulic-Components (Італія)::
  - 1.1. Аксіальнопоршневі насоси
  - 1.2. Шестеренні насоси

- 1.3. Ручні насоси
- 1.4. Гідророзподільників  
MODULAR121
- 1.5. Фільтри
- 1.6. Телескопічні гідроциліндри
- 1.7. Мініатюрні гідростанції РК-RE
- 2. Гідросила (м. Кропивницький):
  - 2.1. Насоси аксіальнопоршневі з похилим блоком PBF20T
  - 2.2. Шестеренні насоси серії «Т»
  - 2.3. Блоки управління MR гідроциліндрами самоскидів
  - 2.4. Телескопічні гідроциліндри
- Гідроприводи:
  - 1. Колісних тракторів ХТЗ
  - 2. Технологічного обладнання: навантажувача ХТЗ-156Б з гідророзподільником P160
  - 3. Трактора ХТЗ ТС-10 з системою LUDV
  - 4. Полкової землерийної машини:
    - 4.1. ПЗМ-2 і ПЗМ-3 на базі тракторів ХТЗ-155М
    - 4.2. ПЗМ-3-01 на автомобілі КрАЗ-5233НЕ
  - 5. Змащування ступінчастої коробки передач серійних колісних тракторів ХТЗ
  - 6. Гусенічних тракторів
    - 6.1. бортового ходу ХТЗ ТС-10 Rexroth Bosch Group
    - 6.2. бортового ходу Dual Path-SAUER DANFOSS

Гальмівні системи тракторів з пневмо-та гідроприводом:

- 1. Mico
- 2. Parker Hydraulics

3. Wabco (США)
4. Poclain Hydraulics
5. Rexroth Bosch Group

#### Гідроапаратура:

1. Основні параметрами
2. Гідроклапани тиску – запобіжні, редуційні, гальмівні і гідрозамки
3. Регулятори витрати
  - 3.1. ВАТ «Гідравлік» (м. Грязі)
  - 3.2. ПО «Гідропривод» (м. Гомель)

#### Гідророзподільники:

1. Імпортного виробництва:
  - 1.1. PVG-SAUER DANFOSS
  - 1.2. LSC90-Bondioli & Pavesi
  - 1.3. PARKER HYDRAULICS
  - 1.4. Rexroth Bosch Group
2. Гідророзподільники вітчизняного виробництва «Гідросила-МеЗТГ»
  - 2.1. Моноблоковий Р-80
  - 2.2. Моноблоковий Р-160
  - 2.3. Моноблоковий ГГ420-Б
  - 2.4. Секційний MRS-50(80;120)
  - 2.5. Секційний MRS100LS
  - 2.6. Секційний 5РПС100-Будгідравліка (м. Одеса)
3. Гідроапаратура на базі пропорційних електромагнітів:
  - 3.1. FTDRE і MHDRE Rexroth Bosch Group»
  - 3.2. Управління ВОМ трактора «Беларус – 2522.1»
  - 3.5. Синхронізатори витрат

#### Наукові розробки:

1. Програмний продукт

TRANS (НТУ «ХП»)

2. Співвідношення настановних потужностей ОГП і двигуна колісних тракторів

3. Тягово-швидкісні характеристики (ТШХ) зернозбирального комбайна КЗСР-9М (Славутич)

Ручні насоси:

1. МР-MASHПРОМ КМН-LTD

(Болгарія)

2. O.M.F.V.SPA (Італія)

Підприємства та наукові заклади:

ВАТ «Гідравлік» (м. Грязі)

ПО «Гідропривод» (м. Гомель)

Пневмостроймашина»

(м. Єкатеринбург)

ВАТ «Стройдормаш» (м. Київ)

ХНАДУ

ХНТУ «ХП»

Фільтрація:

1. Вимоги до фільтрації:

1.1. МПРП фірми JLG

1.2. Гідромашин Гідросила