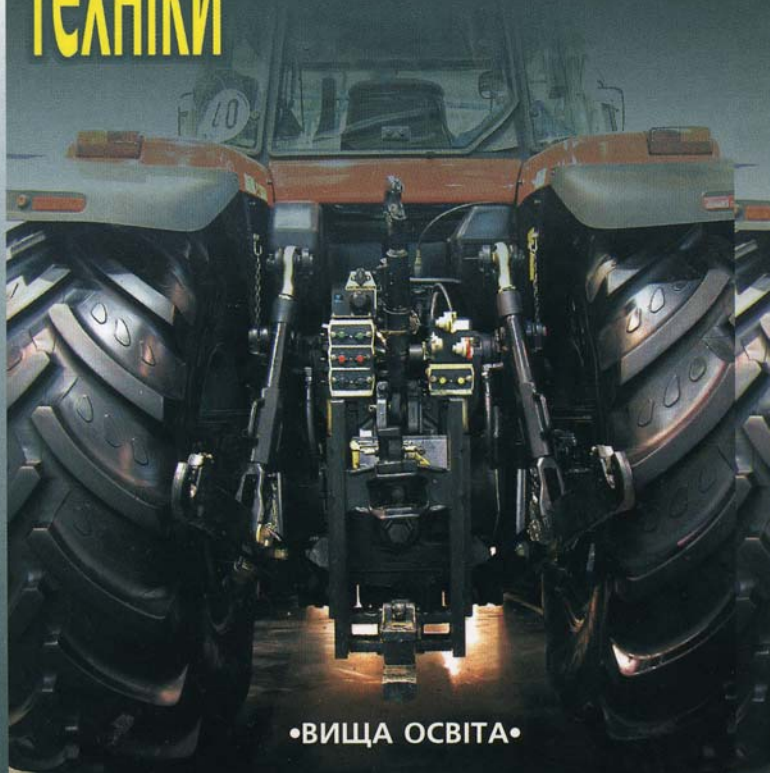


О. М. Погорілець, М. С. Волянський
В. Д. Войтюк, С. І. Пастушенко

Гідропривід

сільськогосподарської
техніки



•ВИЩА ОСВІТА•

О. М. Погорілець, М. С. Волянський
В. Д. Войтюк, С. І. Пастушенко

Гіропривід

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

За редакцію О.М.яПогорцльця

Допущено

*Міністерством аграрної політики України
як підручник для підготовки бакалаврів
з напрямку «Механізація та електрифікація
сільського господарства» (спеціальність
«Механізація сільського господарства»)
та як навчальний посібник для підготовки
бакалаврів з напрямку «Інженерна механіка»
(спеціальність «Машини та обладнання
сільськогосподарського виробництва»)
в аграрних вищих навчальних закладах
II – IV рівнів акредитації*

Київ
«Вища освіта»
2004

УДК 631.3 (075.8)
ББК 40.72я73
Г46

*Гриф надано Міністерством аграрної
політики України (лист від 29.07.04
№ 18-2-1-128/883)*

Г46 **Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання** / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. — К.: Вища освіта, 2004. — 368 с.: іл.

ISBN 966-8081-29-3

Наведено відомості про гідропривід взагалі і зокрема про об'ємний гідропривід сільськогосподарської техніки, будову, принцип дії гідроприводів, кінематичні і силові характеристики гідромашин. Розглянуто типові принципіві схеми сільськогосподарської техніки, питання експлуатації об'ємного гідроприводу. Наведено методику розрахунку гідроприводу і основи його проектування.

Для підготовки бакалаврів з напрямку «Механізація та електрифікація сільського господарства» (спеціальність «Механізація сільського господарства») та як навчальний посібник для підготовки бакалаврів з напрямку «Інженерна механіка» (спеціальність «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва») в аграрних вищих навчальних закладах II – IV рівнів акредитації

ББК 40.72я73

ISBN 966-8081-29-3

© О.М. Погорілець, М.С. Волянський,
В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко,
2004

Вступ

Будь-яка сільськогосподарська машина має виконуючі органи і їх привід. Структурна схема приводу включає двигун і передачу (трансмісію) до виконуючого органу. Передача енергії від двигуна може бути механічною, електричною, пневматичною та гідравлічною. У кожній передачі своє робоче тіло: в механічній — пас, ланцюг, шестерні; в електричній — електричний струм; в пневматичній — повітря (газ); в гідравлічній — робоча рідина (олива).

Віддати перевагу тому чи іншому приводу машин однозначно не можна. Тут треба враховувати вимоги, поставлені перед виконуючим органом, надійність і вартість елементів приводу, властивості робочого тіла, потужність двигуна та ін.

Довгостроковий прогноз розвитку приводів свідчить про те, що механічні приводи знайдуть широке застосування в машинах для сільського господарства. Проте вже нині не можна уявити машини сільськогосподарського призначення без гідроприводу, і зокрема, об'ємного. Якщо в першого самохідного зернозбирального комбайна С-4 (1947 р.) було гідрофіковано лише піднімання і опускання жатної частини, то в сучасного комбайна «Славутич» гідрофіковано до 15 виконуючих органів.

Пневматичний та електричний приводи застосовують у машинах сільськогосподарського призначення менше порівняно з об'ємним гідроприводом.

Використання об'ємного гідроприводу дає можливість поліпшити експлуатаційні та техніко-економічні характеристики машин. Проте найбільший економічний ефект можна отримати при використанні нині існуючих в машинобудуванні зразків гідромашин та апаратури, створюючи нові типи елементів гідроприводу.

Технічний прогрес в агропромисловому виробництві пов'язаний з удосконаленням об'ємного гідроприводу, а тому підвищення технічного рівня експлуатації гідрофікованих машин і проектування гідроприводу набуває великого значення.

Знання будови, теорії процесу і експлуатації елементів об'ємного гідроприводу та об'ємних гідроприводів в цілому, використання цих знань в інженерній діяльності сприятимуть технічному прогресу в агропромисловому виробництві.

У підручнику використано праці відомих вчених Трифона Максимовича Башти, Віктора Олександровича Васильченка, Віктора Кузьмича Воспухова, Олександра Федоровича Детини, Володимира Оксентійовича Дідури, Григорія Лаврентійовича Кальбуса, Олега Пилиповича Нікітіна, Бориса Борисовича Некрасова, Ізраїля Абрамовича Немировського, Зенона Валентиновича Ловкіса, Миколи Іларіоновича Лебедева й ін., та методичні розробки 1984 – 2003 рр. викладачів кафедри сільськогосподарських машин НАУ.

Розділи 1 – 6, 9, 10, 13 та додатки підготували доц. О.М. Погорілець та М.С. Волянський, розділи 7, 8 — доц. С.І. Пастушенко, розділи 11, 12 — доц. В.Д. Войтюк.

1.

ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ

1.1. Поняття гідропривід

Гідропривід — це сукупність гідропристроїв (гідромашин, гідроапаратів, кондиціонерів, гідропосудин і гідропроводів), призначених для передачі механічної енергії від привідного двигуна (електродвигуна, дизеля тощо) до виконуючого органа машини (різального апарата, розкидального диска, ведучих коліс та ін.) і перетворення руху (обертального на поступальний та ін.) за допомогою робочої рідини.

За принципом дії гідроприводи поділяють на об'ємні та динамічні.

Розглянемо гідропривід зміни положення корпусу плуга типу ППП-7-40 або який ще називають гідропневматичним запобіжником плуга.

Плуг призначений для роботи на кам'янистих ґрунтах. Кожний корпус 12 (рис. 1.1) такого плуга жорстко закріплено до гряділя і до рами. На рамі розміщений пневмогідроакумулятор 7. Це гідропосудина, в нижній частині якої під поршнем 5 знаходиться робоча рідина, а у верхній — під тиском газ (як правило азот). Пневмогідроакумулятор і гідроциліндр сполучені між собою трубопроводом 8. Трубопровід 8 через кран 3 сполучений із гідросистемою трактора. На трубопроводі розміщений манометр 4 для контролю тиску робочої рідини. Всі гідропристрої заповнюють робочою рідиною від гідросистеми трактора, а газ під тиском нагнітають в пневмогідроакумулятор.

Працює запобіжник так. При потраплянні корпусу плуга на перешкоду гряділь з корпусом повертаються (див. рис. 1.1, б), поршень гідроциліндра, зміщуючись, нагнітає робочу рідину в пневмогідроакумулятор, стискаючи в ньому газ. В пневмогідроакумуляторі накопичується енергія. Як тільки корпус минає перешкоду, газ, розширюючись, тисне на робочу рідину, а вона на поршень гідроциліндра і корпус повертається у вихідне положення (див. рис. 1.1, а), процес обробітку ґрунту продовжується.

В цій системі джерелом гідравлічної енергії є пневмогідроакумулятор, а споживачем її — гідроциліндр. Передача енергії відбува-

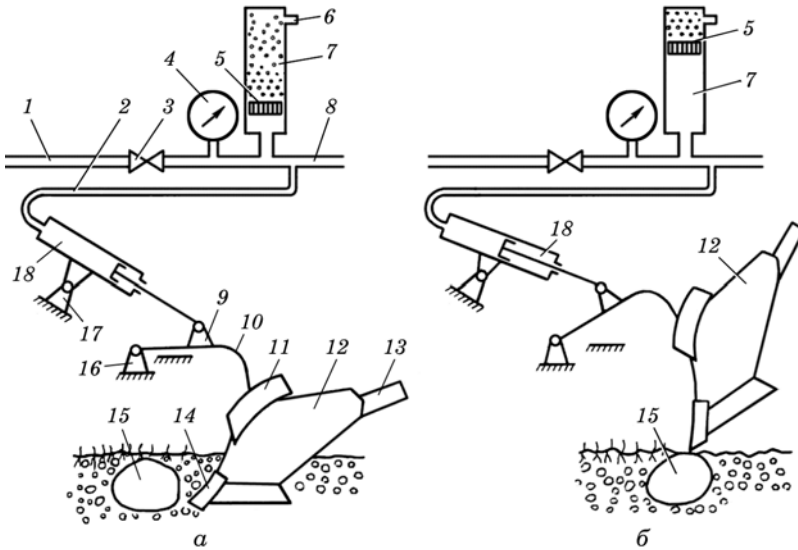


Рис. 1.1. Схема гідропневматичного запобіжника плуга ПП-7-40:

a — в робочому положенні; *б* — при подоланні корпусом перешкоди; 1, 2 і 8 — трубопроводи; 3 — крани; 4 — манометр; 5 — поршень; 6 — штуцер; 7 — пневмогідроаккумулятор; 9 — кронштейн; 10 — гряділь; 11 — кутознімач; 12 — корпус; 13 — перо; 14 — долото; 15 — перешкода; 16 і 17 — кронштейн рами; 18 — гідроциліндр

ється завдяки робочій рідині, що знаходиться під тиском. Це і є гідропривід. Такий гідропривід ще називають об'ємним акумуляторним, поступального руху.

Ще один приклад. Поставлено завдання: спроектувати схему механічного приводу від електродвигуна 1 (рис. 1.2) до заслінки 5 бункерів

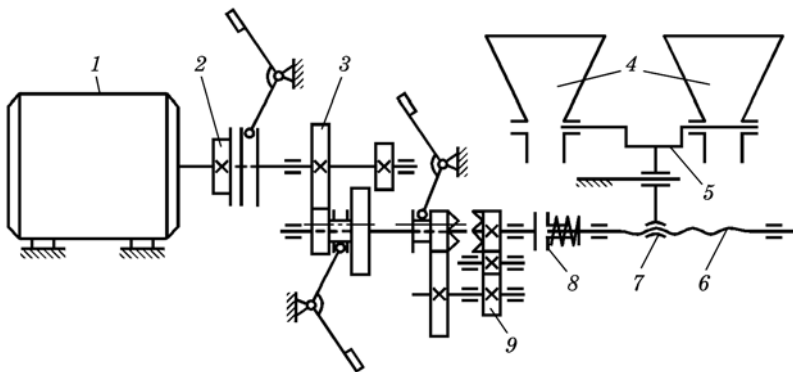


Рис. 1.2. Кінематична схема механічного приводу заслінки бункерів:

1 — електродвигун; 2 — муфта пуску і зупинки; 3 — коробка діапазонів; 4 — бункери; 5 — заслінка; 6 — гвинт; 7 — гайка; 8 — запобіжна муфта; 9 — реверс

керів 4, швидкість заслінки має бути регульована, а переміщення — реверсивне.

Схема приводу може бути така. Заслінку жорстко закріпити до гайки 7 гвинта 6. Щоб гвинт обертався за стрілкою годинника і проти, треба передбачити реверс 9. Швидкість обертання гвинта можна змінити за допомогою коробки діапазонів 3, а пуск і зупинку здійснити за допомогою муфти 2. Запобіжна муфта 8 захистить привід від перевантаження.

Таким чином, в такому механічному електроприводі заслінки передача енергії від електродвигуна до заслінки здійснюється завдяки механічній передачі: муфта вмикання, коробка діапазонів, реверс, запобіжна муфта, гвинтова пара.

Компактнішим і зручнішим для керування буде гідропривід (рис. 1.3.), якщо його виконати за такою схемою. Замість гвинтової пари встановити гідроциліндр 6. Регулювання швидкості заслінки (штока поршня гідроциліндра) здійснити за допомогою дроселів 7 і 8 (змінювати подачу робочої рідини). Замість муфти вмикання і реверса встановити гідророзподільник 3 («Нейтральне» положення, пуск «Вперед», пуск «Назад»). Надійно захистить привід від перевантаження запобіжний клапан 10. Подачу робочої рідини під певним тиском у гідроциліндр забезпечить насос 2, що приводиться у дію від електродвигуна 1.

На рис. 1.3 зображено конструктивну схему об'ємного гідроприводу поступального руху регульованого. На відміну

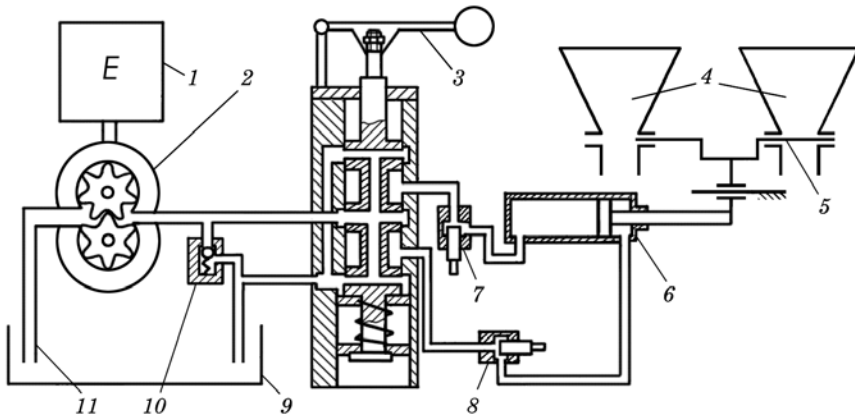


Рис. 1.3. Конструктивна схема об'ємного гідроприводу заслінки бункерів:

1 — електродвигун; 2 — шестеренний насос; 3 — гідророзподільник; 4 — бункери; 5 — заслінка; 6 — гідроциліндр; 7 і 8 — дроселі; 9 — бак; 10 — запобіжний клапан; 11 — трубопровід

від гідроприводу, зображеного на рис. 1.1, джерелом гідравлічної енергії є шестеренний насос, а не пневмогідроаккумулятор. Крім того, в цьому гідроприводі є ще й гідроапаратура (розподільник, клапан, дроселі).

Гідроприводи корпусу плуга (див. рис. 1.1) та заслінки (див. рис. 1.3) є об'ємними.

Для об'ємного гідроприводу характерно: наявність об'ємних гідромашин, наприклад, шестеренний насос і поршневий гідроциліндр; робоча рідина знаходиться в замкненому об'ємі і забезпечує зв'язок між елементами гідроприводу завдяки власному об'єму; принцип роботи ґрунтується на використанні енергії потоку стисненої рідини, а тиск передається за законом Паскаля, причому робоча рідина практично не змінює свого об'єму (не стискується) і потік її нерозривний.

В гідроприводах машин сільськогосподарського призначення найширше застосовують саме об'ємні гідроприводи. Це пояснюється тим, що на вихідних ланках гідродвигунів (штоках поршнів гідроциліндрів, валах гідромоторів) можна досягти значних зусиль або крутних моментів. Швидкість руху робочої рідини в об'ємних приводах невелика і взагалі не перевищує 10 м/с, в зв'язку з чим такі приводи іноді називають *гідростатичними*, що неприпустимо згідно з ГОСТ 17752–81.

Об'ємна гідروпередача — це частина насосного гідроприводу, призначена для передачі руху від привідного двигуна до виконуючого органа машини.

В механічному приводі, наприклад, зображеному на рис. 1.2, передача (трансмісія) складається з муфти вмикання, коробки діапазонів, реверса, запобіжної муфти, гвинтової пари.

В об'ємному гідроприводі, зображеному на рис. 1.3, гідропередача складається з шестеренного насоса і гідродвигуна (гідроциліндра), а також гідропроводів. Забезпечують роботу цієї передачі роз-

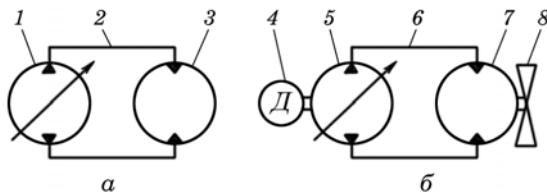


Рис. 1.4. Принципова схема об'ємної гідропередачі (а) і об'ємного гідроприводу гвинта плаваючої косарки (б):

1, 5 — реверсивний регульований насос; 2 і 6 — гідропроводи; 3, 7 — реверсивний гідромотор; 4 — дизель; 8 — гвинт

подільник, запобіжний клапан, дроселі, гідробак, робоча рідина. Приклад гідропередачі і гідроприводу показано на рис. 1.4.

Об'ємні гідропередачі іноді називають *об'ємними гідротрансмісіями*, що неприпустимо згідно з ГОСТ 17752–81.

Часто поняття об'ємний гідропривід ототожують з поняттям гід-

росистема. Це не зовсім вірно (система мащення дизеля — це гідросистема, але не гідропривід).

Гідросистема — це сукупність гідропристроїв, що входять до складу об'ємного гідроприводу.

Якщо на тракторі встановлено бак, шестеренний насос, розподільник, гідроциліндр для приводу навісного обладнання, то це є «об'ємний гідропривід переведення плуга з робочого положення в транспортне».

Останнім часом на тракторах застосовують гідродинамічний привід.

Основою *гідродинамічного приводу* є **гідродинамічна передача** (гідромукфта, гідротрансформатор). Вона має лопатевий (відцентровий) насос і гідродвигун (турбіну). Вал робочого колеса насоса з'єднано з валом привідного двигуна (наприклад, дизеля), а вал турбіни — з виконуючим органом (наприклад, ведучими колесами трактора). Енергія від насоса до турбіни передається гідродинамічною взаємодією робочої рідини і робочих коліс цих гідромашин. Таким чином, в цих передачах в основному використовується кінетична енергія рідини (швидкісний напір), тоді як в об'ємних гідропередачах в основному використовується енергія тиску.

Принцип дії найпростішої гідродинамічної передачі показано на рис. 1.5. Насос 1 і гідротурбіна 4 для наочності показані окремо. В практиці таких передач не існує.

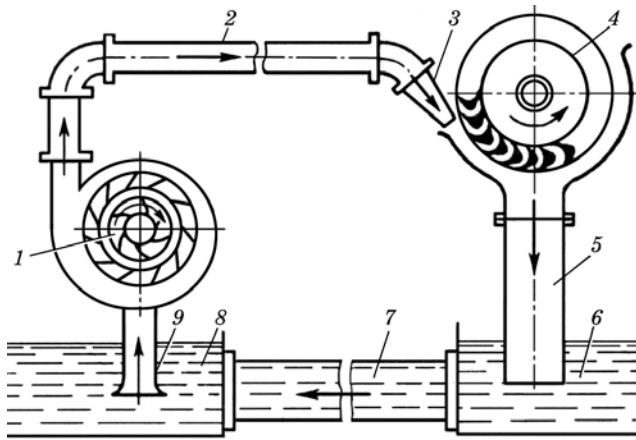


Рис. 1.5. Принципова схема гідродинамічної передачі:
1 — насос; 2, 5, 7 і 9 — трубопроводи; 3 — спрямовувальний апарат;
4 — гідротурбіна; 6 і 8 — баки

1.2. Терміни і визначення основних гідропрстроїв об'ємного гідроприводу

Об'ємні гідромашини — це об'ємні насоси і гідродвигуни.

Об'ємні насоси (шестеренні, поршневі, планетарні й ін.) — джерела гідравлічної енергії. Вони перетворюють механічну енергію привідного двигуна (наприклад, дизеля) на потенціальну енергію потоку робочої рідини.

Об'ємні гідродвигуни (гідроциліндри, гідромотори та ін.) — споживачі гідравлічної енергії. Вони перетворюють потенціальну енергію потоку робочої рідини на механічну енергію на їх вихідній ланці (шток поршня, вал гідромотора).

Гідроапарати — це гідророзподільники, клапани, дроселі, регулятори тощо. Вони змінюють параметри потоку робочої рідини (тиск, витрату, напрямок руху) або підтримують їх задані значення.

Кондиціонери — підтримують необхідні якісні показники і стан робочої рідини. До кондиціонерів відносять фільтри, охолоджувачі і підігрівачі, сапуни та ін.

Гідропосудини (гідромісткості) — забезпечують живлення гідроприводу робочою рідиною (гідробаки) та акумулювання і повернення енергії робочій рідині, що знаходиться під тиском (гідроакумулятори).

Гідропроводи (гідролінії) — металеві трубопроводи, рукави, канали для всмоктування, нагнітання, зливу та дренажу робочої рідини.

Схему класифікації гідропрстроїв об'ємного гідроприводу наведено у дод. 1.

1.3. Аналогія об'ємної гідропередачі з механічною, пневматичною та електричною

Механізм передачі енергії в об'ємній гідропередачі можна порівняти з кульковою механічною передачею.

Ведуча зірочка 1 (рис. 1.6), обертаючись, своїми зубцями виштовхує кульки 3 в кулькопровід 2. Кульки, натискаючи одна на одну, потрапляють у впадини веденої зірочки 4 і провертають її. Витиснені кульки спрямовуються до впадин ведучої зірочки. Така передача працюватиме надійно, якщо кульки (робоче тіло) не деформуються і зазор між ними практично відсутній.

Якщо кількість зубців ведучої і веденої зірочок однакова, то частота їх обертання також буде однаковою. При збільшенні числа зубців ведучої зірочки, наприклад, вдвічі частота обертання веденої зірочки також збільшиться в двічі.

Аналогічний механізм передачі енергії і в об'ємній гідропередачі із замкненою циркуляцією рідини (див. рис. 1.4, а). Рідина, що

нагнітається насосом 1 по гідропроводу 2 в гідромотор 3, завдяки тиску приводить в обертальний рух робочий комплект гідромотора. Останній витісняє рідину в насос. В гідропередачі робочим тілом є рідина, від якості якої залежить надійність роботи. Наприклад, якщо в систему потрапить повітря, то гідропередача працюватиме нестабільно або й зовсім не працюватиме (так само, як і в кульковій передачі одна кулька буде гумова). Якщо робочі об'єми насоса і гідромотора будуть однакові, то передатне число дорівнюватиме одиниці і частота обертання валів цих гідромашин буде однаковою (при відсутності втрат рідини). Коли виникає потреба збільшити частоту обертання вала гідромотора, наприклад, в два рази, то треба підібрати насос, робочий об'єм якого був би вдвічі більшим за робочий об'єм гідромотора.

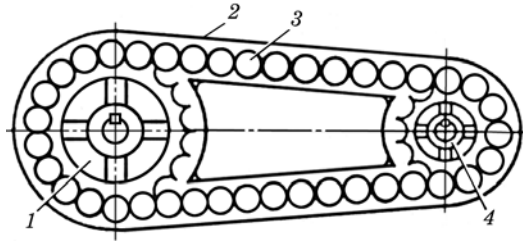


Рис. 1.6. Схема кулькової передачі:

1 — ведуча зірочка; 2 — кулькопровід;
3 — кулька; 4 — ведена зірочка

Механізм передачі енергії в пневматичній і електричній передачах також аналогічний об'ємній гідропередачі, наприклад, компресор — ресивер — пневмогідроциліндр гальм; електрогенератор — електродвигун. Відмінність в цих передачах — робоче тіло (рідина, повітря, електричний струм).

Порівняння силових характеристик гідропередач та електропередач показує аналогію між тиском рідини і напругою струму, а також між витратою рідини і силою струму. Це дає можливість описати різні за своєю природою передачі одними і тими самими за структурою рівняннями руху.

1.4. Кінематичні і силові характеристики об'ємного гідроприводу

Принцип дії об'ємного гідроприводу ґрунтується на високому модулі пружності (незначному стисканні) робочої рідини і на законі Паскаля. Суть цього закону полягає в тому, що жодна зміна тиску в кожній точці крапельної рідини, яка перебуває у стані спокою, не порушує стану її рівноваги і передається в усі її точки без змін. Цей принцип відображує схема гідроприводу (рис. 1.7, а).

Два циліндри 1 і 2 заповнені рідиною і сполучені трубопроводом 3. Поршень площею S_1 циліндра 1 під дією сили F_1 переміщується із

швидкістю v_1 вниз на відстань h_1 , витискаючи рідину в циліндр 2. Під дією тиску P рідини поршень цього циліндра площею S_2 переміщується зі швидкістю v_2 вгору на відстань h_2 , створюючи підйомну силу F_2 . Якщо знехтувати втратами тиску в системі, то, згідно із законом Паскаля, тиск в циліндрах буде однаковим, тобто

$$P = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}. \quad (1.1)$$

Враховуючи незначне стискання рідини, можна записати: $h_1 S_1 = h_2 S_2$ (об'єми) або $v_1 S_1 = v_2 S_2$ (витрати рідини).

Потужність, що витрачається на переміщення поршня в циліндрі 1, визначається за залежністю

$$N = F_1 v_1 = P S_1 v_1. \quad (1.2)$$

Оскільки величина $S_1 v_1$ — це витрата рідини Q , то умову передачі енергії можна подати у вигляді

$$F_1 v_1 = P Q = F_2 v_2, \quad (1.3)$$

де PQ — потужність потоку рідини; $F_2 v_2$ — потужність, що створюється поршнем циліндра 2.

Наведені залежності показують, що об'ємний гідروпривід дає можливість значно збільшити зусилля, що передаються. Наприклад, якщо площі поршнів $S_1 = 1 \text{ см}^2$, $S_2 = 50 \text{ см}^2$, а сила $F_1 = 20 \text{ Н}$, то $P = 0,2 \text{ МПа}$, а $F_2 = 1000 \text{ Н}$. Вигравши в 50 разів у силі, стільки ж програють в переміщенні, оскільки для піднімання поршня циліндра 2 на 1 мм треба опустити поршень циліндра 1 на 50 мм.

Рівновагу сил, що наведені на рис. 1.7, а, можна порівняти з рівновагою коромисла (рис. 1.7, б). Відповідно

$$P = \frac{F_1}{F_2} = \frac{S_1}{S_2} \text{ і } \frac{F_1}{F_2} = \frac{l_2}{l_1}. \quad (1.4)$$

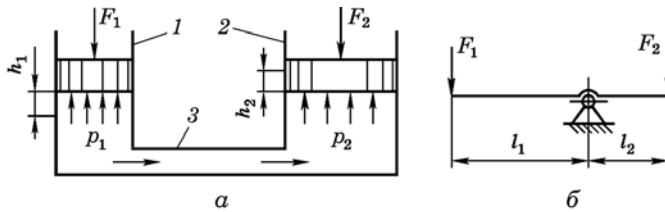


Рис. 1.7. Силова схема найпростішого об'ємного гідроприводу (а) і коромисла (б):

1 і 2 — циліндри; 3 — трубопровід

Отже, при збільшенні тиску в об'ємному гідроприводі і незмінній площі поршня гідроциліндра приводу виконуючого органу збільшиться зусилля на поршні. Останнє можна збільшити при незмінному тиску за рахунок збільшення площі поршня. Та сама закономірність існує й для коромисла (правило важеля).

Ось чому в гідроприводах існує тенденція збільшення тиску з метою зменшення габаритів гідродвигунів. Так, раніше на машинах сільськогосподарського призначення використовували шестеренні насоси, розраховані на номінальний тиск 10 МПа (наприклад, насос НШ-32У), а на нині — на 16 МПа (НШ-32У-3) і більше.

Тиск та витрата рідини є головними параметрами, що характеризують роботу гідроприводу.

За одиницю тиску в Міжнародній системі одиниць (СІ) прийнято Паскаль (Па). Це тиск, який спричинюється силою в 1 Ньютон на поверхню 1 м². Отже, 1 Па = 1 Н/м². Як одиницю тиску використовують також і Мега Паскаль (МПа = 10⁶ Па).

Існують одиниці вимірювання тиску — бар (1 бар = 10⁵ Па; 1 МПа ≈ 10 кгс/см²). У деяких випадках тиск вимірюють в міліметрах ртутного чи водяного стовпа (1 мм рт. ст. = 133 Па, 1 мм вод.ст. = 9,81 Па).

За одиницю витрати в Міжнародній системі одиниць прийнято м³/с. Разом з тим широко застосовують позасистемну одиницю — літр за хвилину (л/хв). При цьому 1 м³/с = 60 000 л/хв.

За одиницю потужності прийнято кіловат (кВт)

$$N = \frac{QP}{61,2} \text{ кВт},$$

де Q — витрата рідини, л/хв; P — тиск рідини, МПа.

У літературі зустрічається одиниця вимірювання потужності — кінська сила (к.с.) 1 к.с. = 0,736 кВт, 1 кВт = 1,36 к.с, яка є застарілою.

Співвідношення між одиницями вимірювання параметрів гідроприводу наведено у дод. 2.

Запитання для самоконтролю



1. Що розуміють під поняттям «гідропривід»?
2. Чим відрізняється об'ємна гідропередача від об'ємного гідроприводу?
3. В чому полягає аналогія об'ємної гідропередачі з механічною, пневматичною та електричною?
4. Кінематичні і силові характеристики об'ємного гідроприводу.
5. На чому ґрунтується принцип дії об'ємного гідроприводу?
6. Назвіть одиниці вимірювання тиску, подачі (витрати) та потужності об'ємного гідроприводу.

2. РОБОЧІ РІДИНИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ

2.1. Основні властивості робочих рідин

Робочі рідини в гідроприводах є робочим тілом (енергоносієм). Завдяки їм встановлюється зв'язок між насосом і гідродвигунами. Крім того, робоча рідина виконує змащувальні функції, захищає деталі від корозії і виносить із гідропристроїв продукти зношення.

В зв'язку з цим роботоздатність гідроприводу, його надійність і довговічність значною мірою залежать від типу робочої рідини, її властивостей і стану в процесі експлуатації.

Густиною рідини ρ називають масу рідини в одиниці її об'єму

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (2.1)$$

де m — маса рідини, кг; V — об'єм рідини, м³. Одиниця вимірювання густини — кг/м³.

Питома сила тяжіння γ — це сила тяжіння одиниці об'єму рідини

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad (2.2)$$

де G — сила тяжіння рідини, Н. Одиниця вимірювання питомої сили тяжіння — Н/м³.

Оскільки $G = mg$, та враховуючи залежність (2.1), отримаємо

$$\gamma = \rho g, \quad (2.3)$$

де g — прискорення вільного падіння.

Стисливість рідини характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення (об'ємної деформації) β_p , який є відносним зменшенням об'єму V при зміні тиску P на 0,1 МПа

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dP}. \quad (2.4)$$

Одиницею вимірювання β_p в системі СІ є квадратний метр на Ньютон ($\text{м}^2/\text{Н} = 1/\text{Па}$).

Величина, зворотна β , називається модулем пружності рідини E .

Стисливість робочої рідини — явище негативне для об'ємного приводу, оскільки на стиснення безповоротно витрачається енергія. Стисливість знижує жорсткість гідроприводу, може бути причиною автоколивань в ньому, створює запізнення в спрацьованні гідроапаратури.

Стисливість рідини залежить від температури і тиску, за яких працює сільськогосподарська техніка (T до 80°C , P до 35 МПа), стисливість змінюється незначно. Тому в практичних розрахунках такими незначними змінами нехтують. Об'ємний модуль пружності для робочих рідин перебуває в межах $500 - 2500$ МПа, для оливи АМГ-10 становить 1320 МПа, а для турбінної оливи — 1720 МПа.

Температурне розширення робочої рідини характеризується коефіцієнтом температурного розширення β_T , який є відносною зміною об'єму V рідини при зміні температури T на 1°C

$$\beta_T = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dT}. \quad (2.5)$$

Для робочих рідин гідроприводів β_T приймають, як правило, незалежним від температури, а збільшення тиску до 60 МПа зумовлює збільшення β_T на $10 - 20\%$.

Коефіцієнт β_T зі зменшенням густини нафтопродуктів від 920 до 700 $\text{кг}/\text{м}^3$ збільшується від $0,00060$ до $0,00082$. Для більшості рідин коефіцієнт β_T зменшується зі збільшенням тиску.

Температура застигання (загущення) робочої рідини — це температура, за якої частинки рідини втрачають рухливість без фазових змін рідини і без переходу у тверде тіло.

Температурою спалаху називають температуру, до якої необхідно нагріти рідину, щоб її пара в суміші з повітрям спалахнула при піднесенні полум'я.

В'язкість — властивість робочої рідини чинити опір відносному руху його шарів при дії зовнішніх сил, тобто вона характеризує внутрішню тертя рідини. Від в'язкості залежить швидкість руху рідини в зазорах, наявність плівки рідини на поверхнях рухомих деталей, що стикаються, заїдання запірних елементів гідророзподільників, клапанів та їх зношення тощо.

В'язкість рідини збільшується при зменшенні температури, а також при збільшенні тиску.

Найбільш чутливі до зміни в'язкості рідини насоси. При високій в'язкості можливі неповне заповнення всмоктувального трубопроводу і зниження подачі, а при низькій в'язкості — різке збільшення втрат (просочування) та інтенсивності зношення деталей.

Марку робочої рідини за в'язкістю вибирають залежно від кліматичної зони і пори року. Взимку слід застосовувати сорти рідини з меншою в'язкістю.

В розрахунках об'ємного приводу широко використовують кінематичну в'язкість робочої рідини, якою є відношення динамічної в'язкості μ до густини ρ

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.6)$$

Кінематичну в'язкість виражають у стоксах (Ст) або в сантистоксах (сСт): $1 \text{ Ст} = 100 \text{ сСт} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

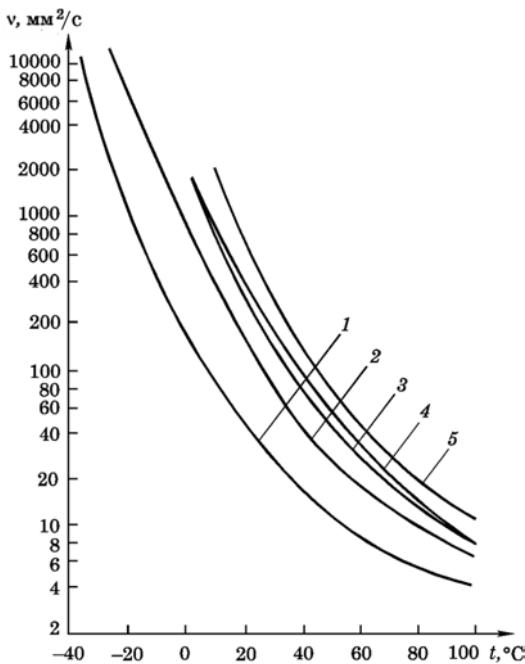


Рис. 2.1. Залежність кінематичної в'язкості робочих рідин від температури: 1 — И-12А; 2 — И-30А; 3 — И-40А; 4 — М-8В₂, М8Г₂; 5 — М-10В₂, М-10Г₂

Кінематична в'язкість робочої рідини при підвищенні температури зменшується (рис. 2.1), а при підвищенні тиску і постійній температурі — збільшується.

Газоповітряні складові робочої рідини можуть бути як в розчиненому, так і в нерозчиненому стані у вигляді бульбашок.

Розчинений в рідині газ призводить до інтенсивного її окиснення, руйнування гумових деталей гідроприскоїв гідроприводу. Розчинність газу у рідині залежить від тиску, температури і типів рідини та газу. Крім того, вона залежить від величини поверхні поділу і при інтенсивному перемішуванні (наприклад, незатопленим струменем при зливі у бак) насичення рідини газом різко збільшується.

Нерозчинений газ перебуває в механічній суміші з рідиною. Розміри пухирців газу — 0,4–0,8 мкм. У рідині працюючого гідроприводу сільгоспмашин міститься 0,5–5 % пухирців нерозчиненого га-

зу, а іноді до 12 – 15 %. Нерозчинені газоповітряні складові у рідині зумовлюють збільшення її стисливості, порушення безперервності потоку та зменшення змащувальної властивості. В цілому газоповітряні складові робочої рідини знижують її в'язкість і в багатьох випадках можуть повністю порушити роботу гідроприводу.

Піноутворення — це виділення газу із рідини і утворення стійкої суміші рідини з газом — піни. На інтенсивність піноутворення впливає вода, що міститься в рідині, навіть у незначній кількості (0,1 %).

Піна — одна з причин шуму в роботі гідроприводів, зменшення об'ємного коефіцієнта корисної дії насоса та запізнення спрацьовування гідроапаратури.

Забруднення робочої рідини твердими домішками, водою, смолами і бактеріями відбувається в процесі роботи гідроприводу, зберігання та її транспортування. Спостереження дослідників показують, що із 100 аварійних ситуацій у гідроприводах 90 випадків відбуваються внаслідок забруднення робочої рідини.

Як свідчать дослідження, на надійність роботи гідроприводів на-самперед впливають частинки домішок певних розмірів. Встановлено 19 класів чистоти рідини, кожному із яких відповідає наявність певної кількості частинок різного діаметра в 100 см³ робочої рідини. В гідроприводах сільськогосподарської техніки необхідно забезпечити чистоту рідини не нижче 10-го класу для гідроприводів ведучих коліс самохідних машин і 15 – 20 класів — для інших гідроприводів (табл. 2.1).

Отже, треба застосовувати тільки робочі рідини, рекомендовані для певного гідроприводу і в процесі експлуатації підтримувати їх чистоту.

2.1. Класи чистоти робочих рідин, що використовуються в об'ємних гідроприводах

Клас чистоти рідини	Кількість частинок забрудненостей, шт., не більше, в об'ємі рідини 100 см ³ при розмірі частинок, мкм						Маса частинок забрудненостей, % не більше
	5 – 10	10 – 25	25 – 50	50 – 100	100 – 200	волокна	
10	16000	8000	800	100	25	5	0,0008
15	—	—	25 000	3150	800	160	0,016
16	—	—	50 000	6300	1600	315	0,032

Хімічна і механічна стійкість характеризує здатність рідини зберігати свої вихідні властивості під час експлуатації та зберігання.

Під час роботи гідроприводу відбувається окиснення рідини, яке супроводжується випаданням із неї смол і шлаків, відкладанням на поверхнях гідроприводів тонкого твердого нальоту, зниженням

в'язкості і зміною кольору рідини. Продукти окиснення, маючи кислотні властивості, спричинюють корозію металів і знижують надійність роботи гідропрстроїв. Інтенсивність окиснення підвищується з підвищенням температури рідини на поверхні контакту її з повітрям, а також з підвищенням вмісту в рідині розчиненого повітря, механічних домішок та води.

На окиснення робочих рідин також впливають конструкційні матеріали, з яких виготовлені гідропрстрої і з якими рідина стикається. Так, у гідроприводах з трубопроводами із міді окиснення рідини в одних і тих самих умовах відбувається швидше, ніж у гідроприводах з трубопроводами зі сталі.

Окиснення робочої рідини характеризується кислотним числом, тобто кількістю гідрату окису калію в геліограмах, яка необхідна для нейтралізації одного грама рідини. Кислотне число менше одиниці вважається нормальним показником експлуатації робочої рідини, а високе кислотне число — наслідок недостатнього очищення рідини.

Механічна стійкість характеризується стабільністю в'язкості робочої рідини при дії на неї високих тисків. Багаторазова дія високого тиску зменшує в'язкість рідини. Для гідроприводів зміна в'язкості рідини допускається в межах 25 – 50 % від вихідної.

Сумісність робочої рідини з конструкційними матеріалами і особливо з матеріалами ущільнень має велике значення. Робочі рідини на нафтовій основі сумісні з усіма металами, застосовуваними в гідромашинобудуванні, і погано сумісні з ущільненнями, виготовленими із синтетичної гуми, шкіри. Синтетичні робочі рідини погано сумісні з деякими конструкційними матеріалами і несумісні з ущільненнями із оливостійкої групи.

Кавітація — процес порушення суцільності робочої рідини, зумовлений локальним падінням (зміною) тиску. При цьому в зоні падіння тиску збільшуються або виникають нові газові бульбашки з наступним їх руйнуванням (конденсацією) в зоні високого тиску. Процес супроводжується місцевими гідравлічними ударами, що призводять до появи шуму, вібрації, значних втрат енергії, а також до ерозії проточних частин гідропрстроїв.

Кавітація виявляється в насосах, клапанах, дроселях, особливо у вхідному трубопроводі насосів. Звісно, таке явище небажане. Кавітація порушує нормальний режим роботи гідроприводу, може вивести із ладу гідропрстрої, а також зменшує коефіцієнт корисної дії гідроприводу.

Основним засобом запобігання кавітації є підвищення тиску в гідроприводі.

Облітерація — явище, внаслідок якого під час руху робочої рідини по капілярних каналах зменшується їхній поперечний пере-

різ. Облітерація зумовлюється осаджуванням поляризованих молекул рідини і твердих частинок на поверхні капіляра. Залежно від тиску, хімічних і фізичних властивостей рідини і стінок капіляра може утворюватися шар 0,05 – 10 мкм завтовшки. При розмірах капіляра чи щілини, наближених до товщини такого шару, може статися повне зарощення поперечного перерізу, через що різко зростають сили, необхідні для переміщення запірних елементів розподільників, зменшується чутливість систем стеження тощо.

Одним із методів усунення облітерації є надання запірному елементу розподільника зворотно-поступального або кутового переміщення з великою частотою і малою (в декілька мікрометрів) амплітудою.

2.2. Характеристики робочих рідин

В гідроприводах застосовують робочі рідини на нафтовій основі, водооливові емульсії, суміші та синтетичні рідини.

Робочі рідини на нафтовій основі отримують із мінеральних олив з добавкою до них присадок, які поліпшують фізичні властивості основи. Такі рідини застосовують у об'ємних гідроприводах тракторів і сільськогосподарських машин.

Водооливові емульсії — це суміш води і мінеральної оливи. Емульсії застосовують у гідроприводах машин, що працюють в пожежобезпечних умовах, і в машинах, де є потреба у великій кількості рідини (наприклад, в гідравлічних пресах).

Суміші різних сортів мінеральних олив з гасом, гліцерином тощо застосовують для отримання робочих рідин з певною в'язкістю.

Синтетичні рідини — це рідини на силіційорганічній основі (силікони). Їх застосовують в гідроприводах машин, що працюють у складних температурних режимах (при $t = +60...+350$ °С).

Як зазначалось вище, в об'ємних гідроприводах сільськогосподарської техніки застосовують **робочі рідини на нафтовій основі із мінеральних олив**.

Для об'ємного гідроприводу ведучих коліс кормозбиральних машин типу КСК-100 і КПС-5Г, коренезбиральної машини КС-6Б, картоплезбирального комбайна КСК-4 і комбайнів «Славутич», «Дон-1500», «Херсоньць-200» та інших рекомендовані спеціальні оливи МГС-46В ТУ 38.001347-83 (М — мінеральне, Г — для гідрооб'ємних приводів, Є — одини для систем однієї групи, 46 — кінематична в'язкість при 40 °С, мм²/с, В — група за експлуатаційними властивостями для систем з тиском рідини понад 25 МПа). Приблизно такі самі характеристики мають і оливи марки А (ТУ 3810179-71) та ЕШ (ГОСТ 10363-78).

Для гідроприводу керування положенням робочих органів, приводу активних робочих органів і рульових керувань рекомендовано

оливи М-10В₂, М-10Г₂ (ГОСТ 8581–78) (літне при максимально доступній температурі +80 °С); М-8В₂, М-8Г₂ (ГОСТ 8581–78), М-8А (ГОСТ 10541–78) (зимове — при максимально доступній температурі + 65 °С). Ці марки олив застосовують і в системах мащення авто-тракторних дизелів СМД-17К, СМД-64, СМД-72, СМД-31 та ін.

У марках олив буква М — означає, що це олива моторна; цифра — в'язкість в мм²/с при 100 °С; букви В чи Г — для дизелів; буква А — олива без присадок або вмістом їх у невеликій кількості; відсутність цифрового індексу у групах В і Г свідчить про те, що оливи універсальні, тобто можуть застосовуватись як в карбюраторних, так і в дизельних двигунах.

Наприклад, марка оливи М-10В₂ означає: М — моторне; 10 мм²/с — в'язкість при 100 °С; В — для середньофорсованих дизелів; 2 — тільки для дизелів.

Для аксіально-поршневих гідромашин застосовують оливи: влітку — веретенну АУ (ОСТ 38.01412–86), індустріальну И-20А та И-30А (ГОСТ 20799–88), взимку — ВМГЗ (ТУ 38.101479–84).

Враховуючи, що будь-яка сільськогосподарська машина призначена для певних умов експлуатації, треба використовувати робочі рідини, рекомендовані інструкціями з експлуатації певної машини. Невиконання цих умов може призвести до непередбачених несправностей гідроприводу (близько 80 %).

Рекомендовані робочі рідини залежно від галузі їх використання наведено в табл. 2.2, а їхні характеристики — в дод. 3.

2.2. Використання робочих рідин

Галузь використання	Рекомендовані робочі рідини
Сільськогосподарська техніка (трактори, сільськогосподарські машини)	М-10В ₂ , М-10Г ₂ , М-8В ₂ , М-8Г ₂ , МГЄ-46В, ЕП, А, И-20А, И-30А, ВМГЗ
Металорізальні верстати, промислові роботи, гнучкі виробничі системи	Індустріальна И (ИГП), веретенна АУ, Турбінні Т22, Т30
Гірничодобувні машини	Індустріальні, трансформаторне, водооливові емульсії
Турбіни	Турбінні Т22, Т30, Т46 та з присадками Тп-22, Тп-30, Тп-46
Будівельно-дорожні машини	Індустріальні И-12А, И-20А, И-40А; трансформаторна; АУП
Ковальське пресове обладнання	Циліндрова, водооливові емульсії
Гідравлічне суднове обладнання	АУП, МВП, 132-10, АМГ-10
Авіаційні гідросистеми	АМГ-0,7-50С-3

Робочі рідини, використовувані у гідроприводах, мають відповідати вимогам, головні з яких такі:

- робоча рідина має бути пожежобезпечною та нешкідливою для обслуговуючого персоналу;
- мати добрі змащувальні властивості при мінімальній кількості механічних домішок;
- не мати водорозчинних кислот, лугів та води, а вода, що потрапила в рідину, повинна легко відокремлюватися;
- в робочій рідині не повинно бути значної кількості розчиненого повітря, а при робочих температурах не повинні утворюватись пари;
- оптимальна в'язкість рідини, оскільки мала в'язкість призводить до збільшення втрат рідини, а велика — до збільшення втрат не тертя;
- висока температура спалаху.

Запитання для самоконтролю



1. Що розуміють під стисливістю робочої рідини? 2. Які гідропристрої більш чутливі до в'язкості рідини? 3. Який елемент робочої рідини впливає на інтенсивність піноутворення? 4. Чим характеризується клас чистоти робочої рідини? 5. Що таке кавітація? 6. Що таке облітерація? 7. Які вимоги ставлять до робочих рідин? 8. Розшифруйте марку оливи МГС-46В. 9. Назвіть марки олив, що застосовують у гідроприводах сільськогосподарської техніки.

3. КОНДИЦІОНЕРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Кондиціонери призначені для підтримання необхідних якісних показників робочої рідини в процесі експлуатації гідроприводу.

В об'ємних гідроприводах сільськогосподарської техніки в основному застосовують такі види кондиціонерів: *відокремлювачі твердих домішок, сапуни, повітровідокремлювачі, повітровипускники та теплообмінники.*

Відокремлювач — це пристрій для відокремлення від рідини твердих забруднювальних домішок, джерелом яких можуть бути продукти зношення деталей гідропристроїв, продукти окиснення металів і сплавів та сторонні домішки, що потрапляють іззовні.

За принципом дії відокремлювачі поділяють на фільтри і сепаратори.

Фільтр — це відокремлювач твердих домішок, в якому відокремлення відбувається під час проходження рідини крізь фільтрувальний елемент. Залежно від конструкції фільтрувального елемента фільтри бувають: щілинні, сітчасті та пористі. Найширшого застосування в гідроприводах сільськогосподарської техніки набули фільтри грубого і нормального очищення із металевої сітки та пористі (картонні).

Фільтри грубого очищення призначені для попереднього очищення рідини і затримують домішки розміром більш ніж 0,1 мм (100 мкм). Їх, в основному, встановлюють в отвори для заливання рідини в гідробаки.

Фільтри сітчасті нормального очищення затримують домішки розміром від 0,1 до 0,05 мм. Їх, як правило, встановлюють в зливних лініях безпосередньо в гідробаках. Для запобігання руйнуванню фільтрувальних елементів в разі їх надмірного забруднення фільтри комплектують запобіжними клапанами, відрегульованими на тиск спрацювання 0,15 – 0,20 МПа. В цьому разі рідина не очищується, а надходить у бак через запобіжний клапан.

Фільтри пористі (картонні) нормального очищення разового використання застосовують у гідроприводах ведучих коліс самохідних сільськогосподарських машин КСК-100, КС-6Б, КПС-5Г та ін. Їх встановлено у всмоктувальній лінії підживлювального насоса.

Сітчасті фільтри мають фільтрувальний елемент у вигляді дисків. Їх кількість у фільтрі залежить від подачі насоса. У фільтрах гідроприводів начіпних систем тракторів, які встановлюють на зливних лініях безпосередньо у гідробак, розмір квадратної чарунки сіток $0,125 \times 0,125$ мм при діаметрі дроту 0,09 мм. Площа сітки одного фільтрувального елемента 39 см^2 . Повна площа поверхні фільтрувального елемента повинна перевищувати переріз вхідного отвору фільтра у 40 – 60 разів.

Робоча рідина із зливної лінії розподільника надходить через вхідний отвір кришки 5 (рис. 3.1) і крізь отвори відбивача 1 у корпус 12 фільтра. З корпусу рідина проціджується крізь фільтрувальні елементи 13 і надходить по прорізах в трубці 15 в гідробак. При надмірній забрудненості фільтрувальних елементів кулька запобіжного (перепускного) клапана 3 відходить від свого сідла і рідина надходить у трубку, минаючи фільтроелементи.

Аналогічну будову і принцип дії має сітчастий фільтр гідроприводів самохідних сільськогосподарських машин (див. рис. 4.1). Фільтроелементи встановлено на трубчастий стрижень 28 з радіальними отворами. Очищена рідина надходить в стрижень і зливається в бак.

Пористий фільтр типу ФП-7 має стакан 1 (рис. 3.2), корпус 2 і кришку 3. В корпусі є вхідний і вихідний отвори. В стакані розміщені фільтрувальний елемент 7 із заглушками 6 і 9. В кришку фільтра вмонтовані запірні елементи зворотного 5 і запобіжного 11 клапанів. В кришці також розміщений індикаторний пристрій. Він має золотник 10 з пружиною, стрілку і скло 4. В деяких фільтрах такого типу встановлено вакуумметр.

При роботі гідроприводу робоча рідина надходить через канал

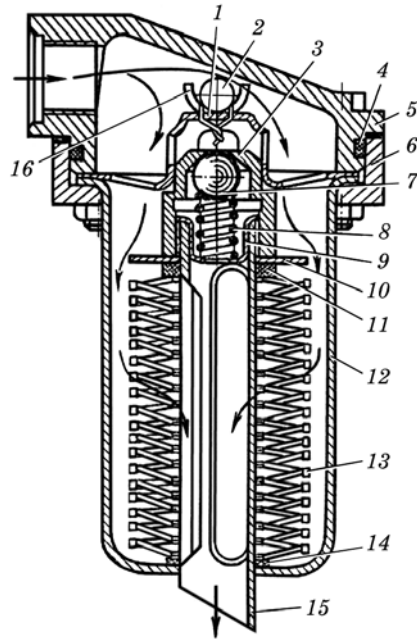


Рис. 3.1. Зливний фільтр гідроприводу начіпної системи трактора:

1 — відбивач; 2 — плomba; 3 — корпус запобіжного клапана; 4 — ущільнювальне кільце; 5 — кришка; 6 — фланець; 7 — кулька клапана; 8 — пружина; 9 — опорний стакан; 10 — шайба відбивача; 11 — шайба; 12 — корпус фільтра; 13 — фільтрувальний елемент; 14 — нижня шайба; 15 — трубка фільтра; 16 — магніт

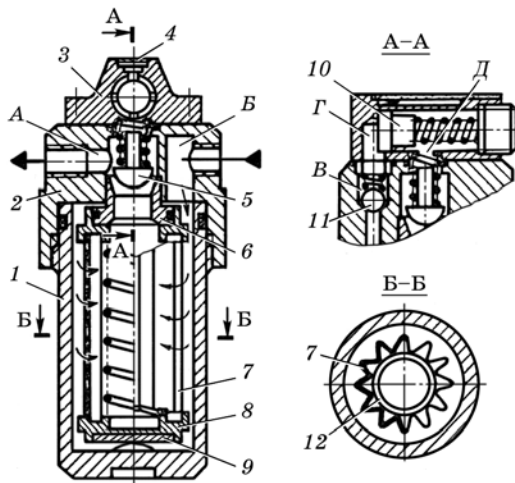


Рис. 3.2. Фільтр ФП-7:

1 — стакан; 2 — корпус; 3 — кришка; 4 — скло;
5 — зворотний клапан; 6 і 9 — заглушки; 7 —
фільтрувальний елемент; 8 — фланець; 10 —
золотник; 11 — запобіжний клапан; 12 — кар-
кас; А, В, В, Г — канали; Д — отвір

В всередину фільтра. Пройшовши через фільтроелемент, потік рідини надходить у вихідний отвір через канал А, попередньо відкривши запірний елемент зворотного клапана. При збільшенні перепаду тиску на фільтроелементі внаслідок його забрудненості відкривається запірний елемент запобіжного клапана, і частина потоку рідини, обминаючи фільтроелемент, надходить у канал Г. Золотник 10 індикаторного пристрою, переміщуючись, приводить у рух стрілку, яка вказує, що фільтр забруднений, а рідина через отвір Д і канал А надходить до виходу.

У фільтрі тонкої очистки ФП-7 встановлено фільтрувальний елемент із спеціального паперу (картону), який забезпечує тонкість фільтрації 5 – 25 мкм. Фільтр ФС-7 з фільтроелементом із металеві сітки забезпечує тонкість фільтрації 40 – 80 мкм.

За конструктивним виконанням фільтроелемент є гофрованою циліндричною перегородкою з приклеєними (для паперу) або привареними (для металеві сітки) по торцях фланцями 8. Гофрована перегородка спирається на дротяний каркас 12 у вигляді пружини.

Фільтрувальна перегородка гофрована для збільшення питомої площі фільтрації.

Основними параметрами фільтрів є номінальна тонкість фільтрації, номінальний тиск рідини, допустимий перепад тисків на фільтроелементі, номінальна витрата рідини, умовний прохід (зведений діаметр), ресурс роботи фільтроелемента.

Тонкість фільтрації — це спроможність фільтроелемента затримувати частинки певного розміру, що забруднюють робочу рідину. Розрізняють абсолютну і номінальну тонкість фільтрації. Абсолютна тонкість фільтрації характеризується мінімальним розміром частинок, що повністю затримуються фільтрувальним елементом. За но-

мінальної тонкості фільтрації кількість частинок мінімального розміру, що затримуються фільтроелементом, становить 90 – 95 % частинок забруднювача такого самого розміру, що містяться у невідфільтрованій рідині. Встановлено такі ряди номінальних тонкостей фільтрації: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63 і 80 мкм. Залежно від номінальної тонкості фільтрації можна умовно виділити фільтри грубої (до 15 мкм), нормальної (до 10 мкм), тонкої (до 5 мкм) і особливо тонкої очистки (до 1 мкм).

За номінальну витрату рідини через фільтр приймають витрату рідини з чистим фільтроелементом при певній в'язкості і заданому перепаді тисків на фільтрі. Графічну залежність витрати рідини від перепаду тисків називають гідравлічною характеристикою фільтра. Вона залежить від виду фільтроелемента (рис. 3.3).

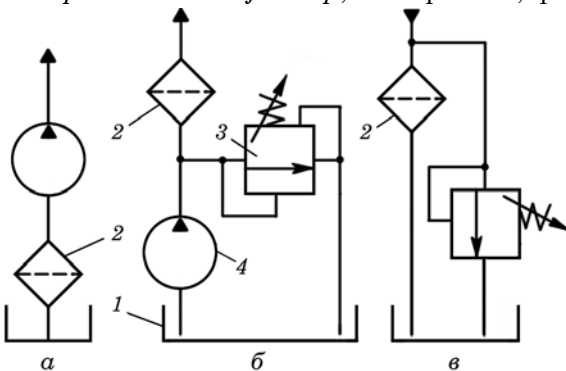
Роботоздатність фільтрів після забруднення відновлюється тільки у дротяних, сітчастих, пластинчастих і металокерамічних фільтроелементів. Для цього їх чистять щіткою, продувають стисненим повітрям, промивають.

Фільтроелементи, виготовлені із паперу, волокна, бавовнику, придатні лише для одноразового користування.

Розрахунок фільтра передбачає визначення площі фільтрувального елемента, а його тип вибирають згідно з рекомендаціями, наведеними у розд. 13.

Місце установки фільтра в гідроприводі. Залежно від місць установки в гідроприводі фільтри поділяють на приймальні (всмоктувальні), напірні та зливні (рис. 3.4).

Приймальний фільтр, як правило, розрахований на низький



тиск, незначний перепад тиску і невисоку тонкість фільтрації. Це пов'язано з

Рис. 3.4. Схеми встановлення фільтрів у гідролініях гідроприводу:

a — у всмоктувальній; *б* — у напірній; *в* — у зливній; 1 — бак; 2 — фільтр; 3 — запобіжний (перепускний) клапан; 4 — насос

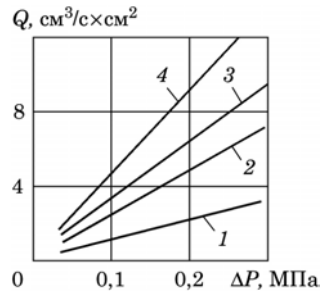


Рис. 3.3. Гідравлічні характеристики фільтрувальних елементів:

1 — картон; 2 — металева сітка; 3 — папір; 4 — фетр

тим, що його розміщення на всмоктувальній лінії зумовлює збільшення її гідравлічного опору і, отже, зменшення глибини всмоктування та загрозу виникнення кавітації. Для забезпечення безкавітаційної роботи втрати тиску на фільтри не повинні перевищувати 0,018 – 0,02 МПа. За такої схеми розміщення фільтра на ньому передбачають установку індикатора забрудненості (вакуумметра), наприклад в гідроприводах ведучих коліс самохідних сільськогосподарських машин.

Напірний фільтр розрахований на високий тиск. В зв'язку з цим підвищуються вимоги щодо міцності корпусу фільтра і збільшується його маса. Такі фільтри встановлюють у гідросистемах трансмісій тракторів.

Розміщення фільтра на зливній лінії вважають ефективним, оскільки він не підлягає дії високого тиску рідини. Проте така схема має і недолік: у міру забруднення фільтра виникає підпір рідини в зливній гідролінії.

Іноді в одному й тому самому гідроприводі встановлюють два — три фільтри з різною інтенсивністю фільтрації.

Сепаратор — це відокремлювач твердих домішок, в якому відокремлення відбувається під дією сил магнітного чи електричного полів або відцентрових сил. В гідроприводах сільськогосподарської техніки широко застосовують магнітні сепаратори, встановлені в гідроприводах на зливних пробках або щупах 21 (див. рис. 4.1).

Відцентровий сепаратор — це центрифуга, основним елементом якої є пустотілий ротор 2 (рис. 3.5), що обертається на підшипниках кочення 1 і 4. Вал 3 ротора має два канали А і Б та ряд концентрично розміщених отворів для підведення і відведення робочої рідини. Ротор обертається або від зовнішнього двигуна, або внутрішнім гідрореактивним приводом. Останній має сопла 5 і 6, жорстко закріплені на валу ротора, які працюють за принципом сегнерова колеса при підведенні до них робочої рідини під тиском.

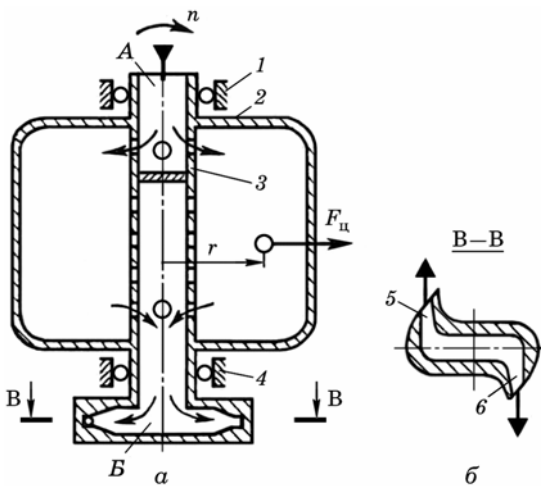


Рис. 3.5. Схема відцентрового сепаратора:

а — будова; б — принцип дії гідрореактивного приводу; 1 і 4 — підшипники кочення; 2 — ротор; 3 — вал ротора; 5 і 6 — сопла; А і Б — канали

Принцип дії відцентрового сепаратора. Робоча рідина під тиском підводиться через канал *A* і крізь відповідні отвори вала у внутрішню порожнину ротора. Завдяки тому, що домішки, які забруднюють рідину, мають більшу густину, ніж робоча рідина, вони відкидаються під дією відцентрових сил до внутрішніх стінок ротора і осідають на них. Очищена робоча рідина надходить через канал *B* на вихід із центрифуги.

Для відцентрових сепараторів з привідними двигунами частота обертання ротора становить 5000 – 10 000 об/хв, з гідрореактивним приводом — 5000 – 8000 об/хв, тонкість фільтрації 10 – 30 мкм.

Слід мати на увазі, що при відокремленні з робочої рідини домішок розміром 10 мкм, зношення деталей гідропристроїв практично припиняється. Крім цього, підвищення тонкості фільтрації рідини в гідропроводі з 20 – 25 мкм до 5 мкм збільшує строк експлуатації насосів більше ніж у 10 разів, а гідроапаратури — у 5 – 7 разів.

Сапун — призначений для очищення повітря, що надходить у гідробак із навколишнього середовища при зниженні рівня оливи. Сапун встановлюють на баках, які перебувають під атмосферним тиском.

Складові частини сапуна — внутрішній *14* (див. рис. 4.1) та зовнішній *16* (запобігає потраплянню вологи в бак) стакани, простір між якими заповнений фільтрувальним елементом.

Повітровідокремлювач — призначений для відокремлення пухирців повітря від оливи, що засмоктується насосом. Повітровідокремлювачі останнім часом встановлюють в баках об'ємних гідропроводів ведучих коліс самохідних сільськогосподарських машин.

Повітровипускник призначений для випускання повітря із гідропристрою гідропроводу з метою зменшення вмісту повітря у робочій рідині.

Теплообмінники призначені для забезпечення заданого температурного режиму. Їх поділяють на охолоджувачі (радіатори) і підігрівачі рідини. У гідропроводах сільськогосподарської техніки, як правило, робочу рідину охолоджують. Залежно від холодоагента охолоджувачі бувають водяні і повітряні.

Водяний охолоджувач складається з корпусу *2* (рис. 3.6), теплообмінника *3*, виконаного у вигляді змійовика та перегородок *4*, приварених до корпусу для поліпшення теплопередачі. Штуцер *1* призначений для підведення оливи у змійовик, а штуцер *5* — для відведення її до гідродвигуна. Штуцер *6* призначений для підведення води у корпус, а штуцер *7* — для її відведення. Іноді замість штуцера *6* монтують заливну горловину, а замість штуцера *7* — зливну пробку. Охолоджувачі такого типу використовують у гідропроводах вакуумнасосів машин типу МЖТ для внесення рідких органічних добрив.

При повітряному охолодженні олива, що проходить через теплообмінні трубки, охолоджується повітряним потоком, який створю-

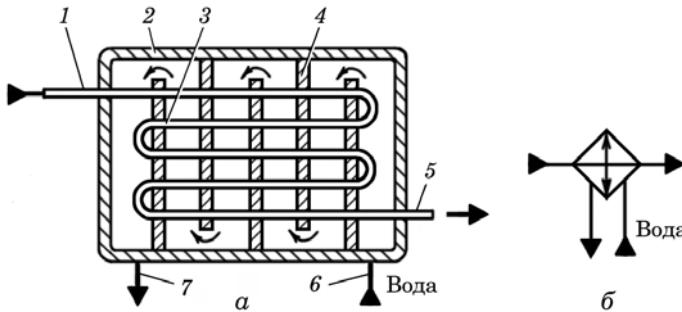


Рис. 3.6. Водяний охолоджувач:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1, 5, 6 і 7 — штуцери; 2 — корпус; 3 — теплообмінник; 4 — перегородка

ється вентилятором. Найпоширеніші повітряні охолоджувачі у гідроприводах ведучих коліс самохідних машин типу КСК-100, КС-6Б, КСК-9-1 та ін.

Підігрівачі встановлюють у гідроприводах машин, що працюють в умовах низьких температур.

Розрахунок теплообмінника зводиться до визначення його площі поверхні.

Схеми класифікації кондиціонерів робочої рідини наведено у дод. 4.

Запитання для самоконтролю



1. Призначення кондиціонерів. 2. Які основні параметри фільтрів?
3. Яка істотна відмінність сепаратора від фільтра? 4. Призначення сапуна.
5. Назвіть типи охолоджувачів робочої рідини.

4. ГІДРОПОСУДИНИ

Гідропосудиною (гідромісткістю) називають пристрій, призначений для зберігання у ній робочої рідини з метою використання в процесі роботи гідроприводу. До гідропосудин належать *гідробаки* і *гідроаккумулятори*.

Гідробак призначений для живлення гідроприводу робочою рідиною. Крім того, у гідробаку рідина частково охолоджується, звільняється від повітря і очищається.

Складовими частинами гідробака є корпус, фільтр із запобіжним клапаном, сапун, заливна горловина, зливна пробка, пристрій для контролю рівня рідини та ряд штуцерів чи наконечників для під'єднання всмоктувальних і зливних трубопроводів.

Корпуси виготовляють циліндричної та прямокутної форм із листової сталі.

У кормо- і коренебульбозбиральних машинах та зернозбиральних комбайнах застосовують одно- та двосекційні гідробаки.

На рис. 4.1 показано будову гідробака (односекційного з циліндричною формою корпусу) гідроприводу керування положенням робочих органів і механізмів та гідроприводу рульового керування коренезбиральної машини типу КС-6Б і зернозбирального комбайна СК-5М.

На рис. 4.2 і 4.3 показано будову гідробака (прямокутної форми корпусу) гідроприводу кормозбирального комбайна типу КСК-100. Тут ліва секція (див. рис. 4.2) призначена для гідроприводу ведучих коліс, а права (див. рис. 4.3) — для гідроприводів зміни положення робочих органів (основний) та гідроприводу рульового керування.

У гідроприводах сучасних сільськогосподарських машин, наприклад зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич», передбачено одну й ту саму робочу рідину для всіх гідроприводів: основного, рульового керування та гідроприводу ведучих коліс. Тому для всіх цих гідроприводів спільний гідробак. Його функціям сприяє підпірний бак, який забезпечує стабільну роботу насосів і швидку сигналізацію про аварійне витікання робочої рідини із гідроприводу. Крім того, такі гідробаки не мають заливних горловин, а заправляються від додаткового бака через напівмуфту. Додатковий бак має ручний насос, заливний та заправний фільтри. Така система заправки гідроприводу робочою рідиною запобігає потраплянню забруднень у гідропривід.

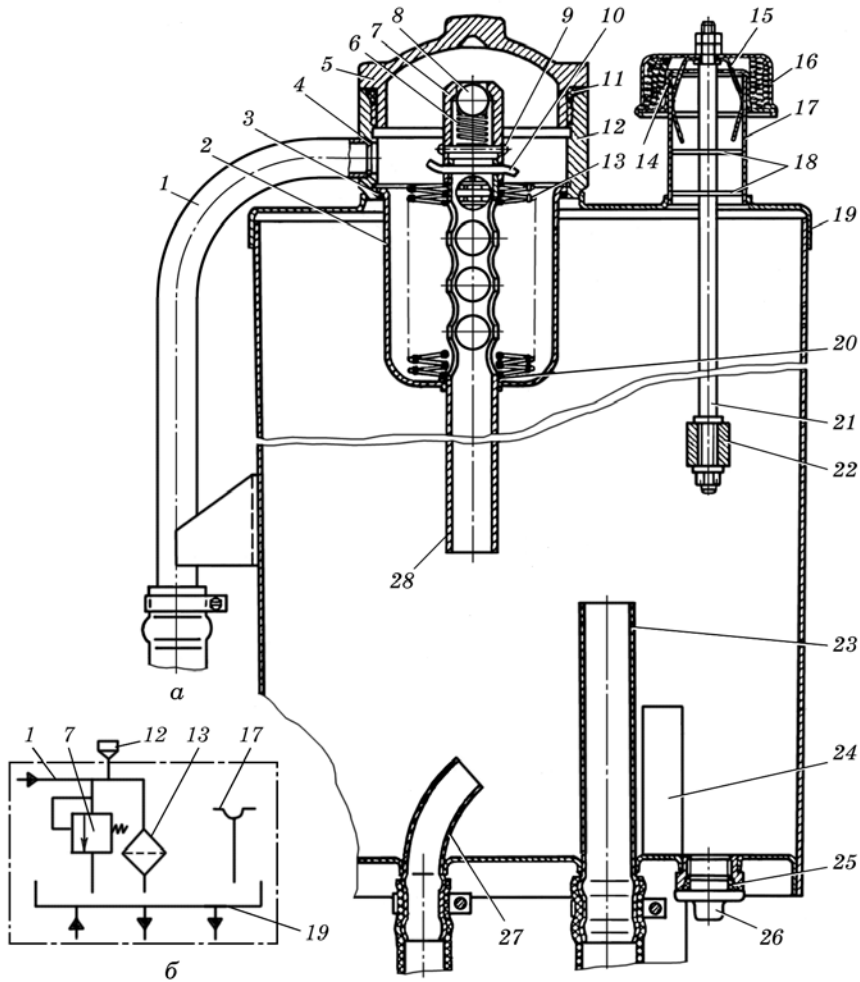


Рис. 4.1. Гідробак гідроприводу (основного) зміни положення робочих органів та гідроприводу рульового керування машини типу КС-6Б:

a — будова; *б* — гідравлічна принципова схема; 1 — зливний трубопровід основного гідроприводу; 2 — зливний стакан; 3, 11, 20 і 25 гумові ущільнювальні кільця; 4 — пружне кільце; 5 — кришка; 6 — пружина; 7 — корпус запобіжного клапана; 8 — кулька; 9 — заклепка; 10 — штифт; 12 — горловина; 13 — фільтрувальний елемент; 14 — внутрішній стакан сапуна; 15 — пластинчаста пружина; 16 — зовнішній стакан сапуна; 17 — горловина сапуна; 18 — захисні шайби; 19 — корпус; 21 — шуп; 22 — магніт; 23 — всмоктувальний наконечник основного гідроприводу; 24 — всмоктувальний наконечник насоса гідроприводу рульового керування; 26 — зливна пробка; 27 — зливний наконечник рульового керування; 28 — трубка

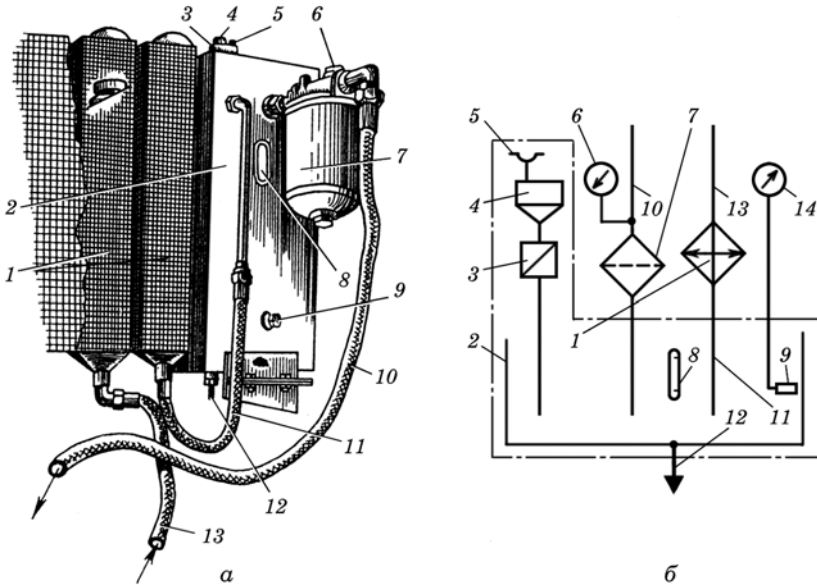


Рис. 4.2. Гідробак (ліва секція) і радіатор гідроприводу ведучих коліс комбайна типу КСК-100:

a — будова; *б* — гідравлічна принципова схема; 1 — радіатор (охолоджувач); 2 — корпус; 3 — фільтр грубої очистки; 4 — заливна горловина; 5 — сапун; 6 — вакуумметр; 7 — фільтр тонкої очистки; 8 — оливопоказчик; 9 — датчик показчика температури; 10 — всмоктувальний трубопровід; 11 — зливний трубопровід; 12 — зливна пробка; 13 — дренажний трубопровід; 14 — показчик температури оливи

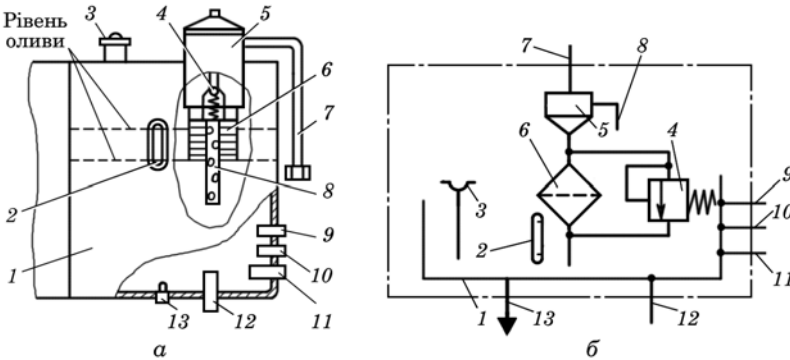


Рис. 4.3. Гідробак (права секція) основного гідроприводу і рульового керування комбайна типу КСК-100:

a — будова; *б* — гідравлічна принципова схема; 1 — корпус; 2 — оливопоказчик; 3 — сапун; 4 — запобіжний клапан; 5 — заливна горловина; 6 — фільтр; 7 — зливний трубопровід; 8 — трубка; 9 — зливний штуцер гідроприводу рульового керування; 10 — штуцер дренажного трубопроводу; 11 — всмоктувальний трубопровід основного гідроприводу; 12 — всмоктувальний трубопровід гідроприводу рульового керування; 13 — зливна пробка

Гідробаки, застосовувані у гідроприводах загального машинобудування, бувають з атмосферним і надлишковим (закриті) тиском. Перші з них використовують у гідроприводах сільськогосподарської техніки. Закриті гідробаки (їх ще називають герметичними) — це зварний циліндр, заповнений повітрям або інертним газом під тиском до 0,2 МПа. Надлишковий тиск сприяє кращому заповненню робочих камер насосів. У гідросистемах пресів закриті гідробаки призначені для заповнення робочих циліндрів рідиною при холостому ході машини, тиск у них 0,8 – 1,0 МПа.

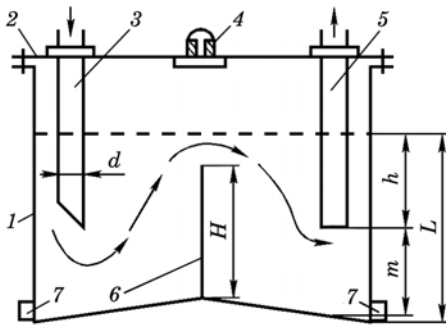


Рис. 4.4. Схема гідробака:

1 — корпус; 2 — кришка; 3 — зливний трубопровід; 4 — зливна пробка; 5 — всмоктувальний трубопровід; 6 — перегородка; 7 — зливні пробки

Для заправлення бака в кришці є зливна пробка 4 з дренажним отвором, який забезпечує вирівнювання тиску всередині і зовні гідробака, а також відведення газу та повітря, що виділились із робочої рідини, в атмосферу. Дренажний отвір оснащено повітряним фільтром. В корпусі гідробака встановлено зливні пробки 7 для зливу рідини під час її заміни. Для цього дно бака нахилене до горизонту під кутом $5 - 10^\circ$ в бік пробок.

Всередині бака розміщена перегородка 6, котра збільшує шлях проходження робочої рідини. Це сприяє відокремленню від робочої рідини повітря і підвищує ефективність її охолодження. З цією самою метою трубопровід зливної гідролінії має зріз під кутом 45° , наприкладений в бік стінки бака.

Конструктивні розміри бака вибирають із таких умов: об'єм бака $V = (2...3)Q$ (Q — подача насоса гідропривода, л/хв); висота перегородки $H = 2/3L$ (L — мінімально допустимий рівень рідини в баку); глибина занурювання трубопроводів зливної і всмоктувальної ліній $h \geq (2...3)d$ (d — діаметр трубопроводу); зріз всмоктувального трубопроводу має знаходитись від дна бака на відстані $m \geq 2d$.

В конструкції бака передбачено місця для покажчика рівня робочої рідини, датчика температури, відстійника робочої рідини, магнітних сепараторів тощо.

Гідроаккумулятор призначений для накопичення (акумулявання) та повернення енергії робочій рідині, що перебуває під тиском.

Залежно від способу накопичення енергії гідроаккумулятори поділяють на пружинні, пневматичні та вантажні. В гідроприводах сільськогосподарської техніки в основному застосовують пружинні та пневматичні гідроаккумулятори.

Пружинні гідроаккумулятори застосовують у гідроприводах тракторів.

Принцип дії. При підвищенні тиску рідина в напірній лінії 1 (рис. 4.5, а) поршень 3 переміщується вгору і стискує пружину 4, таким чином відбувається зарядка акумулятора. Якщо тиск рідини в напірній лінії з якоїсь причини зменшується, то акумулятор розряджається і поршень під дією сили пружини переміщується вниз і витискає рідину під тиском із порожнини А у напірну лінію гідроприводу.

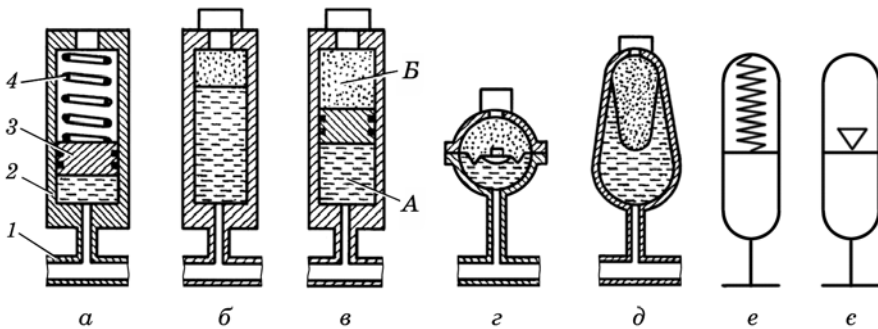


Рис. 4.5. Схеми гідроаккумуляторів:

а — пружинного; б — пневмогідроаккумулятора; в — поршневого пневмогідроаккумулятора; г — мембранного пневмогідроаккумулятора; д — балонного пневмогідроаккумулятора; е і є — умовне позначення гідроаккумуляторів на принципових схемах, відповідно: пружинного і пневматичного; 1 — напірна лінія; 2 — корпус; 3 — поршень; 4 — пружина; А — гідравлічна порожнина; Б — пневматична порожнина

Пневмогідроаккумулятори застосовують у гідроприводах сільськогосподарських машин (рулонний прес-підбирач ПРП-1,6, плуг ПГП-7-40 тощо). Їх поділяють за такими ознаками: за наявністю розділювальних пристроїв — на акумулятори без роздільника (ПРП-1,6) і з роздільником (ПГП-7-40); за конструкцією роздільника — на поршневі, мембранні і балонні; за формою корпусів — на циліндричні і сферичні.

Принцип дії. Пневматичну порожнину Б (див. рис. 4.5, в) заповнюють стисненим газом (повітрям або азотом) під певним почат-

ковим тиском. Гідравлічну порожнину *A* під'єднують до напірної лінії. Акумулятор заряджають при збільшенні тиску рідини в напірній лінії. При цьому поршень під дією тиску рідини переміститься вгору і стисне газ у пневматичній порожнині до максимального тиску. При зменшенні тиску рідини в напірній лінії акумулятор розряджається: поршень під дією тиску газу переміститься вниз і витисне рідину із порожнини *A* в напірну лінію гідроприводу.

Пружинні гідроакумулятори використовують для компенсації просочування і підтримання підпору робочої рідини у гідроприводах навісної системи тракторів «Беларусь» або для накопичення енергії і підтримання тиску робочої рідини у бустері фрикціону вимикання передачі, поки відбувається заповнення бустера ввімкненої передачі тракторів типу К-701 або Т-150.

Основна відмінність гідроакумуляторів трансмісії тракторів від гідроакумуляторів навісних систем в значно меншій місткості і невеликому ході поршня (майже в 10 разів меншому), але діаметр поршня майже вдвічі більший (табл. 4.1). Загальну будову пружинних гідроакумуляторів показано на рис. 4.6 і 4.7.

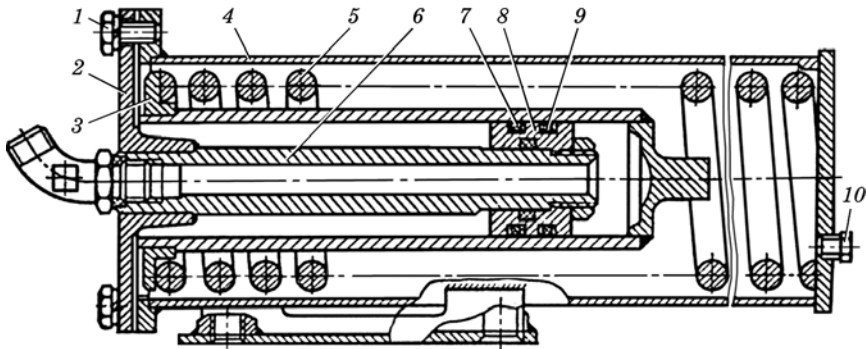


Рис. 4.6. Пружинний гідроакумулятор гідроприводу навісної системи тракторів «Беларусь»:

1 — болт; 2 — передня кришка; 3 — циліндр; 4 — кожух; 5 — пружина; 6 — шток; 7 — захисне кільце; 8 — поршень; 9 — ущільнювальне кільце; 10 — зливна пробка

Основні параметри. Місткість V , м³, пружинних гідроакумуляторів визначають за залежністю

$$V = Sl, \quad (4.1)$$

де — S площа поршня, м²; l — хід поршня (пружини), м.

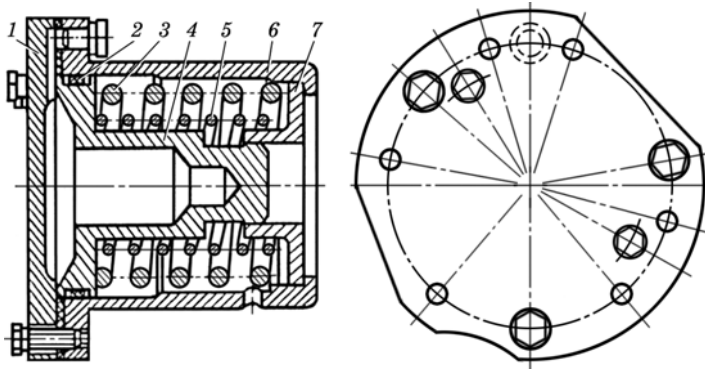


Рис. 4.7. Пружинний гідроакумулятор трансмісії трактора Т-150К:
 1 — кришка; 2 — ущільнювальне кільце; 3 — велика пружина; 4 — поршень;
 5 — мала пружина; 6 — кожух; 7 — дноце

4.1. Характеристики пружинних гідроакумуляторів

Показник	Марка гідроакумуляторів	
	150.37.044-1	50.4609065
Діаметр поршня, мм	110	55
Хід поршня, мм	17	160
Тиск, МПа:		
мінімальний	0,63	0,8
максимальний	0,84	3,1
Маса, кг	8,7	14,5
Застосування	Трансмісія тракторів типу Т-150	Навісна система тракторів МТЗ-80, МТЗ-82

Тиск робочої рідини P (Па) визначають (без врахування сил тертя) за залежністю

$$P = \frac{F_{\text{пр}}}{S} = \frac{F_1 + z l}{S}, \quad (4.2)$$

де $F_{\text{пр}}$ — зусилля жорсткості пружини, Н; F_1 — зусилля пружини при її вихідній деформації, Н; z — жорсткість пружини, Н/м; l — хід пружини, м.

Оскільки зусилля пружини залежить від її ходу, то тиск у пружинному гідроакумуляторі залежить від ступеня його розрядки, тобто тиск рідини не є постійним.

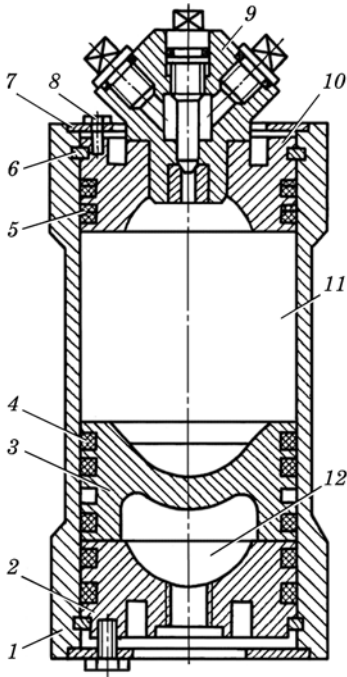


Рис. 4.8. Пневмогідралічний гідроаккумулятор типу АП:

1 — циліндр; 2 і 10 — кришки; 3 — поршень; 4 і 5 — ущільнювальні кільця; 6 — металеве кільце; 7 — шайба; 8 — гвинти; 9 — пристрій для зарядки газом; 11 — порожнина газу; 12 — порожнина оливи

Пневматичні гідроаккумулятори використовують як основні джерела гідравлічної енергії в акумуляторних гідроприводах (наприклад рулонний прес-підбирач ПРП-1,6) і як додаткові джерела енергії в насосних гідроприводах (наприклад, проріджувач цукрових буряків ПСА-5,4). В останньому випадку використання гідроаккумуляторів дає можливість зменшити потужність насоса до середньої потужності гідродвигуна, що працює в режимі періодичних пікових навантажень.

Будову пневмогідралічного акумулятора з поршневым розділювачем типу АП показано на рис. 4.8.

Акумулятори цього типу розраховують на номінальний тиск робочої рідини 16 або 32 МПа і акумульований об'єм робочої рідини.

Акумульований об'єм рідини визначають за формулою

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{Г max}} - V_{\text{Г min}}, \quad (4.3)$$

де $V_{\text{Г max}}$ — об'єм газу в порожнині акумулятора при мінімальному тиску P_{min} ; $V_{\text{Г min}}$ — об'єм газу в порожнині гідроаккумулятора при максимальному тиску P_{max} .

Нехтуючи втратами при переміщенні розділювача, можна прийняти, що величина тиску в газовому середовищі така сама, як і в рідині. Отже, межі тиску в газовому середовищі повністю визначаються параметрами гідроприводу.

Для політропного процесу зміни стану газу при роботі гідроаккумулятора можна записати:

$$P_3 - V_{\text{к}}^n = P_{\text{min}} V_{\text{Г max}}^n = P_{\text{max}} V_{\text{Г min}}^n, \quad (4.4)$$

де P_3 — тиск зарядки ($0,13P_{\text{max}} \leq P_3 \leq 0,9P_{\text{min}}$); $V_{\text{к}}$ — конструктивний об'єм порожнини гідроаккумулятора; n — показник політропи.

Із залежності (4.4) знаходимо

$$V_{\Gamma \max} = V_{\kappa} \left(\frac{P_3}{P_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad V_{\Gamma \min} = V_{\Gamma \max} \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Тоді акумульований об'єм

$$\begin{aligned} V_{\text{ак}} &= V_{\Gamma \max} - V_{\Gamma \max} \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} = \\ &= V_{\Gamma \max} \left[1 - \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \right] = V_{\kappa} \left[\left(\frac{P_3}{P_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \end{aligned} \quad (4.5)$$

У загальних випадках для розрахунків значень показника політропи рекомендується приймати $n = 1,3$; для короткочасних процесів (швидка розрядка) $n = 1,4$, тобто процес вважається адіабатичним, і для повільних процесів $n = 1$. В останньому випадку параметри газу в акумуляторі змінюються за ізотермою.

Способи установки і варіанти використання різних типів гідроакумуляторів наведено у розд. 9.

Крім зазначених вище варіантів використання акумуляторів, встановлення будь-якого з наведених типів гідроакумуляторів позитивно впливає на гідропривід в цілому, демпфуючи можливі гідравлічні удари при різких перемиканнях розподільників і коливання тиску при зупинці рухомих елементів гідродвигунів на упорах, через раптові зміни навантаження на гідродвигуни, а також для компенсації зміни об'єму рідини при зміні її температури тощо.

Схему класифікації гідропосудин наведено у дод. 5.

Запитання для самоконтролю



1. Які гідропристрої відносять до гідропосудин?
2. Призначення гідроакумулятора.
3. Для чого у гідробаках встановлюють перегородки?
4. Для чого у зливному гідропроводі бака зроблено косий зріз під кутом 45° ?
5. Який основний параметр гідроприводу зумовлює об'єм гідробака?
6. Які гідроакумулятори найпоширеніші у гідроприводах сільськогосподарської техніки?

5. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ

Під поняттям *гідромашина* розуміють насос або гідродвигун. *Насос* — це джерело гідравлічної енергії, а *гідродвигун* — її споживач. Гідромашини можуть бути динамічними і об'ємними.

Динамічні гідромашини характеризуються великою швидкістю руху робочих органів (а отже, і рідини). В об'ємних гідромашинах великі швидкості робочих органів (і рідини) не обов'язкові, оскільки головну роль в їх робочому процесі відіграє тиск рідини.

До динамічних гідромашин відносять динамічні насоси і різного виду гідротурбіни. За напрямком руху рідини динамічні насоси поділяють на відцентрові та осьові, за видом сил, що діють на рідину, — на лопатеві, електромагнітні, насоси тертя тощо.

В гідроприводах сільськогосподарської техніки переважно застосовують об'ємні гідромашини.

Об'ємна гідромашина перетворює механічну енергію на потенціальну енергію стисненої рідини (або навпаки) в процесі попереминого заповнення рідиною камер і витиснення її із цих камер.

За призначенням об'ємні гідромашини поділяють на об'ємні насоси, гідродвигуни та насоси-мотори.

Об'ємний насос — це гідромашина, що перетворює механічну енергію обертання привідного двигуна на гідравлічну енергію потоку робочої рідини.

Об'ємний гідродвигун (гідромотор, гідроциліндр, поворотний гідродвигун, гідродвигун із зворотно-поступальним рухом вихідної ланки) перетворює гідравлічну енергію на механічну енергію вихідної ланки (вала, штока поршня тощо).

Насос-мотор — це гідромашина, що працює в режимі об'ємного насоса і в режимі об'ємного гідродвигуна.

В об'ємних насосах і гідродвигунах переміщення робочої рідини відбувається внаслідок витиснення її із робочих камер витискувачами, виконаними у вигляді поршнів, пластин, зубців тощо.

Робоча камера — це обмежений робочими поверхнями деталей простір об'ємної гідромашини, який періодично змінює свій об'єм і попереминно сполучається з місцями входу та виходу робочої рідини. При цьому входом об'ємного насоса буде всмоктувальна гідролінія, а виходом — нагнітальна (напірна), що завжди перебуває під

тиском, більшим за атмосферний. Для гідродвигуна вхідною гідролінією буде напірна, а вихідною — зливна.

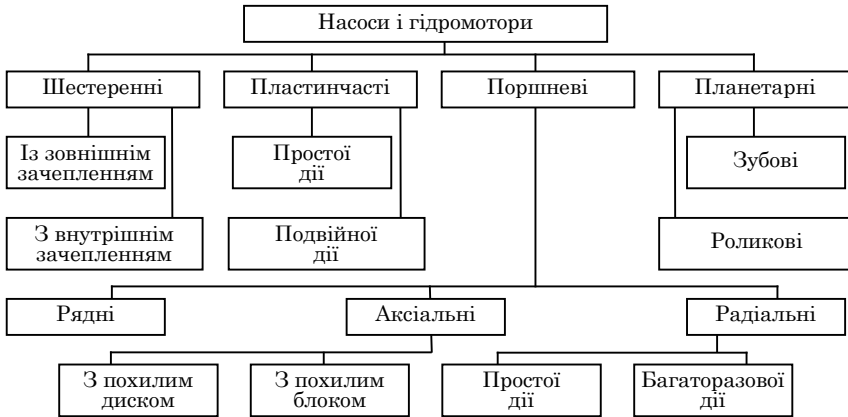
Об'ємні насоси і гідромотори поділяють за такими ознаками.

1. *За принципом дії*: нерегульовані (з постійним робочим об'ємом), регульовані; з одним і двома напрямками потоку робочої рідини (реверсивні і нереверсивні).

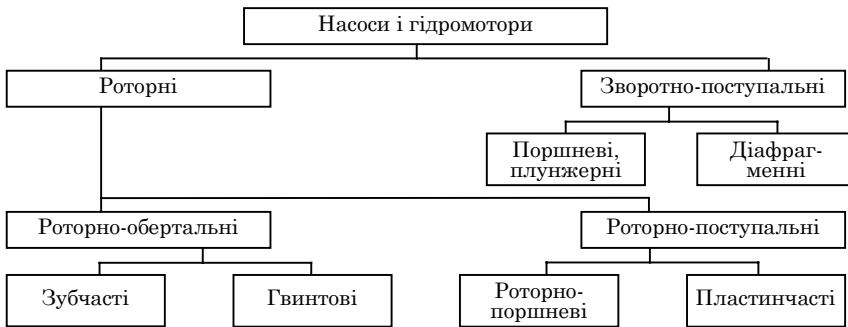
2. *За конструкцією*: одно-, дво- і багаторазової дії (залежить від кількості циклів за один оберт вала); шестеренні, пластинчасті, гвинтові, поршневі (радіально-поршневі, аксіально-поршневі, рядні), планетарні.

Класифікують насоси і гідромотори за схемами А або Б (рис. 5.1).

Схему класифікації об'ємних гідромашин наведено у дод. 6.



А



Б

Рис. 5.1. Класифікація насосів і гідромоторів

5.1. Шестеренні гідромашини

До шестеренних гідромашин належать насоси і гідромотори.

Насос — це джерело гідравлічної енергії, а *гідромотор* — її споживач, що перетворює енергію потоку рідини на енергію обертального руху вихідної ланки (вала), кут обертання якого не обмежений (вал обертається).

У шестеренних гідромашин робочі камери утворені поверхнями зубчастих коліс, корпусу і бокових кришок.

5.1.1. Шестеренні насоси

У гідроприводах сільськогосподарської техніки застосовують такі типорозміри шестеренних насосів: НШ-10, НШ-32, НШ-50, НШ-67, НШ-100, НШ-160 і НШ-250 та ін., що виконані за трьома конструктивними схемами — НШЕ, НШУ і НШК.

Перші дві букви означають «насос шестеренний», цифри — робочий об'єм або теоретичну подачу оливи в см^3 за один оберт вала. Буква «Е» або «У», що розміщена після цифр, вказує на типи насоса. Букву «К», що означає круглий тип, не пишуть. Насоси можуть бути правого або лівого обертання ведучого вала. Про ліве обертання свідчить буква «Л», розміщена після цифр робочого об'єму, або після букв, що вказують тип. Для насосів правого обертання ніякої букви не пишуть.

Згідно з ГОСТ 8753–71 шестеренні насоси поділяють на чотири групи і позначають цифрами 1, 2, 3 і 4, які крім першої пишуть на етикетці останніми.

1 група — насоси з номінальним тиском 10 МПа (100 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 46 і 67 см^3 , наприклад НШ-32У.

2 група — насоси з номінальним тиском 14 МПа (140 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 50, 67, 100, 160 і 250 см^3 , наприклад НШ-32У-2.

3 група — насоси з номінальним тиском 16 МПа (160 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 50, 67, 100, 160, 250 см^3 , наприклад НШ-32У-3.

4 група — насоси з номінальним тиском 20 МПа (200 кгс/см^2) і робочим об'ємом 10, 32, 50 і 57 см^3 , наприклад НШ-32У-4.

Загальну будову і принцип дії шестеренного насоса показано на рис. 5.2.

Принцип дії. При обертанні шестерень зуби виходять із зачеплення в порожнині А і в ній створюється розрідження. За рахунок різниці тисків у баці і порожнині А олива надходить у порожнину А з бака і заповнює вивільнений простір, і далі, знаходячись у западинах шестерень, переміщується до порожнини Б. Тут зуби

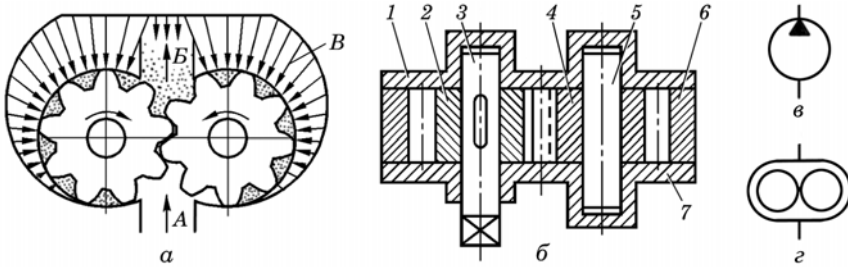


Рис. 5.2. Шестеренний насос:

a — схема роботи; *б* — будова; *в* і *г* — умовне позначення на схемах; 1 і 7 — бокові кришки; 2 — ведуча шестерня; 3 — вал; 4 — ведена шестерня; 5 — вісь; 6 — корпус; *A* — всмоктувальна порожнина; *B* — напірна порожнина; *B* — епора тиску рідини

входять у западини і витісняють з них оливу у напірну порожнину *B*. У цьому разі насос правого обертання.

Характерним для шестеренних насосів є те, що тиск у западинах із зміною кута повороту шестерень змінюється (див. рис. 5.2, *a*, еюра *B*). Аналогічний характер зміни тиску спостерігається і в торцевому зазорі між шестернею і кришкою.

Внаслідок такого розподілу виникають незрівноважені зусилля, що сприймаються підшипниками валів. Для розвантаження підшипників від таких зусиль застосовують гідравлічну протидію. З цією метою діаметрально протилежно камери сполучають каналами відповідно з порожнинами нагнітання і всмоктування (рис. 5.3, *a*). Досконалішим є розвантаження за допомогою радіальних непересічних каналів, виконаних у шестернях, які сполучають кожен пару діаметрально розташованих западин шестерень (див. рис. 5.3, *б*).

У шестеренних насосах некруглого виконання типу НШ-32У гідравлічне розвантаження відбувається за рахунок фасок, виконаних на підшипниках (втулках). У насосах круглого виконання це досягається завдяки тому, що на кожній шестер-

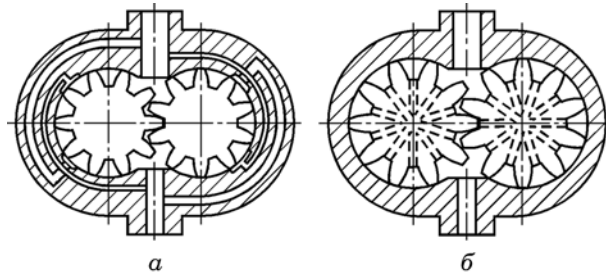


Рис. 5.3. Схема розвантаження шестерень від радіальних сил тиску оливи:

a — за допомогою каналів у корпусі; *б* — за допомогою радіальних каналів на шестернях

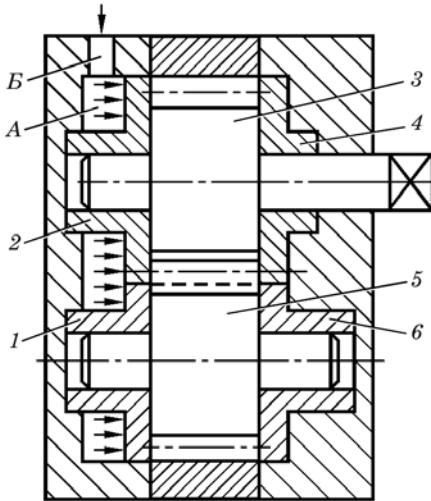


Рис. 5.4. Схема шестеренного насоса з автоматичною компенсацією торцевого зазору:

1, 2, 4 і 6 — втулки; 3 — ведуча шестерня; 5 — ведена шестерня; А — порожнина; В — канал напірної лінії

до торців шестерень 3 і 5, притискаючи останні до нерухомих втулок 4 і 6. З боку западин шестерень на втулки 1 і 2 також діє сила тиску оливи. Оскільки площа з боку шестерень менша на величину суми площ профілів зубів, то притискувальне зусилля буде дещо більшим відтискувального зусилля.

Із рис. 5.4 видно, що сумарне зусилля тиску оливи в порожнині А, притискувального втулки до шестерень, практично діє по їх осі. Проте напрямок сумарного зусилля, що відтискує втулки від шестерень, буде зміщено від центра, оскільки має місце нерівномірність розподілу тиску від всмоктувального до напірного отвору (див. рис. 5.2, епюра В). Внаслідок цього виникає перекошення втулок. З метою усунення такого дефекту в деяких насосах, наприклад типу НШЕ, застосовують диференційне підтискання втулок відповідно до фактичного характеру розподілу тиску в торцевому зазорі. Диференційне підтискання здійснюється за допомогою фігурної камери, утвореної спеціальною манжетною 4 (див. рис. 5.8). В насосах круглого виконання диференційне підтискання втулок здійснюється завдяки манжетам 8 (див. рис. 5.10), вмонтованим у платики-замикачі 10.

ні принаймні три западини сполучені між собою, оскільки вони виступають за межі обойми.

Основним каналом витікання рідини (перетікання із напірної порожнини насоса у всмоктувальну) близько 75 – 80 % є торцеві зазори між втулками і шестернями. Тому в насосах, що працюють при високих тисках (понад 10 МПа) застосовують пристрої для автоматичного ущільнення шестерень по їх торцях. Такі пристрої називають системою автоматичної компенсації торцевих зазорів. Схему насоса з такою системою показано на рис. 5.4.

Дві рухомі плаваючі втулки 1 і 2 із антифрикційного матеріалу тиском оливи, що підводиться із гідролінії нагнітання в порожнину А, притискаються

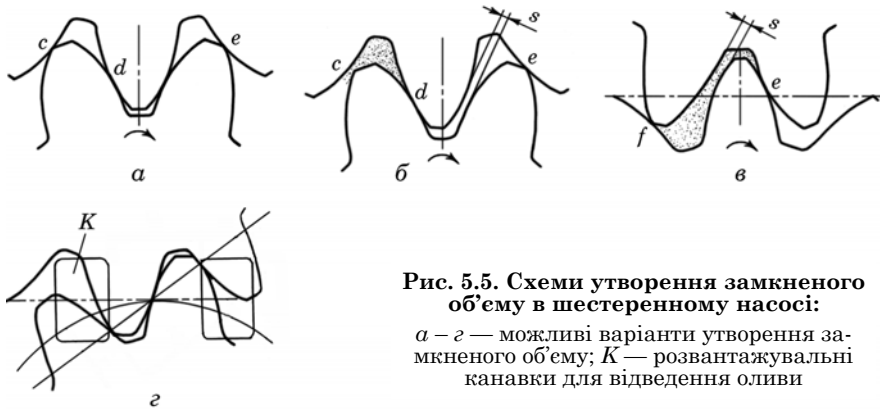


Рис. 5.5. Схеми утворення замкнутого об'єму в шестеренному насосі:

a – *z* — можливі варіанти утворення замкнутого об'єму; *K* — розвантажувальні канавки для відведення оливи

Під час роботи шестеренного насоса можливе утворення високого пульсуючого тиску (компресії) оливи, що призводить до додаткового навантаження на підшипники (втулки) і корпус. Це явище виникає внаслідок запирання (замкнення) оливи у западинах шестерень між точками *c* і *d* (рис. 5.5, *a*). Якщо зменшити товщину зуба, забезпечивши зазор *s* по нормалі до його профілю (див. рис. 5.5, *б*), замкнення оливи на ділянці *c* – *d* не відбудеться. Однак при великому значенні коефіцієнта перекриття ($\tau > 1$) і щільному приляганні двох пар зубів в точках *e* і *f* утвориться замкнена порожнина (див. рис. 5.5, *в*). З метою зменшення негативного впливу замкненої у западинах шестерень оливи коефіцієнт перекриття доводять до $\tau < 1,1$, а на торцях втулок чи бічних кришках виконують розвантажувальні канавки *K* невеликої глибини (див. рис. 5.5, *з*).

Якість роботи шестеренних насосів і їх подача значною мірою залежать від заповнення западин міжзубового простору на етапі всмоктування. Річ в тім, що олива, яка надходить із всмоктувальної порожнини в западину, набуває кутової швидкості обертаючих шестерень. Внаслідок цього виникає відцентрова сила, яка намагається відкинути оливу із западини. Крім цього, внаслідок дії цієї сили у западинах може виникнути локальне кипіння (кавітація) оливи, що негативно позначається на роботі насоса. Тому колову швидкість шестерень обмежують до 5–6 м/с, а також застосовують пристрої для поліпшення живлення насоса. Такими пристроями можуть бути ежектори чи дифузори, встановлені на всмоктувальній порожнині, всмоктувальну порожнину можна виконати з великим кутом обхвату тощо. Хоча шестеренні насоси самовсмоктувальні, їх, як правило, встановлюють нижче гідробаків із можливо малою довжиною всмоктувального трубопроводу.

Подача шестеренних насосів залежить від застосування пристроїв, що усувають дефекти конструкції саме такого типу насосів, а

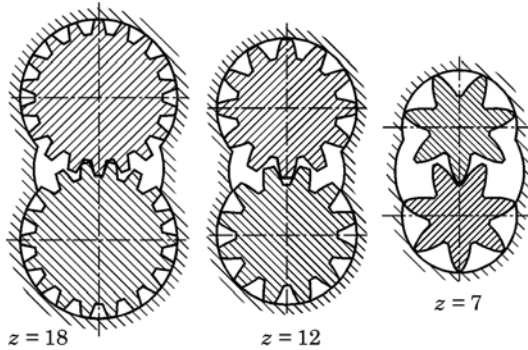


Рис. 5.6. Порівняльні габарити шестерених насосів однакової подачі при різних кількостях зубів і різному значенні модуля

няння розмірів насосів однакової подачі при різних кількостях зубів ($z = 7, 12$ і 18) та, відповідно, при різних модулях.

Основні параметри шестерених насосів. *Робочий об'єм* V_p насоса — це кількість рідини, яка витиснена насосом за один оберт вала, см^3 . Насос за кожний оберт подає кількість оливи, що дорівнює сумі об'ємів западин обох шестерень. Вважають, що об'єм западин і зубів висотою $h = 2m$ рівні між собою (m — модуль зачеплення).

В цьому разі робочий об'єм шестерень дорівнює об'єму кільця товщиною $h = 2m$, шириною b (ширина шестерні) і діаметром D_0 початкового кола шестерні

$$V_p = 2\pi D_0 m b.$$

Оскільки $D_0 = mz$, де z — кількість зубів шестерні, то

$$V_p = 2\pi m^2 z b. \quad (5.1)$$

Одиниця вимірювання робочого об'єму в системі СІ — м^3 . Ряди номінальних робочих об'ємів регламентовані.

Номінальний тиск $P_{\text{ном}}$ насоса на виході — це найбільший тиск, при якому насос має працювати протягом встановленого терміну із збереженням параметрів в межах встановлених норм. Ряди номінальних тисків регламентовані.

Одиниця тиску, прийняті в системі СІ — Паскаль (Па). Це тиск, що спричинюється силою 1 Ньютон на поверхню 1 м^2 . Отже, $1 \text{ Па} = \text{Н}/\text{м}^2$. Як одиницю тиску використовують також і Мега Паскаль ($1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10 \text{ кгс}/\text{см}^2$).

також від величини міжзубового простору. Чим більший об'єм робочих камер, тим більша подача насоса. Проте збільшення об'єму робочих камер за рахунок збільшення кількості зубів шестерень небажане, оскільки в цьому разі збільшуються габарити насоса. Віддають перевагу високому модулю зачеплення при меншій кількості зубів. Це видно із рис. 5.6, на якому показано порів-

Перепад тисків ΔP в напірній P_H і всмоктувальній P_B порожнинах насоса ($\Delta P = P_H - P_B$) створює радіальні сили, що діють на шестерні.

Для практичного розрахунку результуючу радіальну силу, що діє на шестерню, можна визначати за формулою

$$F = (0,7 \dots 0,8) b D_3 \Delta P, \quad (5.2)$$

де b — ширина шестерні, D_3 — зовнішній діаметр шестерні.

$$D_3 = D_0 + 2m.$$

Номинальна частота обертання $n_{ном}$ насоса — це найбільша частота обертання, при якій насос працює протягом встановленого терміну із збереженням параметрів в межах встановлених норм. Ряди номінальних частот регламентовані.

Одиниця частоти обертання — c^{-1} (об/с (або xv^{-1} (об/хв)).

Об'ємна подача насоса — це відношення об'єму рідини, що подається, до часу. Об'ємну подачу Q , m^3/c , визначають за залежністю

$$Q = V_p n, \quad (5.3)$$

де V_p — робочий об'єм, m^3 ; n — частота обертання, c^{-1} .

Характеристикою насоса називають залежність подачі насоса від тиску нагнітання при постійній частоті обертання вала (рис. 5.7). Подача насоса при збільшенні тиску нагнітання зменшується. Це пояснюється збільшенням втрат рідини Q_B через просочування її крізь зазори. Характеристикою насоса є також залежність *подачі* насоса від частоти обертання при постійному тиску нагнітання.

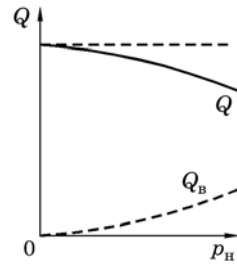


Рис. 5.7. Характеристика насоса

Нерівномірність подачі насоса оцінюють коефіцієнтом пульсації, який характеризує відношення зміни миттєвої подачі насоса до середнього значення подачі

$$K_{II} = \frac{Q_{M \max} - Q_{M \min}}{Q_{M \text{сеп}}}, \quad (5.4)$$

де $Q_{M \max}$, $Q_{M \min}$ — відповідно максимальне і мінімальне значення миттєвої подачі насоса; $Q_{M \text{сеп}} = (Q_{M \max} + Q_{M \min})/2$ — середнє значення подачі.

Пульсуючий характер подачі спричинює пульсацію тиску, а тим самим і вібрацію елементів гідроприводу, що може призвести до їх

руйнування. В насосах типу НШ-46У нерівномірність подачі становить 20 – 25 %. Теоретично рівномірну подачу мають тільки гвинтові насоси.

Коефіцієнт подачі K_Q визначають як відношення фактичної подачі насоса $Q_{\text{ф}}$ до його ідеальної, що визначається як сума фактичної подачі і сумарних об'ємних втрат $Q_{\text{в}}$, тобто

$$K_Q = \frac{Q_{\text{ф}}}{Q_{\text{ф}} + Q_{\text{в}}}. \quad (5.5)$$

При проведенні прийнятно-здавальних випробувань насоса визначають зниження подачі насоса при номінальному тиску в напірній лінії $Q_{\text{н}}$ до подачі насоса Q_0 при номінальному тиску у напірній лінії (холостий хід). Відношення цих подач називають об'ємним коефіцієнтом корисної дії (ККД)

$$\eta_V = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_0}. \quad (5.6)$$

Оскільки Q_0 незначно відрізняється від теоретичної подачі, то $\eta_V \approx K_Q$.

Корисна потужність насоса $N_{\text{к}}$, Вт, це потужність, що надається насосом робочій рідині

$$N_{\text{к}} = PQ, \quad (5.7)$$

де P — тиск, Па; Q — подача насоса, м³/с.

Потужність насоса N — потужність, що споживається насосом

$$N = \frac{N_{\text{к}}}{\eta}, \quad (5.8)$$

де η — повний (загальний) ККД насоса.

Загальний ККД насоса показує, яку частку становить корисна потужність від потужності насоса, тобто

$$\eta = \frac{N_{\text{к}}}{N}, \text{ або } \eta = \eta_V \eta_M, \quad (5.9)$$

де η_M — механічний ККД.

Механічний ККД насоса зумовлюється механічними втратами енергії на подолання тертя елементів насоса, що рухаються, тертя цих елементів по рідині, тертя рідин по стінках каналів і місцевих опорів, внутрішнього тертя частинок між собою.

Для шестеренних насосів $\eta_V = 0,92\dots 0,94$, а $\eta = 0,80\dots 0,85$.

Приклад 5.1. Шестеренний насос має номінальний тиск $P_n = 10$ МПа при частоті обертання $n = 1400$ хв⁻¹. Визначити потужність, якщо ширина шестерні $b = 30$ мм, діаметр початкового кола шестерні $D_0 = 60$ мм, число зубців $z = 8$, об'ємний ККД $\eta_V = 0,92$, загальний ККД насоса $\eta = 0,80$.

Розв'язок. Модуль зачеплення

$$m = \frac{D_0}{z} = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ мм.}$$

Робочий об'єм

$$V_p = 2\pi D_0 m b = 2 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 3 = 84,8 \text{ см}^3.$$

Подача насоса

$$Q = \frac{V_p n \eta_V}{60} = \frac{84,8 \cdot 1400 \cdot 0,92 \cdot 10^{-6}}{60} = 1,82 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Корисна потужність насоса

$$N_k = P_n Q = 10 \cdot 10^6 \cdot 1,82 \cdot 10^{-3} = 18,2 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 18,2 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса

$$N = \frac{N_k}{\eta} = \frac{18,2}{0,80} = 22,75 \text{ кВт.}$$

Приклад 5.2. Визначити тиск шестеренного насоса, потужність якого $N = 3,3$ кВт при частоті обертання 1500 хв⁻¹, якщо його робочий об'єм $V_p = 12$ см³, об'ємний ККД $\eta_V = 0,94$, загальний ККД $\eta = 0,82$.

Розв'язок. Подача насоса

$$Q = \frac{V_p n}{60} \eta_V = \frac{12 \cdot 1500}{60} \cdot 0,94 = 282 \text{ см}^3/\text{с.}$$

Тиск насоса

$$P = \frac{N}{Q \eta} = \frac{3,3 \cdot 10^3}{282 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,82 = 9,59 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9,59 \text{ МПа.}$$

Приклад 5.3. Визначити основні параметри шестеренного насоса, який має подачу $Q = 30$ л/хв; номінальний тиск $P = 20$ МПа; частоту обертання $n = 1000$ об/хв; кількість зубців $z = 10$; об'ємний ККД $\eta_V = 0,94$; механічний ККД $\eta_M = 0,95$.

Розв'язок. Теоретична подача

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{30}{0,94} = 31,9 \text{ л/хв.}$$

Робочий об'єм насоса

$$V_p = \frac{Q_T}{n} = \frac{31,9 \cdot 10^3}{1000} = 31,9 \text{ см}^3.$$

Приймаємо $V_p = 32$ см³.

Прийнявши ширину шестерні $b = 4m$, визначимо модуль зачеплення

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_p}{2\pi \cdot z \cdot 4}} = \sqrt[3]{\frac{32}{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 4}} = 0,503 \text{ см.}$$

Приймаємо $m = 5 \text{ мм}$.

Діаметр початкового кола шестерні $D_0 = mz = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$.

Ширина шестерні

$$b = \frac{V_p}{\pi D_0 2m} = \frac{32}{3,14 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 0,5} = 2,02 \text{ см.}$$

Корисна потужність насоса

$$N_{\kappa} = PQ = \frac{20 \cdot 30}{60} = 10 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса

$$N = \frac{N_{\kappa}}{\eta_V \eta_M} = \frac{10}{0,94 \cdot 0,95} = 11,2 \text{ кВт.}$$

Шестеренні насоси типу НШЕ застосовують у гідроприводах рульових керувань косарки-плющилки КПС-5Г, коренезбиральної машини КС-6Б, кормозбирального комбайна КСК-100 та ін.

Будову насоса НШ-10Е показано на рис. 5.8. Корпус 1 і кришка 10 насоса виготовлені з алюмінієвого сплаву. В корпусі є два колодязі. По твірній колодязів у місці їх перетину знаходиться лиска на всю глибину колодязів: широка u (17 мм) з боку нагнітання, і вузька v (10 мм) — з боку всмоктування. На дні колодязів знаходиться кільцевий канал, а з боку всмоктування — канал для відведення оливи, що просочилась через ущільнення, у всмоктувальну лінію. В корпусі є також два отвори діаметром 14 мм (всмоктувальний і напірний) та кільцева проточка i під ущільнювальне кільце 5 кругового перерізу.

Ведуча шестерня 6 має шліцьовий кінець вала, на якому знаходиться кругова канавка e , де розміщено стопорне кільце.

Шестерні насоса виготовлені з легованої сталі разом із цапфами і мають 10 зубів.

Підшипники 2, що мають форму вісімки, є опорами цапф шестерень, а також служать для ущільнення торцевих зазорів з боку, протилежного до торців шестерень. На них виконано фігурні канавки g 6 мм заввишки під манжету; на площині, що прилягає до торців шестерень, зроблено косі канавки $ж$ 1,5 мм завширшки для відведення оливи, що просочилась крізь торцеві зазори між шестернями і підшипниками в зону всмоктування, а також прямі вузькі канавки e 7 мм завдовжки і 0,5 мм завглибшки для розвантаження запертого об'єму між зубами шестерень.

В отворах під цапфи шестерень з боку нагнітання є дві напівкруглі спіральні канавки d , призначені для мащення цапф і їх охолодження.

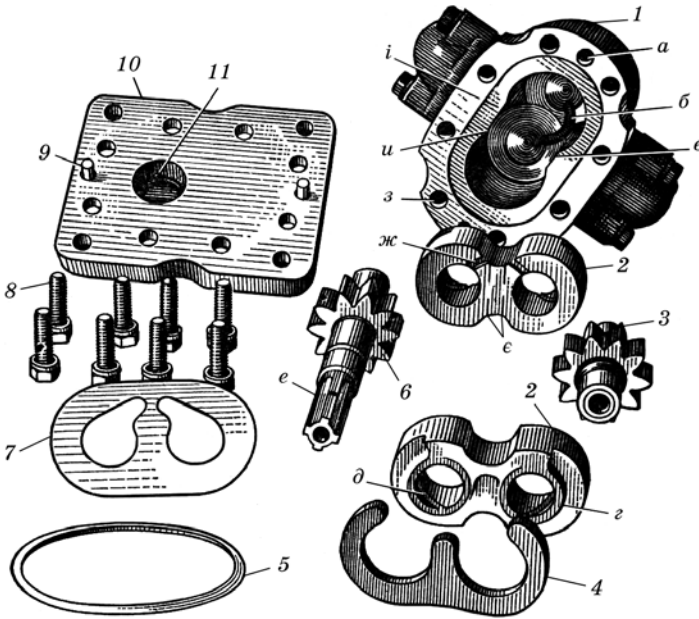


Рис. 5.8. Шестеренний насос НШ-10Е:

1 — корпус; 2 — опорні втулки-підшипники; 3 — ведена шестерня; 4 — фігурна манжета; 5 — ущільнювальне кільце; 6 — ведуча шестерня; 7 — пластина; 8 — гвинт; 9 — штифт-фіксатор кришки; 10 — кришки; 11 — каркасний сальник; а — отвір під штифт-фіксатор; б — канал, що сполучає колодазі корпусу; в — вузька лиска; г — канавка для фігурної манжети; д — спіральні канавки для мащення підшипників; е — канавка для стопорного кільця; е — розвантажувальні канавки; ж — косі канавки для відведення рідини, що просочилась; з — різбовий отвір; и — широка лиска; i — розточка під ущільнювальне кільце

З метою компенсації зношення і зменшення втрат робочої рідини через зазори між торцями шестерень і підшипниками 2 передбачено автоматичне притискання підшипників до торців шестерень тиском робочої рідини, що підводиться із зони нагнітання під фігурну манжету 4.

Для надійної роботи між кришкою і переднім підшипником з манжетою встановлено овальну пластину 7 з фігурними вирізами всередині.

В зовнішню розточку кришки запресовано два каркасних сальники 11, що зафіксовані пружинним кільцем.

Зібраний насос нереверсний.

Насоси типу НШ-32У застосовують в основних гідроприводах коренезбиральної машини КС-6Б, томатозбирального комбайна

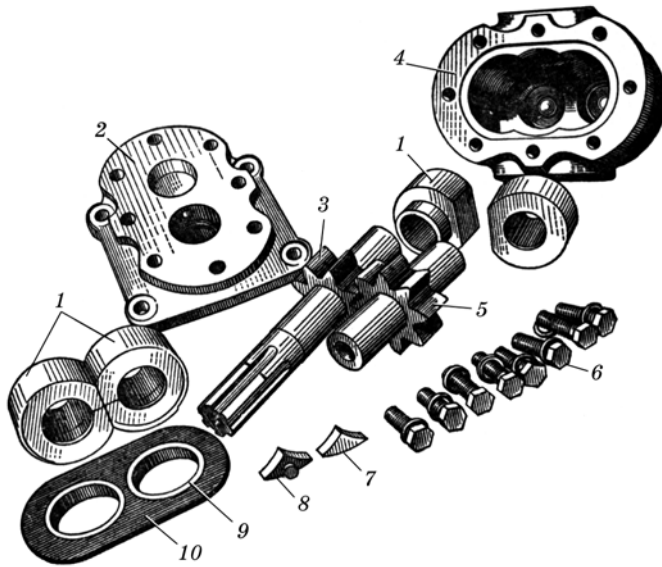


Рис. 5.9. Шестеренний насос НШ-32У:

1 — опорні втулки; 2 — кришка; 3 і 5 — ведуча і ведена шестерні; 4 — корпус насоса; 6 — болти; 7 — алюмінієвий клиновий вкладиш; 8 — гумове ущільнення; 9 — металеві шайби; 10 — ущільнювальна манжета

СКТ-2 та ін., а типу НШ-46У — кормозбирального комбайна КСК-100.

Шестеренний насоси типу НШ-32У показано на рис. 5.9. Для вирівнювання тиску на підшипники (опорні втулки) на торцях опорних втулок, що прилягають до торців шестерень, зроблено дугоподібні розвантажувальні фаски 2×2 мм.

Олива із запертого об'єму відводиться через канавки ($0,4 \times 0,6$ мм) на торцях опорних втулок.

Щоб запобігти протіканню оливи у всмоктувальну порожнину насоса з боку всмоктування, в проточку вставляють клинове гумове ущільнення 8 і клиновий алюмінієвий вкладиш 7.

Олива, що протікає крізь зазор між передніми втулками і цапфами шестерень, надходить у всмоктувальну порожнину через отвір у кришці і далі через осьовий отвір веденої шестерні в канал, який з'єднує кільцеву виточку колодязів на дні корпусу.

Автоматична компенсація торцевих зазорів здійснюється завдяки оливі, що підводиться з порожнини нагнітання під манжету 10. Притискне зусилля до торців шестерень незначно перевищує відтискне за рахунок більшої площі дії, тому між поверхніми тертя зберігається оливна плівка.

Насоси НШУ допускають як праве, так і ліве обертання. На заводі їх збирають тільки для правого або тільки для лівого обертання.

Щоб переобладнати насос з лівого обертання на праве або навпаки, достатньо шестерні разом з опорними втулками розвернути на 180° відносно корпусу, за умови що розміри втулок відповідають розмірам розточок у корпусі.

Шестеренні насоси типу НШК (К — круглий) — насоси принципово нової конструкції. Випускають насоси НШ-32, НШ-50, НШ-67, НШ-100, НШ-160 та НШ-250 та ін. Вони більш ефективні порівняно з насосами НШУ відносно вирівнювання тиску оливи і об'ємного ККД.

Будову шестеренного насоса типу НШК зображено на рис. 5.10.

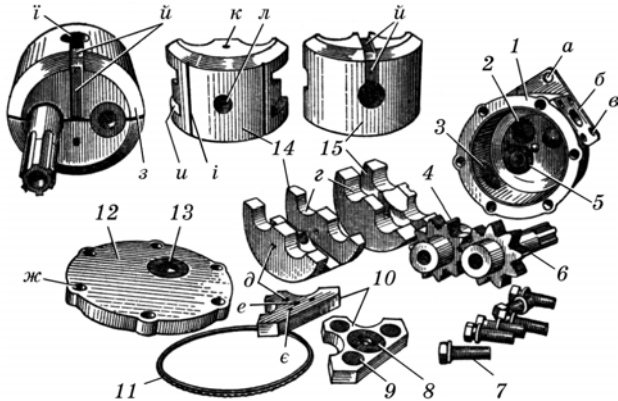
Корпус насоса відлитий з алюмінієвого сплаву. В середині нього знаходиться циліндричний колодезь, в якому розміщено коливальний вузол. У дні корпусу є отвір для привідного вала. Із зовнішнього боку у цей отвір запресовано манжету для ущільнення ведучого вала, а з внутрішнього — центрувальну сталеву втулку, що виступає всередині корпусу на 4 мм і перешкоджає прокручуванню коливального вузла (шестерень з обоймами і платиками-замикачами) в процесі роботи і при складанні насоса.

На дні корпусу 1 (всередині) зроблено гніздо для манжети 5, а також конічні заглиблення, що створюють камери осьового притискання. Олива під тиском надходить у камери осьового притискання із зони високого тиску через отвори d .

Всмоктувальний і напірний отвори корпусу мають однаковий діаметр. Всередині корпусу у розточку напірного отвору вмонтовано манжету радіального притискання 3. Поверх манжети накладається металева опорна пластина для перекриття зазору між корпусом 1 і притискнутою обоймою 14. При зношенні опорних поверхонь радіального зазору між ущільнювальною поверхнею і зубами шестерні компенсується за допомогою притискнутої обойми.

Рис. 5.10. Шестеренний круглий насос НШК:

1 — корпус; 2 — центрувальна втулка; 3 — манжета радіального притискання; 4 і 6 — ведуча і ведена шестерні; 5, 8, 9 і 13 — манжети; 7 — болти; 10 — платики-замикачі; 11 — ущільнювальне кільце кришки насоса; 12 — кришка насоса; 14 — притискувальна (рухома) обойма; 15 — підшипникова обойма; a — отвори для кріплення насоса; b — площа для приєднання арматури; v — отвір для кріплення кутника; z — виточки під цапфи шестерні; d, e, k — отвори; e — косі отвори; $ж$ — отвори під болти; $з$ — фаска широка; u — пази під платики-замикачі; i — трикутні пази; \bar{i} — всмоктувальний отвір; \bar{u} — канавка для відведення оливи; k — канавки для відведення робочої рідини; $л$ — напірний отвір



Ведуча 6 і ведена 4 шестерні з цапфами виготовлені з легованої сталі. На шліцьовому валу знаходиться кільцева канавка для стопорного кільця, в яке упирається з'єднувальна муфта.

Цапфи шестерень насоса обертаються в підшипниковій 15 і притискній 14 обоймах. Зовні, на торці обойми, який повернутий до дна корпусу, знаходиться широка фаска 3, на протилежному — вузька.

Підшипникова обойма виготовлена з алюмінієвого сплаву АМО-7-3, її зовнішнім діаметр 0,03 – 0,05 мм більший за діаметр циліндричної розточки корпусу, що забезпечує жорстку опору та стабілізацію міжцентрової відстані розточок під опори шестерень.

У підшипниковій обоймі 15 з внутрішнього боку зроблено напівкруглі виточки: меншого діаметра z — під цапфи шестерень, більшого — під шестерні, а в центрі обойми — проточка під торці платики-замикачі 10. У середній частині по довжині підшипникової обойми перпендикулярно осі насоса розміщено всмоктувальний (вхідний) отвір i .

На торці з широкою фаскою і по твірній до всмоктувального отвору підшипникової обойми виконано канавку y прямокутного перерізу для відведення оливи, що протікає з під сальникової порожнини вала ведучої шестерні у всмоктувальну порожнину насоса.

Притискна (рухома) обойма 14 також має напівкруглі виточки z під цапфи і виточки під шестерні. Тут знаходяться два паралельних пази u для розміщення торцевих платиків-замикачів 10. Отвір k , що просвердлено у торці обойми, призначений для підведення оливи до манжет 5 і 13, розміщених у дні корпусу і кришки. Посередині обойми є отвір l для нагнітання оливи. Його розмір менший за розмір впускного отвору. Із зовнішнього боку уздовж твірних розміщено два трикутні пази i для відведення оливи у разі, коли манжета радіального притискання 3 буде пошкоджена.

Зовнішній діаметр притискної обойми на 0,2 – 0,3 мм менший за розточку в корпусі насоса. Це дає можливість здійснювати компенсацію радіальних зазорів між поверхнею обойми і зубами шестерень завдяки радіальному притисканню тиском оливи між манжетою 3 і опорною пластиною.

Торці шестерень ущільнюються двома платиками-замикачами 10, що притискаються оливою, яка знаходиться в камерах тиску манжет 8 і 9. Пластики виготовлені з бронзи ОДС-5-5. Два кільцевих вирізи в платиках на 0,05 – 0,08 мм більші за діаметр цапф шестерень.

З одного боку платика знаходяться чотири циліндричних розточки, в які вмонтовані гумові манжети (три суцільні і одна велика з отвором у центрі). На протилежному боці платика знаходяться три похилих і один перпендикулярний отвори для підведення оливи під ці манжети, щоб притискати пластики до торців шестерні. Осьове притискання здійснюється оливою, що надходить з напірної камери

по похилому і осьовому отворах платиків. Центральна мала розточка (виконана над похилим отвором) призначена для розвантаження запертого об'єму оливи.

Пластики розміщені у притискній обоймі так, щоб манжети знаходились зовні відносно торців шестерень.

У кришці насоса 12, що виготовлена з алюмінієвого сплаву, є заглиблення, в якому розміщено манжету 13 з металевим кільцем.

Круглий насос нереверсивний, може бути або правого, або лівого обертання. Він відрізняється від інших тим, що замість втулок у корпусі розміщено дві обойми і зона високого тиску має значно менший об'єм.

Всі шестеренні насоси оборотні, тобто вони можуть працювати в режимі гідромотора.

Технічні характеристики насосів типу НШЕ, НШУ, НШК наведено у дод. 16.

Акціонерне товариство «Гідросила» м. Кіровоград (Україна) випускає модернізовані шестеренні насоси уніфікованого ряду малих і середніх типорозмірів, двосекційні та з клапанами обмеження витрати рідини.

До насосів малих типорозмірів належать: НШ-4-3(4), НШ-6-3(4), НШ-8-3(4), НШ-10-3(4), НШ-11-3(4), НШ-12-3(4), НШ-14-3(4), НШ-15-3(4), НШ-16-3(4) і НШ-20-3(4).

Технічні характеристики окремих насосів з цього типорозміру наведено у табл. 5.1.

5.1. Технічні характеристики шестеренних насосів малих типорозмірів

Показник	НШ-4-3(4)	НШ-8-3(4)	НШ-11-3(4)	НШ-14-3(4)	НШ-16-3(4)	НШ-20-3(4)
Робочий об'єм, см ³	4,0	8,0	11,2	14,0	16,0	20,0
Частота обертання, с ⁻¹						
номінальна	50	40	40	40	40	40
максимальна	70	60	60	60	60	60
мінімальна	8,33	8,33	8,33	8,33	8,33	8,33
Номінальна подача, л/хв	10,8	17,7	25,0	31,9	36,5	45,6
Тиск на виході, МПа						
номінальний	16(20)	16(20)	16(20)	16(20)	16(20)	16(20)
максимальний	21(25)	21(25)	21(25)	21(25)	21(25)	21(25)
ККД						
об'ємний	0,90	0,92	0,95	0,95	0,95	0,95
загальний	0,8	0,83	0,83	0,84	0,85	0,85
Номінальна потужність, кВт	3,5(4,4)	5,6(7,0)	7,9(9,8)	9,9(12,4)	11,2(14,0)	14,0(17,5)
Маса, кг	2,5(2,7)	2,7(3,0)	2,8(3,1)	2,9(3,2)	2,9(3,2)	3,1(3,4)

Насоси середніх типорозмірів: НШ-25М-4, НШ-32М-4, НШ-40М-4, НШ-50М-4, НШ-63М-3 та НШ-71М-3(4), НШ-80М-3(4).

Технічні характеристики насосів середніх типорозмірів та насосів НШ-100М-3(4) і НШ-125М-3 наведено у табл. 5.2 і 5.3.

Насоси малих і середніх типорозмірів виконані за тією самою схемою, що й насоси типу НШЕ, НШУ, НШК.

5.2. Технічні характеристики шестеренних насосів середніх типорозмірів

Показник	НШ-20М-4	НШ-25М-4	НШ-32М-4	НШ-40М-4	НШ-50М-4	НШ-63М-3
Робочий об'єм, см ³	20	25	32	40	50	63
Частота обертання, с ⁻¹						
номінальна	40	40	40	40	40	40
максимальна	60	60	50	50	50	50
мінімальна	8,33	8,33	8,33	8,33	8,33	8,33
Подача номінальна, л/хв	45,6	57,6	74,5	93,1	116,4	126,7
Тиск на виході, МПа						
номінальний	20	20	20	20	20	16
максимальний	25	25	25	25	25	21
ККД						
об'ємний	0,95	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97
загальний	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85
Потужність номінальна, кВт	17,7	22,4	28,6	38,8	44,8	45,1
Маса, кг	3,5	3,6	3,7	3,9	4,1	10

5.3. Технічні характеристики шестеренних насосів середніх типорозмірів

Показник	НШ-71М-3(4)	НШ-80М-3(4)	НШ-100М-3(4)	НШ-125М-3
Робочий об'єм, см ³	71	80	100	125
Частота обертання, с ⁻¹				
номінальна	32	32	32	32
максимальна	40	40	40	40
мінімальна	8,33	8,33	8,33	8,33
Подача номінальна, л/хв	132,2	160,5	188,2	235,2
Тиск на виході, МПа				
номінальний	16 (20)	16 (20)	16 (20)	16(20)
максимальний	21 (25)	21 (25)	21 (25)	21(25)
ККД				
об'ємний	0,97	0,98	0,98	0,98
загальний	0,86	0,87	0,87	0,85
Номінальна потужність, кВт	40,2 (50,2)	45,2 (56,5)	56,6 (70,7)	70,7
Маса, кг	10,2	10,4	11,0	11,7

Двосекційні шестеренні насоси призначені для одночасного нагнітання робочої рідини двома самостійними потоками в гідроприводах (наприклад, гідропривід навісної системи трактора і гідропривід рульового керування).

Будь-який двосекційний насос складається із двох самостійних насосів, робочий комплект яких розміщено в окремих корпусах, сполучених між собою, і привід їх здійснюється від одного вала, проте мають самостійні всмоктувальні і напірні трубопроводи. Зібраний насос неререверсивний. Будову насоса показано на рис. 5.11.

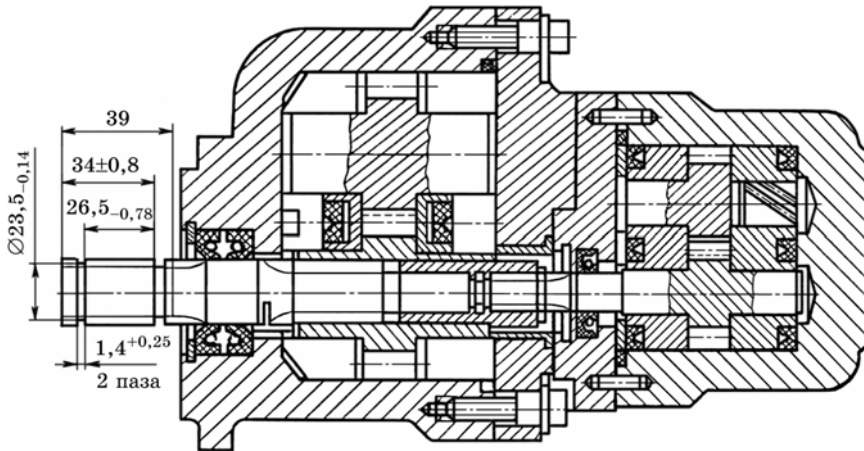


Рис. 5.11. Двосекційний шестеренний насос НШ-32-10-2
(поздовжній розріз)

Переваги двосекційних насосів: для обертання вала насосів потрібно лише один привід; менші габарити, маса двосекційного насоса приблизно на 13 % менша маси двох односекційних насосів; більш просте і зручне обслуговування; компактна конструкція.

Недоліки: два паралельних гідроприводи на тракторі чи сільськогосподарській машині працюють в різних режимах, отже, зношення двох секцій неоднакове; при виході із ладу однієї секції часто доводиться замінювати або ремонтувати й іншу; у двосекційних насосах важко визначити, яка із секцій несправна, наприклад з'явився шум і піна, — бак один, а робочу рідину використовують обидві секції.

Проте двосекційні та трисекційні насоси знаходять своє застосування. У гідроприводі сучасного вітчизняного зернозбирального комбайна «Лан» використано трисекційний насос.

Технічні характеристики двосекційних насосів наведено у дод. 17, а модернізованих — у табл. 5.4.

5.4. Технічні характеристики шестеренних двосекційних насосів

Показник	НШ-32-М10-4	НШ-32-32М-4	НШ-50М-10-4
Робочий об'єм, см ³	32; 10	32; 32	50; 10
Частота обертання, с ⁻¹			
номінальна	40	40	40
максимальна	50	50	50
мінімальна	8,33	8,33	8,33
Номінальна подача, л/хв	74,5; 2,6	74,5; 4,5	116,4; 2,6
Тиск на виході, МПа			
номінальний	20	20	20
максимальний	25	25	25
ККД			
об'ємний	0,97; 0,94	0,97; 0,97	0,97; 0,94
загальний	0,88; 0,83	0,85; 0,85	0,85; 0,83
Номінальна потужність, кВт	37,7	57,8	53,9
Маса, кг	7,0	9,8	7,5

Шестеренні насоси з клапаном обмеження витрат рідини (табл. 5.5) призначені для нагнітання робочої рідини з постійною витратою в гідравлічну систему гідропідсилювачів рульових керувань автомобілів, навантажувачів та інших мобільних машин.

5.5. Технічні характеристики шестеренних насосів з клапаном обмеження витрати

Показник	НШК-6	НШК-10	НШК-16	НШК-20	НШК-20У	НШК-32У
Робочий об'єм, см ³	6	10	16	20	20	32
Частота обертання, с ⁻¹						
номінальна	32	32	32	32	25	25
максимальна	50	50	50	50	30	30
мінімальна	10	10	10	10	11	11
Номінальна подача, л/хв	6,3	10	16	20	20	32
Тиск на виході, МПа						
номінальний	8(12,5)	8(12,5)	8(12,5)	8(12,5)	8(12,5)	8(12,5)
при відкритті клапана	9 (15)	9 (15)	9 (15)	9 (15)	9 (15)	9(15)
Максимальна потужність, кВт	2,4 (3,8)	3,9 (6,0)	6,3 (6,8)	6,8 (12,3)	6,2 (9,6)	9,6 (15,5)
Маса, кг	3,60	3,90	4,35	4,65	6,40	6,50

Корпуси зазначених насосів виготовляють із алюмінієвих сплавів, а шестерні — зі сталі 20Х (18ХГТ, 12ХНЗА і ін.) з цементацією на глибину 0,5 – 0,9 мм і гартуванням до твердості HRC 56...62. Підшипникові блоки (втулки) виготовляють зі сплаву АМКО8-1-3 або вставки із металофторопласту.

Заводи-виготівники гарантують 80%-й ресурс насоса, тобто із кожної сотні виготовлених насосів 80 працюватимуть безвідмовно до

першого капітального ремонту. 80%-й ресурс роботи насосів типу НШЕ і НШУ становить 5000, насосів типу НШК — 6000 мотогодин роботи сільськогосподарської машини за умови дотримання правил експлуатації та технічного обслуговування.

Шестеренні насоси типу НМШ призначені для створення і підтримання циркуляції робочої рідини в гідравлічних системах трансмісій тракторів для вмикання і вимикання передач та вала відбору потужності. Насоси цього типу постійно включені в роботу.

Марку насоса розшифровують так: Н — насос; М — малого тиску, Ш — шестеренний. Цифри вказують робочий об'єм насоса в см³.

Особливість насосів НМШ в тому, що вони мають привалкову площину, через яку виведено хвостовик ведучого вала насоса. В цій площині розміщені всмоктувальні і нагнітальні отвори. Такі насоси автономно не застосовують. Їх, як правило, монтують на коробках передач.

Застосовують насоси марок НМШ-25, НМШ-25-Р, НМШ-50, НМШ-80-1, НМШ-125 і насоси для гідросистеми коробки передач трактора типу К-701. Технічні характеристики окремих насосів наведено в табл. 5.6.

5.6. Технічні характеристики шестеренних насосів трансмісій тракторів

Показник	НМШ-25	НМШ-25Р	НМШ-50	НМШ-80-1	НМШ-125	Насос КП К-701
Робочий об'єм, см ³	25	25	25/25	80	63/63	28
Кількість секцій	1	1	2	1	2	1
Частота обертання номінальна, об/хв	1500	1200	1500	2400	1500	1700
Тиск на виході номінальний, МПа	1,6	0,25	1,6	1,0	1,6	0,8...1,0
Номінальна подача, л/хв	31,9	25,5	31,9/31,9	163	81,5/81,5	48
Потужність, кВт	1,25	1,2	2,5	4,7	5,6	0,92
ККД						
об'ємний	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
загальний	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Напрямок обертання	Праве або ліве	Реверсивний	Праве або ліве	Ліве	Праве або ліве	—
Марка трактора	T-150К	T-230 T-330	T-150	T-220 T-330 T-500	T-220 T-330 T-500	К-701
Ресурс, мотогодини	6000	3000	6000	3000	3000	3000
Маса, кг	5,26	9,6	6,12	8,3	8,8	—

Насос НМШ-25 має корпус 1 (рис. 5.12), в розточках якого розміщено ведучу 4 і ведену 5 шестерні. Корпус з обох боків закрито нижньою 2 і верхньою 3 кришками. Точність збирання насоса забезпечується фіксувальними штифтами 7.

Підшипниками ведучої шестерні є втулки, запресовані у кришці, а підшипниками веденої шестерні — втулки 10, запресовані в шестерню. Ведена шестерня обертається на осі 6, яку утримує від осьових переміщень стопорне кільце 11.

Ведуча шестерня виготовлена заодно з цапфами, одна із яких довша і закінчується хвостовиком з різьбовим отвором М8.

Для установки насоса на коробку в кришці 2 насоса передбачено привалкову площину та бурт діаметром 32 мм, 5 мм завширшки. На привалковій площині є чотири наскрізних отвори діаметром 11 мм для кріплення насоса за допомогою шпильок і два отвори, один з яких всмоктувальний, а другий напірний.

Ведуча шестерня приводиться в дію через хвостовик, на якому закріплено привідну шестерню (трактор Т-150К) або з'єднувальну муфту.

Принцип дії насоса аналогічний принципу дії насосів типу НШЕ, НШУ, НШК.

Насос НМШ-250 призначений для нагнітання робочої рідини в гідравлічні системи трансмісій тракторів Т-220, Т-330, Т-500. Це реверсивний насос низького тиску. Його відмінність від НМШ-25 в тому, що в нижній кришці зроблено напірний і всмоктувальний канали, де розміщені два клапани. Завдяки їм робоча рідина постійно надходить в напірну гідролінію. Один клапан перепускає робочу рідину із зони нагнітання насоса в напірну гідролінію, а другий — перекидає надходження рідини із напірної лінії у всмоктувальну порожнину. При зміні напрямку обертання шестерень насоса функції клапанів відповідно змінюються.

Насоси НМШ-50 і НМШ-125 за конструкцією аналогічні насосу НМШ-25, їх відмінність в тому, що вони двосекційні.

5.1.2. Шестеренні гідромотори

Всі шестеренні насоси мають подвійне призначення — насоса і гідромотора. Гідромотором називають гідромашину, що перетворює енергію потоку рідини на механічну енергію обертального руху вихідного вала, кут обертання якого необмежений.

Випускають шестеренні гідромотори типу МНШ-32У і МНШ-46У, створені на базі насосів НШ-32У, НШ-46У, гідромотори ГМШ-32, ГМШ-50, ГМШ-67, ГМШ-100, створені на базі круглих насосів, а також гідромотори на базі нових насосів (див. табл. 5.2 і 5.3)

За принципом дії шестеренний гідромотор — це оборотний насос, в який під тиском подається робоча рідина.

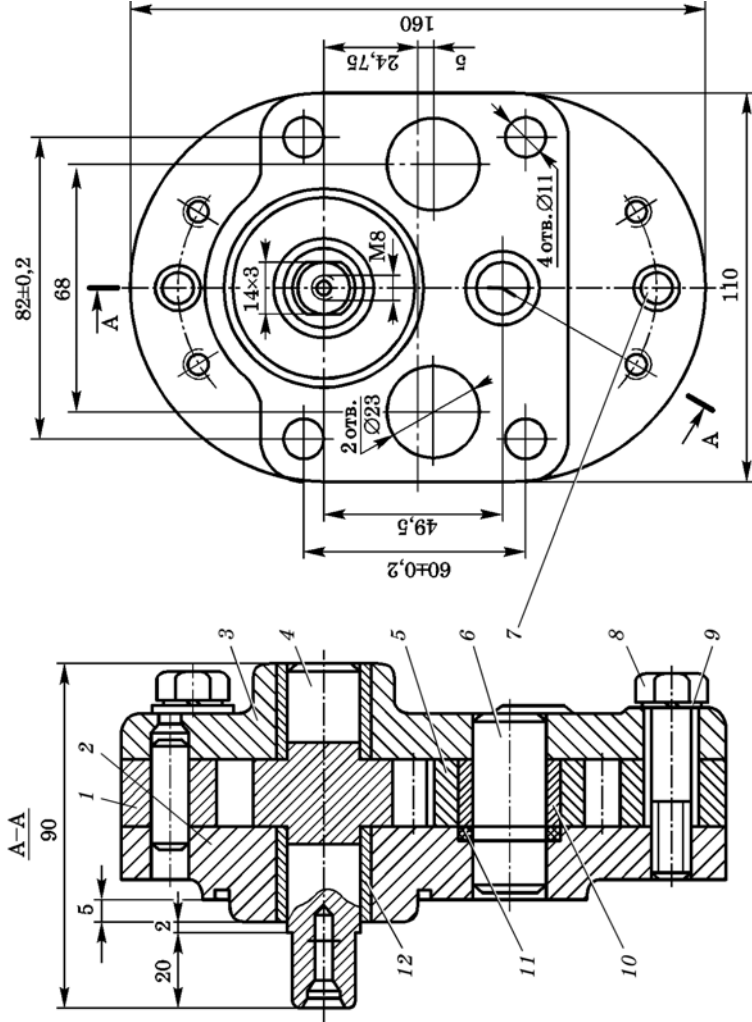


Рис. 5.12. Насос НМПШ-25:

1 — корпус насоса; 2 — нижня кришка; 3 — верхня кришка; 4 — ведуча шестерня; 5 — ведена шестерня; 6 — вісь веденої шестерні; 7 — штифт-фіксатор; 8 — болт; 9 — пружинна шайба; 10 — опорна втулка веденої шестерні; 11 — стопорне кільце; 12 — опорна втулка ведучої шестерні

Гідромотор типу МНШ відрізняється від насоса НШУ тільки тим, що в дні його корпусу просвердлено конічний різьбовий отвір для приєднання до нього дренажного трубопроводу, призначеного для відведення робочої рідини, що просочилася, в бак гідроприводу. Трубопровід має бути опущений нижче рівня робочої рідини в баці і тиск у дренажному трубопроводі не повинен перевищувати 0,05 МПа (0,5 кгс/см²).

Зібраний гідромотор типу МНШ реверсивний і оборотний. Він може працювати як насос правого або лівого обертання та як реверсивний гідромотор. Щоб переналагодити гідромотор у насос, треба

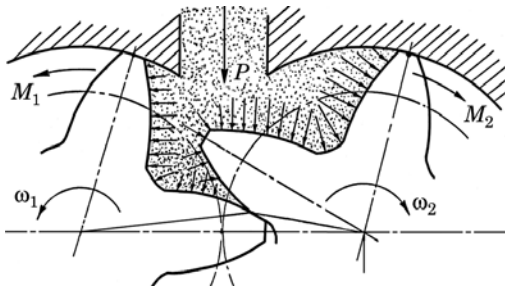


Рис. 5.13. Схема роботи шестеренного гідромотора

зняти кришку та з нагнітального блоку вийняти вкладиш і спеціальне ущільнення.

Будова гідромотора ГМШ така сама, як і круглих насосів.

Якщо насос необхідно використати в режимі гідромотора, то робочу рідину підводять з боку напірного отвору. В такому разі насос обертається в протилежному напрямку (рис. 5.13).

Характерною особливістю шестеренних гідромоторів є відсутність кавітації і низький момент зрушування, у зв'язку з чим робочий орган вмикають після розгону гідромотора вхолосту. Мінімальна частота обертання обмежена тільки механічними умовами і становить 500 об/хв.

Загальну будову гідромотору типу ГМШ-50 показано на рис. 5.14, а технічні характеристики шестеренних гідромоторів наведено в дод. 17.

Модернізовані гідромотори. Вище було зазначено, що для всіх типів шестеренних гідромоторів характерний утруднений запуск під навантаженням. Це пов'язано із специфічним характером розподілу тиску рідини в радіальному і осьовому напрямках. Таке явище ще більше посилюється у зв'язку із зношенням поверхонь, що контактують (втулка — торець шестерні, втулка — цапфи вала). Останнє призводить до відмови при запуску гідромотора. Запуск такого гідромотора потребує додаткового поштовху виконавчому органу. Тому ще роботоздатні гідромотори часто відправляють на ремонт.

Для поліпшення пускових характеристик запропоновано пристрій, який успішно випробуваний на гідромоторі МНШ-46У (рис.

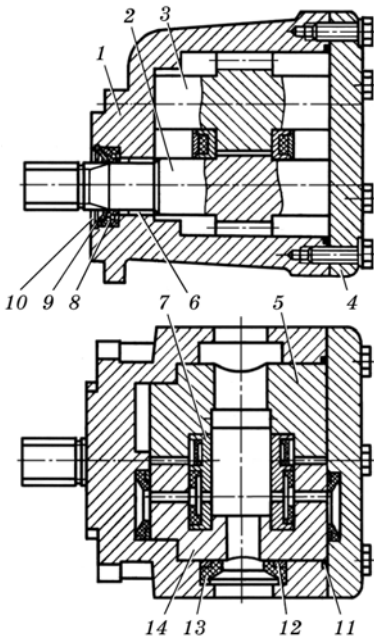


Рис. 5.14. Гідромотор типу ГМШ-50:

1 — корпус; 2 — шестерня з вихідним валом; 3 — ведена шестерня; 4 — кришка; 5 — підшипникова обойма; 6 — центруюча втулка; 7 — платик; 8 — манжета; 9 — опорне кільце; 10 — стопорне кільце; 11 — ущільнювальне кільце; 12 — опорна пластина; 13 — манжета радіального ущільнення; 14 — підтискна обойма

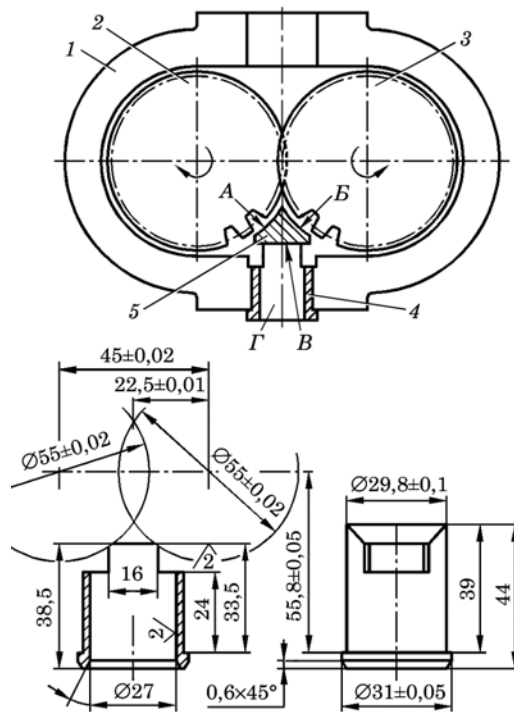


Рис. 5.15. Шестеренний гідромотор з пристроєм для поліпшення його запуску:

a — схема гідромотора; *b* — креслення пристрою для гідромотора МНШ-46У; 1 — корпус; 2 і 3 — шестерні; 4 — втулка; 5 — ущільнювальний конус; А, В, В — робочі поверхні пристрою, Г — вхідний отвір

5.15). У момент запуску потік рідини спрямовується поверхнею В по дотичних до початкових кіл шестерень, завдяки чому ефективно використовується динамічна дія потоку рідини і додатково збільшується момент зрушування в 1,3 – 1,5 рази.

Другою модернізацією шестеренних гідромоторів, що поліпшує пускові характеристики і усуває задири на торцях втулок, є виконання зубів шестерень у вигляді зрізаного конуса. Внаслідок з'являється кільцевий зазор *b* (рис. 5.16), який сприяє утворенню оливової плівки. Експериментальні дослідження роботи насосів

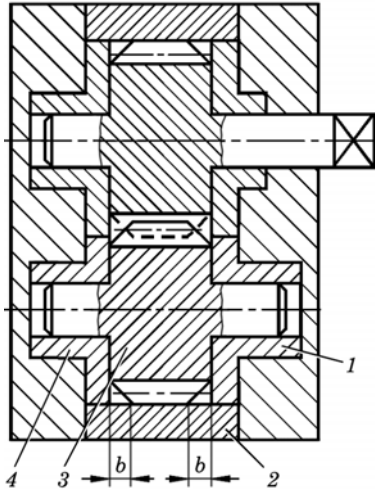


Рис. 5.16. Модернізований гідромотор типу НШУ:

1 і 4 — втулки; 2 — корпус; 3 — шестерня; b — кільцевий зазор

НШ-32У, НШ-46У, НШ-50 в режимі гідромоторів показали, що оптимальне значення зазору має бути в межах 0,04 – 0,08 мм.

В реверсивних гідроприводах доцільно використовувати модернізовані гідромотори типу МНШ.

Модернізований гідромотор має дві шестерні 2 (рис. 5.17) зовнішнього зачеплення, рухомі 1 і нерухомі 3 втулки, встановлені в корпусі 4. У втулках вифрезеровані кармани 5, що сполучені каналами 6 з порожниною підтискання А, від якої напірна і зливна порожнини гідромотора відокремлені зворотними клапанами 7 і 8.

Зворотний клапан складається із стрижня 12 з радіальними 11 і осьовими 10 отворами, а також кільця із оливостійкої гуми.

Працює гідромотор так. При подачі рідини у ліву порожнину вона надходить крізь зворотний клапан 7 у порожнину А. Зворотний клапан 8

в цей час буде закритий під дією тиску рідини в порожнині А. Внаслідок цього гідромотор герметизується і з'являється можливість отримати необхідний зрушувальний момент на валу гідромотора. Якщо рідину під тиском спрямувати у праву порожнину, відкривається зворотний клапан 8, а клапан 7 закривається. Обертання вала буде у зворотному напрямку.

Отже, серійні шестеренні гідромотори бажано застосовувати у гідроприводах, що мають порівняно високу частоту обертання (не менше 500 об/хв) і невелике навантаження при запуску. Більш високі пускові і навантажувальні моменти при менших частотах обертання можливі при використанні модернізованих гідромоторів.

Основні параметри шестеренних гідромоторів. Робочий V_p гідромотора визначають так само, як і робочий об'єм насоса. Щодо інших параметрів, то вони аналогічні насосам, але мають деякі відмінності.

Витрата гідромотора (дійсна)

$$Q = \frac{V_p n}{\eta_v}. \quad (5.10)$$

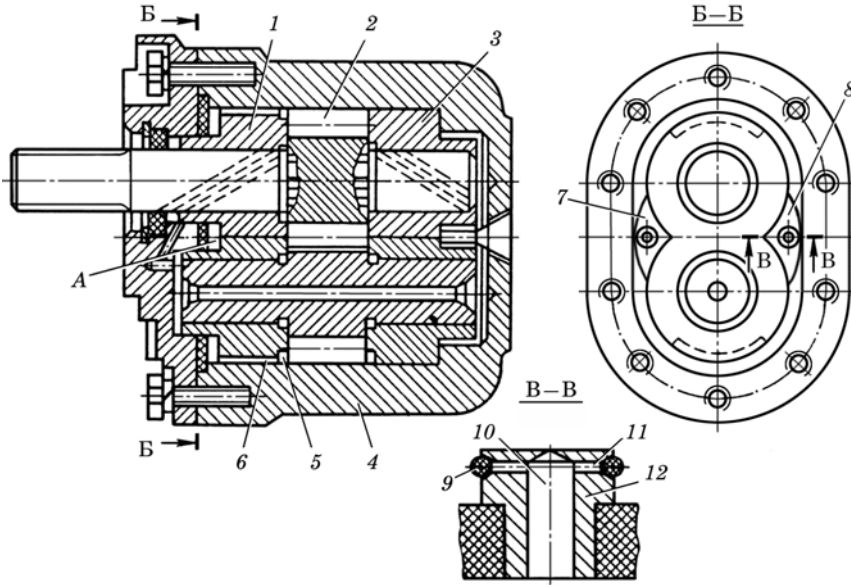


Рис. 5.17. Модернізований гідромотор типу МНШ:

1 — рухома втулка; 2 — шестерня; 3 — нерухома втулка; 4 — корпус; 5 — карман; 6 — канал; 7 і 8 — зворотні клапани; 9 — гумове кільце; 10 — осьовий канал; 11 — радіальний канал; 12 — стрижень; А — порожнина підтискання

Витрата гідромотора (теоретична)

$$Q_T = V_p n . \quad (5.11)$$

Потужність (кВт), що споживається гідромотором,

$$N = \frac{Q \Delta P}{61,2 \eta_{ГМ}} , \quad (5.12)$$

де Q , л/хв; $\Delta P = 0,9 P_{\text{ном}}$, МПа; $P_{\text{ном}}$ — номінальний тиск; $\eta_{ГМ}$ — гідромеханічний ККД гідромотора.

Потужність гідромотора (корисна)

$$N_K = N \eta , \quad (5.13)$$

де $\eta = \eta_v \eta_{ГМ}$ — загальний ККД гідромотора.

Крутний момент (Нм), що створює гідромотор (дійсний)

$$M = \frac{V_p \Delta P \eta_{ГМ}}{2\pi} , \quad (5.14)$$

де V_p , см³; ΔP , МПа.

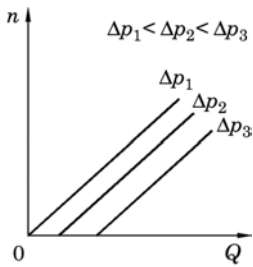


Рис. 5.18. Характеристика гідромотора

Характеристика гідромотора — це залежність частоти обертання вала від витрати при постійному перепаді тиску. На рис. 5.18 показано сімейство характеристик при різних перепадах тисків ΔP . Кожна характеристика — це практично пряма лінія. При $\Delta P = 0$ гідромотор працює в режимі холостого ходу (тиск на виході дорівнює нулю) і характеристика проходить через початок координат.

Приклад 5.4. Гідромотор має крутний момент $M = 100$ Нм при частоті обертання його вала $n = 2000$ об/хв. Визначити витрату, тиск і потужність потоку рідини на вході у гідромотор, якщо його робочий об'єм $V_p = 50$ см³, гідромеханічний ККД $\eta_{\text{ГМ}} = 0,96$, об'ємний ККД $\eta_V = 0,95$, а тиск рідини на злив $P_2 = 150$ кПа.

Розв'язок. Перепад тиску ΔP в гідромоторі знаходимо за залежністю (5.14)

$$\Delta P = \frac{2\pi M}{V_p \eta_{\text{ГМ}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 100}{50 \cdot 0,96} = 13,1 \text{ МПа.}$$

Тиск на вході в гідромотор визначимо за залежністю

$$P_1 = \Delta P + P_2 = 13,1 + 0,15 = 13,25 \text{ МПа}$$

Витрату рідини через гідромотор знаходимо за залежністю (5.10)

$$Q = \frac{Q_T}{\eta_V} = \frac{V_p n}{\eta_V} = \frac{50 \cdot 2000}{0,95 \cdot 60} = 1754 \text{ см}^3/\text{с} = 1,754 \text{ л/с.}$$

Потужність потоку рідини на вході у гідромотор

$$N = P_1 Q = 13,25 \cdot 10^6 \cdot 1,754 \cdot 10^{-3} = 23\,240 \text{ Вт} = 23,24 \text{ кВт.}$$

Приклад 5.5. Визначити загальний ККД гідромотора, якщо тиск рідини на вході $P_1 = 15$ МПа, витрата $Q = 1,5$ л/с, частота обертання вала $n = 14$ с⁻¹, крутний момент 150 Нм тиск на злив $P_2 = 0,05$ МПа, робочий об'єм гідромотора $V_p = 100$ см³.

Розв'язок. Перепад тиску в гідромоторі знаходимо за залежністю

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 15 - 0,05 = 14,95 \text{ МПа.}$$

Гідромеханічний ККД знайдено із залежності (5.14)

$$\eta_{\text{ГМ}} = \frac{2\pi M}{\Delta P V_p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{14,95 \cdot 100 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-6}} = 0,63.$$

Об'ємний ККД гідромотора знайдемо із відношення теоретичної подачі до дійсної

$$\eta_V = \frac{Q_T}{Q} = \frac{V_p}{Q} = \frac{100 - 14}{1,5 \cdot 1000} = 0,93.$$

Загальний ККД гідромотора визначимо за залежністю

$$\eta = \eta_V \eta_{\text{ГМ}} = 0,93 \cdot 0,585 = 0,585.$$

Приклад 5.6. Визначити крутний момент і частоту обертання вала шестеренного гідромотора при витраті рідини $Q = 0,8$ л/с, якщо тиск на вході у гідромотор $P = 10,5$ МПа, на виході $P_2 = 0,5$ МПа. Ширина шестерні $d = 32$ мм, модуль зачеплення $m = 4$ мм, кількість зубів $z = 20$, гідромеханічний ККД $\eta_{\text{ГМ}} = 0,8$, об'ємний ККД $\eta_V = 0,90$.

Розв'язок. Робочий об'єм гідромотора знаходимо за залежністю (5.1)

$$V_p = 2\pi m^2 z b = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 20 \cdot 3,2 = 64,3 \text{ см}^3.$$

Частоту обертання вала гідромотора визначимо за залежністю (5.10)

$$n = \frac{60Q}{V_p} \eta_V = \frac{60 \cdot 800}{64,3} \cdot 0,9 = 672 \text{ хв}^{-1}.$$

Перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10,5 - 0,5 = 10 \text{ МПа}.$$

Крутний момент визначимо за залежністю (5.14)

$$M = \frac{\Delta P V_p}{2\pi} \eta_{\text{ГМ}} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 64,3 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} \cdot 0,8 = 81,9 \text{ Нм}.$$

5.2. Поршневі гідромашини

Поршневі гідромашини поділяють на аксіально-поршневі та радіально-поршневі. Є гідромашини, в яких замість поршнів встановлені плунжери або кульки. Нижче в тексті їх названо поршневими.

5.2.1. Аксіально-поршневі гідромашини

Аксіально-поршневими називають гідромашини у яких робочі камери утворені робочими поверхнями циліндрів і поршнів, а вісі симетрії поршнів і вісі симетрії блока циліндрів паралельні (аксіальні), або кут між ними не більше ніж 45° .

Залежно від розміщення блока циліндрів відносно привідного вала аксіально-поршневі гідромашини бувають з похилим диском і з похилим блоком, а також кулькові насоси-дозатори.

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском бувають як насоси, так і гідромотори. Вони можуть бути регульовані і нерегульовані, реверсивні і нереверсивні.

Основні конструктивні схеми аксіально-плунжерних гідромашин з похилим диском зображено на рис. 5.19.

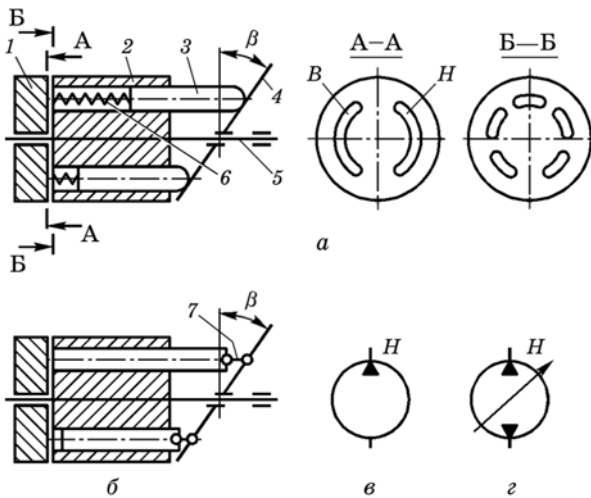


Рис. 5.19. Основні конструктивні схеми аксіально-плунжерних гідромашин з похилим диском:

a — гідромашина, плунжери торкаються похилого диска; *б* — гідромашина з шарнірним з'єднанням плунжерів з похилим диском; *в* — умовне позначення насоса нереверсивного; *г* — умовне позначення насоса реверсивного регульованого; 1 — розподільний диск; 2 — блок циліндрів; 3 — плунжер; 4 — похилий диск; 5 — вал; 6 — пружина; 7 — шатун; *B* і *H* — всмоктувальне і напірне вікна; β — кут нахилу диска

Поршні (плунжери) 3 можуть торкатися похилого диска 4 (див. рис. 5.19, *a*) або зв'язані з ним шарніром 7 (див. рис. 5.19, *б*). Блок циліндрів з поршнями приводять в обертальний рух від вала 5. Для підведення і відведення оливи до робочих камер в торцевому розподільному диску 1 зроблено два дугоподібних вікна *B* і *H*. Для забезпечення руху поршнів застосовують примусове їх ведення через шатун 7 (див. рис. 5.19, *б*), а для поршнів, що торкаються диска, — циліндричні пружини 6 або тиск робочої рідини.

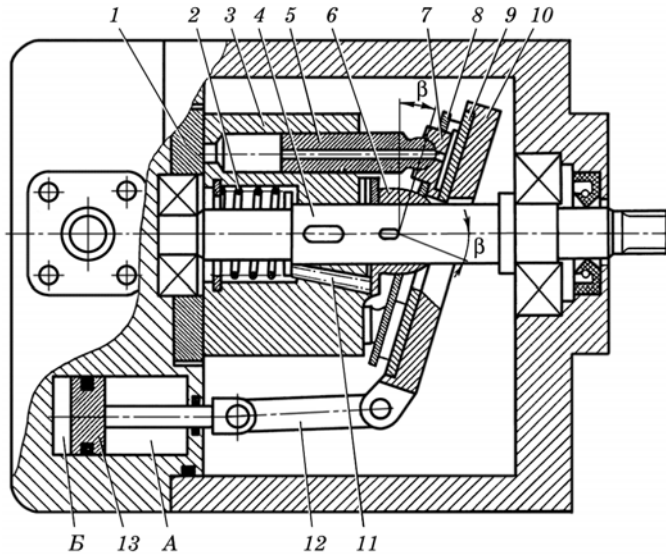
При обертанні вала насоса крутний момент передається блоку циліндрів. Завдяки куту нахилу диска поршні здійснюють зворотно-поступальний рух в циліндрах блока.

При обертанні вала 5, наприклад за стрілкою годинника робочі камери, що розміщені зліва від вертикальної осі розподільного диска, сполучаються з всмоктувальним вікном *B*. Поступальний рух поршнів в цих камерах здійснюється в напрямку від розподільного диска. Поршні переносяться обертанням блока паралельно осі знизу вгору. При цьому об'єм камер збільшується, олива під дією перепаду тиску надходить в робочу камеру. Відбувається процес всмоктування рідини.

Робочі камери, що знаходяться з правого боку від вертикальної осі розподільного диска, сполучаються напірним вікном *H*. Поршні переносяться обертанням блока паралельно згори вниз і рухаються в напрямку до розподільного диска. Рідина витісняється з робочих камер через розподільний диск.

Рис. 5.20. Аксіально-поршнева гідромашина з похилим диском:

1 — розподільний диск; 2, 11 — пружини; 3 — блок циліндрів; 4 — вал; 5 — поршень блока циліндрів; 6 — втулка; 7 — башмак; 8 — сепаратор; 9 — опорне кільце; 10 — похилий диск; 12 — тяга; 13 — поршень сервоциліндра; А і В — порожнини



На рис. 5.20 показано будову аксіально-поршневої гідромашини з похилим диском.

Блок циліндрів 3 (див. рис. 5.20) закріплено на валу 4 і притиснуто пружиною 2 до розподільного диска 1. В циліндрах блока розміщені поршні 5, які башмаками 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки в свою чергу, притиснуто до опорного кільця пружинами 11 через втулку 6 і сепаратор 8. Повертають похилий диск через тягу 12 переміщенням поршня сервоциліндра 13 механізму керування.

При роботі гідромашини в режимі насоса обертаються вал 4, блок циліндрів 3 з поршнями 5 і втулка 6.

Поршні здійснюють зворотно-поступальний рух в циліндрах і одночасно обертаються з блоком. Робоча камера поршня, що рухається від розподільного диска, заповнюється рідиною. Відбувається процес всмоктування. В момент сполучення робочих камер з порожниною нагнітання поршні рухаються до розподільного диска — відбувається процес нагнітання.

В насосах такого типу зручно регулювати робочий об'єм (змінюю кута) і реверсувати потік (змінивши нахил диска на протилежний від вертикалі).

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском оборотні, тобто можуть працювати як в режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

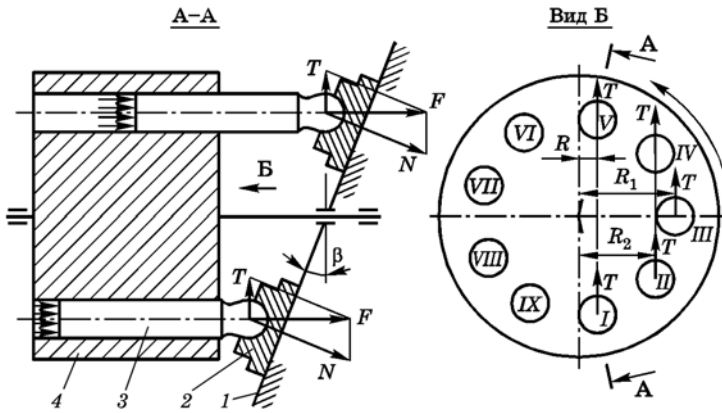


Рис. 5. 21. Схема роботи аксіально-плунжерного гідромотора з похилим диском:

1 — похилий диск; 2 — башмак; 3 — плунжер; 4 — блок циліндрів

Принцип дії в режимі гідромотора. При подачі рідини під тиском P , наприклад в праву порожнину блока циліндрів 4 (рис. 5.21) під плунжери 3 в башмаках 2 виникає осьова сила F . Завдяки нахиленому положенню диска 1 під кутом β , в шарнірах башмаків виникає тангенціальна сила T , що дорівнює

$$T = F \operatorname{tg} \beta. \quad (5.15)$$

Ця сила і створює крутний момент M на валу гідромотора.

Так в положеннях I – V крутний момент визначається як добуток сили T на певний радіус R її дії, тобто:

$$M_1 = 2TR,$$

в положеннях II – IV

$$M_2 = 2TR_2,$$

в положенні III

$$M_3 = TR_1.$$

Сумарний крутний момент на валу гідромотора визначається за залежністю

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3. \quad (5.16)$$

Приклад 5.7. Визначити крутний момент на валу гідромотора гідроприводу кормозбирального комбайна КСК-100, якщо максимальний тиск в гідромоторі $P = 35$ МПа, діаметр плунжера $d = 20$ мм, кут установки похилого диска $\beta = 18^\circ$, радіус розміщення плунжерів в блоці циліндрів $R_1 = 45$ мм.

Розв'язок. Знаходимо осьову силу F

$$F = P \frac{\pi d^2}{4} = 350 \cdot \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} = 1099 \text{ кгс} = 10\,990 \text{ Н.}$$

Тангенціальну силу визначимо за залежністю (5.15)

$$T = F \operatorname{tg} \beta = 10\,990 \cdot 0,325 = 3561,7 \text{ Н.}$$

Радіуси R і R_2 визначимо із геометричних міркувань (див. рис. 5.21), тобто

$$R = 0,00875 \text{ м, } R_2 = 0,035 \text{ м.}$$

Тоді

$$M_1 = 2TR = 2 \cdot 3561,7 \cdot 0,00875 = 63 \text{ Нм,}$$

$$M_2 = 2TR_2 = 2 \cdot 3561,7 \cdot 0,035 = 240 \text{ Нм,}$$

$$M_3 = TR_1 = 3561,7 \cdot 0,045 = 160 \text{ Нм.}$$

Сумарний крутний момент визначимо за залежністю (5.16)

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3 = 63 + 240 + 160 = 463 \text{ Нм.}$$

За даними технічної характеристики гідроприводу ГСТ-90 комбайна КСК-100 крутний момент становить 480 Нм. Розбіжність незначна.

Отже, коли плунжери займають положення $I - V$, як показано на рис. 5.21, виникає крутний момент $M_c = 463$ Нм, який створює обертальний рух блока циліндрів гідромотора навколо точки O . При цьому плунжери башмаками ковзають по нахиленому диску, притиснуті силою N .

Слід мати на увазі, що з боку похилого диска на башмаках діє сила тиску рідини протилежного нормальній силі N напрямку, оскільки в плунжері є осьовий отвір, а у башмаку — спеціальні кільцеві канавки (гідростатична опора).

Робочий об'єм аксіально-поршневої (плунжерної) гідромашини з похилим диском визначають за залежністю

$$V_p = S_{\text{п}} h z = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} z D \operatorname{tg} \beta, \quad (5.17)$$

де $S_{\text{п}}$ — площа поршня; h — максимальний хід поршня; $h = D \operatorname{tg} \beta$; z — кількість поршнів; $d_{\text{п}}$ — діаметр поршня; D — діаметр кола блока, на якому розміщені осі циліндрів; β — кут нахилу диска (див. рис. 5.19).

Із виразу (5.17) видно, що робочий об'єм машини залежить від ходу поршня, а останній — від кута нахилу диска. Чим більший кут нахилу диска, тим більший робочий об'єм гідромашини. Допустимий кут нахилу диска зумовлюється деформацією поршня (плунжера) під дією бічних сил і не перевищує $20 - 25^\circ$.

Гідромашини, в яких передбачено змінювати робочий об'єм, називають *регульованими*.

Всі інші кінематичні і силові характеристики визначають так само, як і для шестеренних гідромашин.

Приклад 5.8. Визначити кут нахилу диска аксіально-поршневого гідромотора і крутний момент на його валу, якщо частота обертання вала $n = 1200$ об/хв, витрата рідини $Q = 3$ л/с, перепад тиску $\Delta P = 12$ МПа, кількість циліндрів $z = 7$, діаметр циліндра $d = 30$ мм, діаметр кола, на якому розміщені осі циліндрів $D = 160$ мм, об'ємний ККД $\eta_V = 0,98$, гідромеханічний ККД $\eta_{ГМ} = 0,90$.

Розв'язок. Із залежності (5.10) визначаємо робочий об'єм гідромотора

$$V_p = \frac{Q\eta_V}{n}$$

і його значення підставляємо в залежність (5.17) для визначення робочого об'єму із геометричних параметрів, а потім визначаємо кут нахилу β диска, тобто

$$\beta = \arctg \frac{4Q\eta_V}{\pi d^2 D n z} = \arctg \frac{4 \cdot 60 \cdot 3000 \cdot 0,98}{3,14 \cdot 3^2 \cdot 16 \cdot 1200 \cdot 7} = 10^\circ 30'$$

Крутний момент визначимо за залежністю (5.14), враховуючи, що

$$V_p = \frac{Q\eta_V}{n},$$

тобто

$$M = \frac{\Delta P V_p \eta_{ГМ}}{2\pi} = \frac{\Delta P Q}{2\pi n} \eta_V \eta_{ГМ} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1200} \cdot 0,98 \cdot 0,90 = 252 \text{ Нм.}$$

ВАТ «Гідросила» (м. Кіровоград) розробляє і виготовляє аксіально-поршневі насоси з похилим диском «Напор-25», «Напор-63Р» (лівого обертання), НП-90 і НП-112 та гідромотори МП-90 і МП-112, технічні характеристики яких наведено в дод. 20, а також насоси НП-33 і НП-71 та гідромотори МП-33 і МП-71, технічні характеристики яких наведено у табл. 5.7 і 5.8.

5.7. Технічні характеристики регульованих аксіально-поршневих насосів з похилим диском

Показник	НП-33	НП-71
Робочий об'єм, см ³	33,3	69,8
Частота обертання, с ⁻¹		
номінальна	25	25
максимальна	59,8	46,8
мінімальна	8,33	8,33
Подача, л/хв		
номінальна	47,4	99,4
максимальна	113,6	186,3
Тиск на виході, МПа		
номінальний	22,5	22,5
максимальний	35,7	35,7
Тиск в гідролінії низького тиску, МПа		
максимальний	1,505	1,505
мінімальний	1,295	1,295
Тиск керування, МПа		
номінальний	1,4	1,4
максимальний	1,505	1,505

Показник	НП-33	НП-71
Термін зміни подачі від номінальної до мінімальної, с	3,0	3,0
ККД об'ємний	0,95	0,95
загальний	0,85	0,85
Номінальна потужність, кВт	18,7	39,3
Маса, кг	45	63

5.8. Технічні характеристики регульованих аксіально-поршневих гідромоторів з похилим диском

Показник	МП-33	МП-71
Робочий об'єм, см ³	33,3	69,8
Частота обертання, с ⁻¹		
номінальна	25	25
максимальна	59,8	46,8
мінімальна	0,813	0,813
Номінальний крутний момент, Нм	92,6	194,1
Тиск в гідролінії високого тиску, МПа		
номінальний	22,5	22,5
максимальний	35,7	35,7
Номінальний перепад тиску на гідромоторі, МПа	21	21
Номінальна ефективна потужність, кВт	14,5	30,4
ККД		
гідромеханічний	0,88	0,88
загальний	0,85	0,85
Маса, кг	30	40

Насоси НП-90 і НП-112 застосовують у гідроприводах ведучих коліс самохідних кормо-, зерно- і коренебульбозбиральних машинах: КСК-100, РСМ-10, КЗС-9-1, КС-6Б та ін.

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим блоком бувають як насоси, так і гідромотори. Вони можуть бути регульовані і нерегульовані, реверсивні і нереверсивні.

На рис. 5.22. показано схему аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком.

В корпусі на підшипниках встановлено привідний вал 5, в торцевій частині якого є фланець 4 з шарнірним кріпленням центрувального вала 6 і головки шатунів 7. Блок циліндрів 2 встановлено під кутом відносно привідного вала. Поршні розміщені в блоці циліндрів 2 і шарнірно з'єднані шатунами з фланцем. Для підведення і відведення робочої рідини до робочих камер служить розподільний диск 1.

При роботі гідромашини в режимі насоса поршні 3 здійснюють складний рух: обертаються разом з блоком циліндрів і рухаються зворотно-поступально в циліндрах. При цьому відбувається цикл всмоктування і нагнітання.

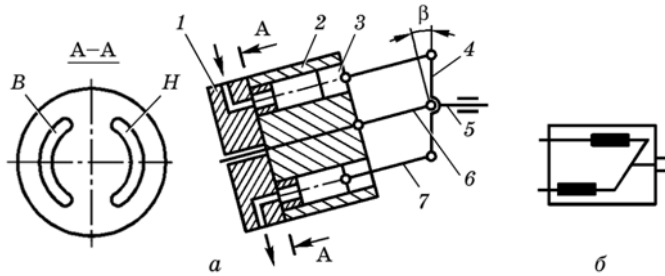
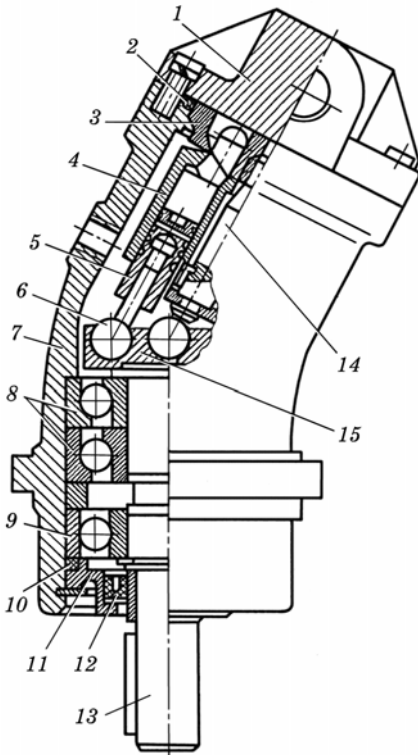


Рис. 5.22. Аксиально-поршнева гідромашина з похилим блоком:

a — схема; *б* — умовне позначення на принципових схемах (напівконструктивне); 1 — торцевий розподільний диск; 2 — блок циліндрів; 3 — поршень; 4 — фланець; 5 — привідний вал; 6 — центральний вал; 7 — шатун; *B* — всмоктувальний отвір; *H* — напірний отвір; β — кут нахилу блока

Робочий об'єм такого насоса залежить від кута нахилу блока. Гранично допустимий кут нахилу не перевищує $20 - 30^\circ$.



Загальну будову аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком показано на рис. 5.23.

В корпусі 7 на підшипниках 8, 9 встановлено вал 13, який через центральний шип 14 з'єднаний із блоком циліндрів 4. В блоці розміщені поршні 5, котрі навалцьовані на сферичні головки шатунів. Великі сферичні головки 6 шатунів завальцьовані у фланець привідної шайби 15. Розподільний диск 3 має два дугоподібних канали, що сполучені з отворами нагнітання і зливу кришки 1. Герметизована гідромашина ущільнювальними кільцями 2, 10 і манжетю 12, що розміщена в кришці 11.

Рис. 5.23. Аксиально-поршнева гідромашина з похилим блоком

1, 11 — кришки; 2, 10 — ущільнювальні кільця; 3 — розподільний диск; 4 — блок циліндрів; 5 — поршень; 6 — сферична головка шатуна; 7 — корпус; 8, 9 — підшипники; 12 — манжета; 13 — вал; 14 — центральний шип; 15 — привідна шайба

В процесі роботи гідромашини в режимі гідромотора рідина під тиском надходить у робочу камеру нагнітання і переміщує поршень. Сила тиску, що діє на поршень по осі, через шатуни передається на привідну шайбу під кутом. Внаслідок цього сила сприймається підшипниками, а тангенціальна створює момент відносно осі вала. Цей момент, подолавши момент навантаження і тертя, приводить вал в обертальний рух. Обертання вала пов'язане з обертанням блока циліндрів, а це призводить до сполучення робочих камер з порожньою нагнітання і зливу.

На рис. 5.24 показано регульований гідромотор, що може бути встановлений в бортових передачах ведучих коліс триагрегатної трансмісії самохідних сільськогосподарських машин.

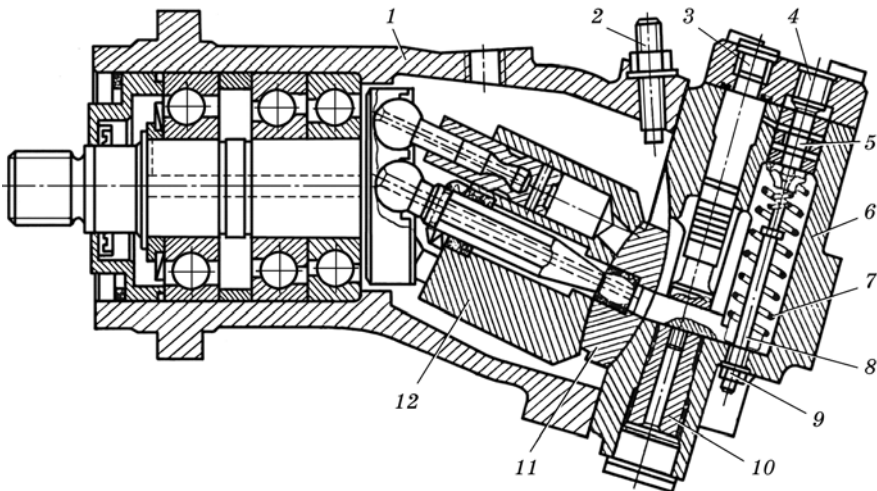


Рис. 5.24. Регульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком:

1 — корпус; 2 — регульований упор; 3 — підведення рідини із лінії високого тиску; 4 — підведення рідини із лінії дистанційного керування; 5 — золотник; 6 — задня кришка; 7 — пружина; 8 — палець; 9 — регулювальна гайка; 10 — розподільний диск; 11 — розподільний диск; 12 — блок циліндрів

На рис. 5.25 показано нерегульований гідромотор типу 210.20Б (210.25Б, НПА-64), що застосовують у гідроприводі подрібнювача грубих кормів ИРТ-165.

Технічні характеристики аксіально-поршневих гідромашин з похилим блоком наведено у дод. 18 і 19.

Індекс цих гідромашин утворюється чотирма групами цифр. Перші три цифри позначають тип насоса (223 — спарений з регулятором потужності, 210 — нерегульований насос, 207 — регульований

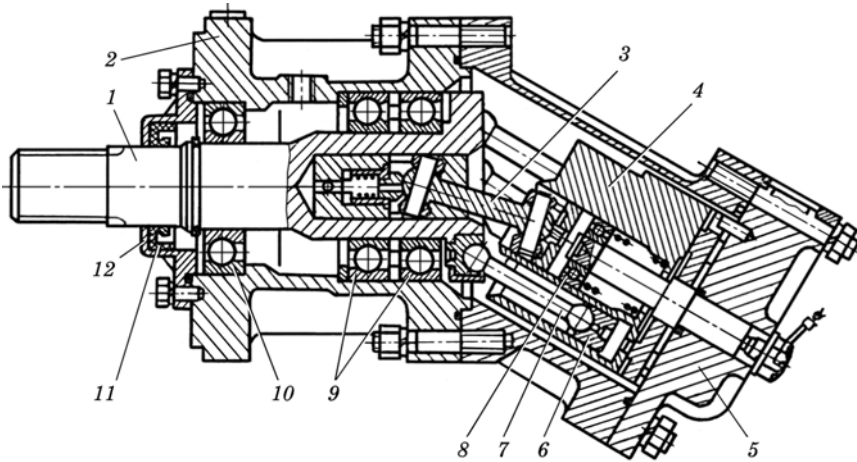


Рис. 5.25. Нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком:

1 — вал; 2 — корпус; 3 — вал кардана; 4 — блок циліндрів; 5 — кришка; 6 — поршень; 7 — шатун; 8, 9 і 10 — підшипники; 11 — манжета; 12 — кришка підшипника

насос), наступні дві цифри (12, 20, 25, 32) — діаметр поршня; третя група — тип виконання.

Насоси типу 223 з регулятором потужності автоматично підтримують постійну потужність при зміні навантаження в заданих межах. Подачу насоса змінюють за допомогою механічного або гідравлічного керування.

Насоси типу 210 оборотні (можуть використовуватись в режимі гідромотора).

Насоси типу 207 при зміні кута нахилу коливального вузла дають змінну подачу за величиною і напрямком.

Матеріали основних деталей гідромашин з похилим диском і похилим блоком вибирають із умов довгострокової роботи і значних навантажень.

Для забезпечення роботи основних пар, що контактують при переміщенні (блок циліндрів — розподільний диск), вибирають матеріали з добрими антифрикційними властивості. Як правило, це пара: бронза (БрАЖ9-4, БрОФ10-1, БрОСН10-2-3) — сталь (20Х, 40Х, 12ХНЗА, 18ХНВА, ШХ-15) з цементацією поверхні на глибину 0,7 – 0,9 мм і гартуванням до твердості HRC \geq 58.

Деталі, при обробці яких потрібне завальцювання (поршні, вкладиші, башмаки), виготовляють із бронз БрАЖ9-4.

Для забезпечення роботи пари сталь — сталь вибирають матеріали і виконують термообробку таким чином, щоб різниця твердостей робочих поверхонь пари деталей була приблизно 10 HRC, причому одна із деталей повинна мати твердість HRC 58...62.

Параметр шорсткості Ra робочих поверхонь поршнів і циліндрів повинен бути не менше ніж 0,40 – 0,10 мкм.

Робочий об'єм аксіально-поршневого насоса (гідромотора) з похилим блоком визначають за залежністю

$$V_p = S_{\text{п}} z h = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} z h \sin \beta, \quad (5.18)$$

де h — максимальний хід поршня, $h = D \sin \beta$; β — кут нахилу блока циліндрів; z — кількість поршнів; $d_{\text{п}}$ — діаметр поршня.

Діаметр розміщення осей циліндрів в блоці вибирають із співвідношення $D = (0,4 \dots 0,5) d_{\text{п}} z$. Кут нахилу осі блока до осі привідного вала $\beta \leq 30^\circ$. Зовнішній діаметр блока визначають із залежності $D_3 = D + (1,6 \dots 2,0) d_{\text{п}}$.

Всі інші параметри визначають так само, як і для гідромашин з похилим диском.

Приклад 5.9. Визначити основні параметри аксіально-поршневого насоса з похилим блоком ($\beta = 30^\circ$), якщо $Q = 4 \text{ дм}^3/\text{с}$, номінальний тиск $P = 16 \text{ МПа}$, частота обертання $n = 980 \text{ об/хв}$, об'ємний ККД $\eta_v = 0,98$, загальний ККД $\eta = 0,94$, кількість поршнів $z = 9$.

Розв'язок. Теоретична подача насоса

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{4}{0,98} = 4,04 \text{ дм}^3/\text{с} = 4040 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Робочий об'єм насоса

$$V_p = \frac{Q_{\text{т}}}{n} = \frac{4040 \cdot 60}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Діаметр поршня

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

Діаметр розміщення поршнів у блоці

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

Приймаємо $D = 98 \text{ мм}$.

Зовнішній діаметр блока

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

Корисна потужність насоса

$$N_{\text{к}} = QP = 4 \cdot 16 = 64 \text{ кВт}.$$

Потужність для приводу насоса

$$N = \frac{N_k}{\eta} = \frac{64}{0,94} = 68 \text{ кВт.}$$

Аксiально-поршневі (кулькові) насоси-дозатори є двох виконань: НД-80 — без блока клапанів, НД-80К — з блоком клапанів.

Насос дозатор НД-80 застосовують у гідроприводі рульового керування зернозбирального комбайна РСМ-10 «Дон-1500», а НД-80К-РСМ-10 «Дон-1500А» та РСМ-12 «Дон-2600 ВД».

Насос дозатор НД-80 складається з двох основних частин: дозувального пристрою 3 (рис 5.26) та золотникового розподільника 10.

Дозувальний пристрій має два блоки циліндрів 7, між якими встановлено проставку 4 та кулачковий диск 6. До фігурної поверхні кулачкового диска за допомогою пружини притиснуті сім пар кулькових поршнів 2. Кулачковий диск на своїй фігурній поверхні

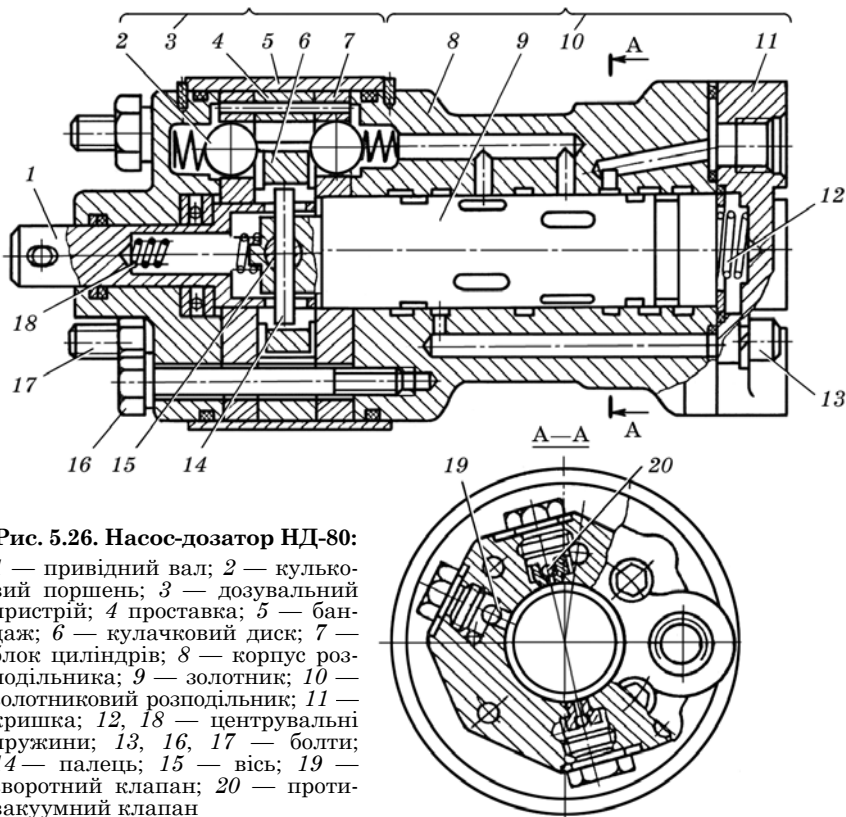


Рис. 5.26. Насос-дозатор НД-80:

1 — приводний вал; 2 — кульковий поршень; 3 — дозувальний пристрій; 4 проставка; 5 — бандаж; 6 — кулачковий диск; 7 — блок циліндрів; 8 — корпус розподільника; 9 — золотник; 10 — золотниковий розподільник; 11 — кришка; 12, 18 — центральні пружини; 13, 16, 17 — болти; 14 — палець; 15 — вісь; 19 — зворотний клапан; 20 — противакуумний клапан

має чотири виступи і чотири впадини. Завдяки цьому при обертанні кулачкового диска три пари поршнів будуть сходиться під дією пружини, три пари розходиться і одна знаходиться в «мертвому положенні». Деталі дозувального пристрою закриті бандажем 5 і прикріплені до корпусу розподільника 8 за допомогою болтів 16 та 17. Болти 17 зі сторони вала 1 мають різьбу для кріплення насоса-дозатора на комбайні.

Золотниковий розподільник має: золотник 9, зворотний кульковий клапан 19, два протитвакуумних клапани 20 та оливопровідну кришку 11, котра прикріплена до корпусу чотирма болтами 13.

Золотник 2 (рис. 5.27) за допомогою пальця 1 та осі 4 з'єднано з кулачковим диском 3 так, що може переміщуватись в осьовому напрямку в пазах диска. Крім цього палець 1 встановлено в гвинтовий паз привідного вала 6 на поступальний рух золотника 2.

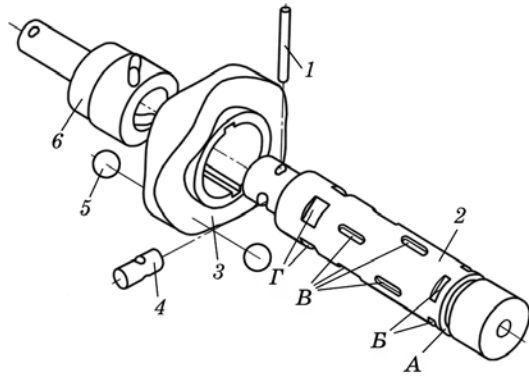


Рис. 5.27. Робочий комплект насоса-дозатора НД-80:

1 — палець; 2 — золотник; 3 — кулачковий диск; 4 — вісь; 5 — кульковий поршень; 6 — привідний вал; А — проточка; Б, Г — лиски золотника; В — овальні пази

На зовнішній циліндричній поверхні золотника 2 зроблено кільцеву проточку А, лиски Б та Г і вісім овальних пазів В.

В нейтральному положенні золотник утримується двома центральними пружинами 13 та 16 (рис. 5.28).

При працюючому двигуні комбайна робоча рідина насосом НШ-10Е-3 нагнітається в канал Е насоса-дозатора.

Коли оператор не обертає колесо, золотник 9 знаходиться у нейтральному положенні (див. рис. 5.28). Робоча рідина з каналу Е надходить у розточку Г, в розточку В золотника і в розточку З, а з неї — в зливний канал С, далі по трубопроводах через фільтр у бак.

Якщо оператор почне обертати рульове колесо, наприклад, вправо, буде обертатись і вал 1. Палець 14, ковзаючи по гвинтовому пазу вала 1, перемістить золотник 9 угору. При цьому розточка Г корпусу та розточка В золотника роз'єднаються (рис. 5.29), кулька зворотного клапана 11 (див. рис. 5.28) під дією тиску робочої рідини

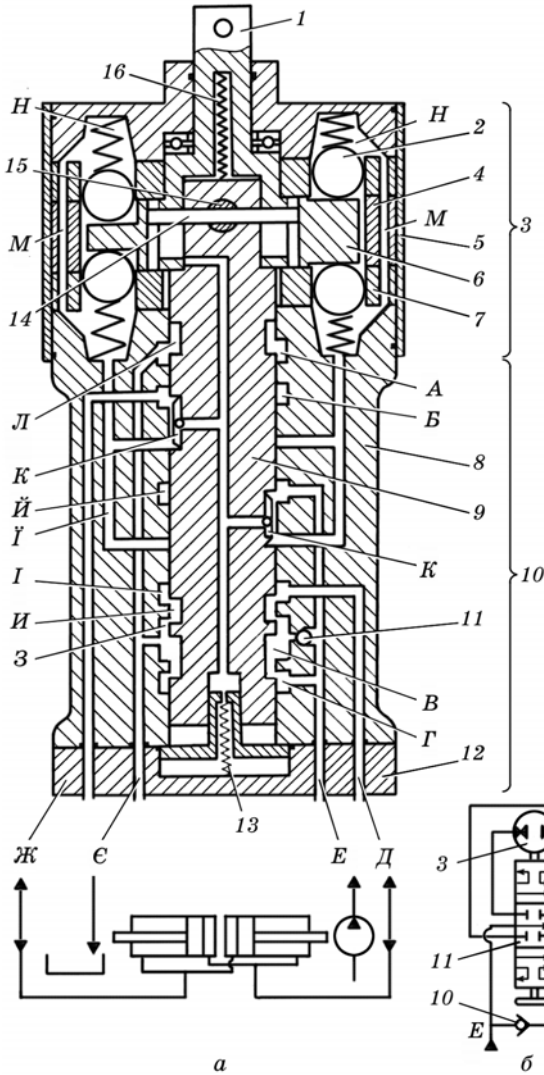


Рис. 5.28. Схема насоса-дозатора НД-80:

а — конструктивна; *б* — принципова; 1 — привідний вал; 2 — кулькові поршні; 3 — дозувальний пристрій; 4 — проставка; 5 — бандаж; 6 — кулачковий диск; 7 — блок циліндрів; 8 — корпус розподільника; 9 — золотник; 10 — розподільник; 11 — зворотний клапан; 12 — кришка; 13, 16 — центрувальні пружини; 14 — палець; 15 — вісь; А, Б, Г, З, І, Й — розточки корпусу; В — розточка золотника; И, Л — лиски; Д, Ж — канали для з'єднання з порожнинами гідроциліндрів; Е — напірний канал; Є — зливний канал; І — F-подібний канал; К — овальні пази; Н — робочі камери; М — з'єднувальний канал

роз'єднанні канали *Є* та *Е* (рис. 5.29) і робоча рідина з каналу *Е* надходить у розточку *Й*, далі по овальних пазах *К* золотника, F-подібних каналах корпусу — в робочі камери *Н* дозувального пристрою. Тиск робочої рідини на кулькові поршні *2* змусить їх «скочуватись» з виступу кулачкового диска *6*, обертаючи останній.

Кулачковий диск через палець 14 почне обертати золотник 9, що в свою чергу, овальними пазами *K* сполучає через *F*-подібні канали робочої камери *H* дозувального пристрою так, щоб робоча рідина надходила з напірного каналу *E* в ті робочі камери, об'єм яких збільшується, а з тих камер, де об'єм зменшується, робоча рідина через *F*-подібні канали та овальні пази надійде в кільцеву розточку *B*.

З неї робоча рідина по каналу *Ж* через підсилювач потоку надходить до порожнини гідроциліндрів. Штоки гідроциліндрів, переміщуючись, повернуть керовані колеса вправо. З інших порожнин робоча рідина витіснятиметься в канал *Д* насоса-дозатора, далі через розточку *З* і зливний канал *С*, а з нього через підсилювач потоку безпосередньо в бак.

Узгодження швидкості обертання кулачкового диска і швидкості обертання вала *1* забезпечується так. Якщо швидкість обертання вала буде меншою за швидкість обертання золотника 9, палець 14, ковзаючи по гвинтовому пазу вала, перемістить золотник 9 униз і робоча рідина з каналу *E* почне перепускатися в зливний канал *С* (див. рис. 5.28). Швидкість обертання кулачкового диска *6*, а з ним і золотника 9 зменшиться. Якщо кутова швидкість золотника стане меншою, ніж кутова швидкість вала *1*, палець 14, ковзаючи по гвинтовому пазу вала, перемістить золотник 9 угору.

Золотник, в свою чергу, перепустить робочу рідину з напірного каналу *E* в робочі камери дозувального пристрою.

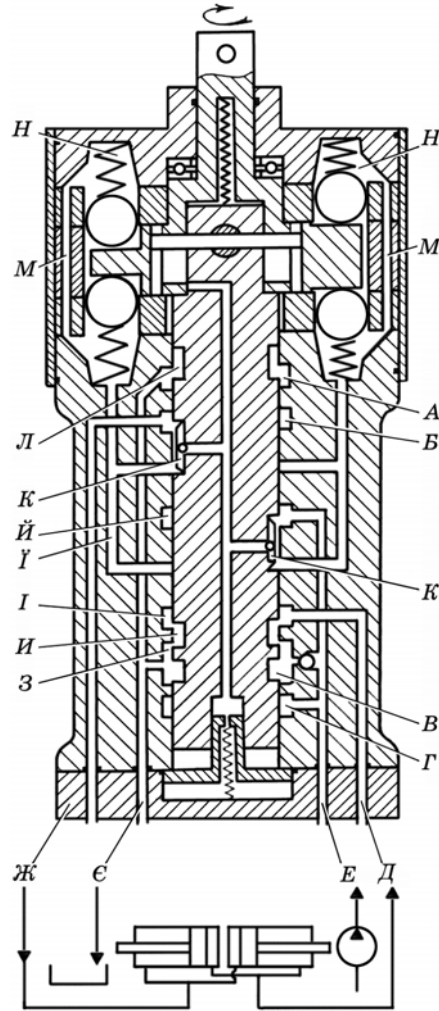


Рис. 5.29. Схема роботи насоса-дозатора НД-80 при повороті вправо (позиції такі самі, що й на рис. 5.28)

Отже, витрата робочої рідини через дозувальний пристрій насоса-дозатора, відповідно і швидкість повороту керованих коліс, будуть пропорційними швидкості обертання рульового колеса.

Якщо двигун комбайна не працює, поворот керованих коліс можливий завдяки мускульній силі оператора. При обертанні вала 1, наприклад вправо, золотник переміститься в крайнє верхнє положення і робоча рідина зі зливного каналу *С* через розточку 3, зворотний клапан 11, канал *Е*, розточку *Й* корпусу, овальні пази золотника 9, *Г*-подібні канали всмоктуватиметься кульковими поршнями, що зближуються під дією зусилля пружини, збільшуючи об'єм робочих камер. Інші кулькові поршні розходяться під дією виступів кулачкового диска 6, що обертається разом з валом 1. Робоча рідина, що витісняється цими поршнями, надходить по *Г*-подібних каналах, овальних пазах, розточці *В* в канал *Ж*, а далі через підсилювач потоку — в гідроциліндри. Робоча рідина, що витісняється з інших порожнин гідроциліндрів, надходить

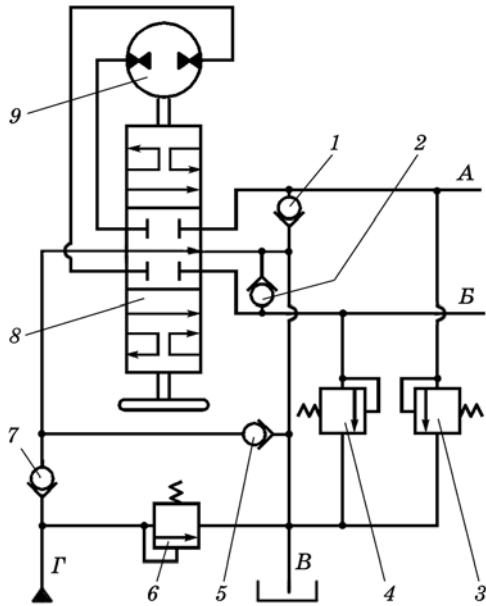


Рис. 5.30. Принципова гідравлічна схема насоса-дозатора НД-80К:

1, 2 — протипідтисувальні клапани; 3, 4 — протипідтисувальні клапани; 5, 7 — зворотні клапани; 6 — запобіжний клапан; 8 — золотниковий розподільник; 9 — дозувальний пристрій; А, Б — гідропроводи; В — зливна лінія; Г — нагнітальна лінія

у канал *Д* насоса-дозатора, далі в розточку *І* корпусу, по лисках *И* золотника в розточку 3 та через відкритий зворотний клапан 11 в канал *Е*, а далі через підсилювач потоку в зливну лінію.

Коли оператор обертає рульове колесо вліво, золотник 9 насоса-дозатора зміститься вниз від нейтрального положення. В іншому робота насоса-дозатора аналогічна.

З 1991 р. комбайни «Дон» комплектують насосами-дозаторами НД-80К. Відмінність цього агрегата полягає в тому, що у його нижній кришці 12 (див. рис. 5.28) вмонтовано запобіжний клапан прямої дії 6 (рис. 5.30), відрегульований на 12,5 МПа, та два протипідтисувальні клапани 3 і 4, відрегульовані на 16 МПа.

Технічні характеристики аксіально-кулькових насосів-дозаторів наведено в табл. 5.9.

5.9. Технічні характеристики аксіально-кулькових насосів-дозаторів

Показник	НД-80	НД-80К
Робочий об'єм, см ³	80	80
Витрата робочої рідини, л/хв		
номінальна	50	20
максимальна	63	25
мінімальна	8	8
Тиск, МПа		
на вході номінальний	16	16
на виході максимальний	16	16
мінімальний (коли насос підживлення не працює)	0,02 – 0,05	0,02 – 0,05
Максимальний момент керування на поворотному валу, Нм		
коли працює насос підживлення	5	5
коли не працює насос підживлення	100	100
Маса, кг	8,6	9,3

5.2.2. Радіально-поршневі гідромашини

Радіально-поршневою гідромашиною називають гідромашину, в котрій робочі камери утворені робочими поверхнями поршнів і циліндрів, а осі поршнів розміщені перпендикулярно до осі блока циліндрів або мають з нею кут більший ніж 45°.

Радіально-поршневі гідромашини можуть працювати як в режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

Конструктивну схему **радіально-поршневого насоса** одноходової дії показано на рис. 5.31. Статор 1 розміщений ексцентрично ротора 2 (*B* — ексцентриситет). В циліндрах, радіально розміщених в роторі, знаходяться поршні 3. Вони спираються сферично головкою на опорну поверхню статора. Осі циліндрів розміщені в одній площині і перетинаються в одній точці. Розподіл робочої рідини відбувається нерухомим цапфеним розподільником 4 в якому є всмоктувальна *A* і напірна *B* порожнини, а також перемички *Г*, *Д*. Вал 5 жорстко з'єднано з ротором.

Принцип дії. При обертанні ротора, наприклад за стрілкою годинника, поршні здійснюють складний рух. Вони обертаються разом з ротором і рухаються зворотно-поступально в своїх циліндрах так, що постійно контактують з напрямною статора. Поршні притискаються до статора відцентровими силами, тиском рідини (при наявності підживлювального насоса) або пружинами. В робочих камерах, розміщених вище горизонтальної лінії, поршні переміщуються в напрямку від цапфеного розподільника. Робочі камери сполучені

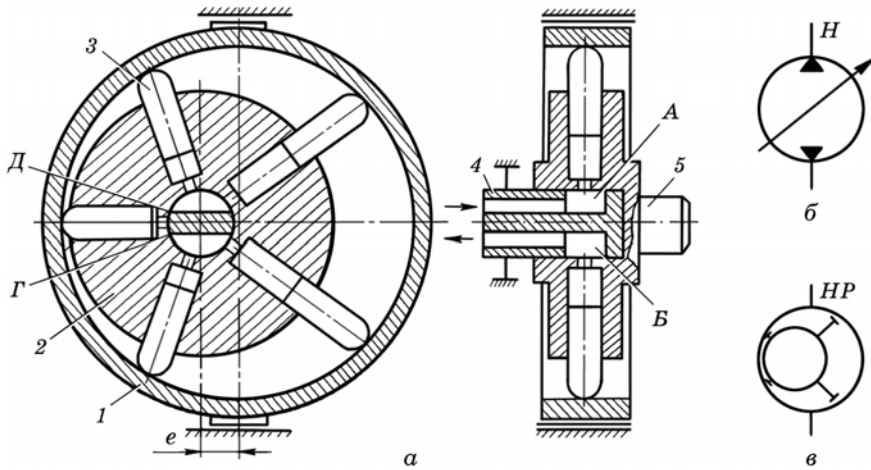


Рис. 5.31. Радіально-поршневий насос одноходової дії:

a — конструктивна схема; *б* — умовне позначення насоса реверсивного регульованого; *в* — напівконструктивне позначення насоса; 1 — статор; 2 — ротор; 3 — поршень; 4 — розподільник; 5 — вал; А і В — всмоктувальна і напірна порожнини; *e* — ексцентриситет; Г, Д — перемички; Н — насос; НР — насос радіально-поршневий

із всмоктувальною порожниною А. Оскільки об'єм робочих камер збільшується, то робоча рідина заповнює їх об'єми. Так відбувається процес всмоктування. На ділянці перемички Г, Д розподільника поршні не здійснюють поступального руху. Тому об'єм робочих камер не змінюється. Робочі камери, розміщені нижче горизонтальної лінії, сполучені з напірною порожниною В. Поршні в цих камерах переміщуються в напрямку до цапфеного розподільника і витісняють робочу рідину із камер в напірну лінію. Так проходить процес нагнітання.

Радіально-поршневі гідромотори поділяють за числом робочих ходів за один оберт вихідного вала — одноходові (рис. 5.32, в, г) і багатоходові (рис. 5.32, а, б), за відносним розміщенням профільованої напрямної — із зовнішньою (рис. 5.32, а, в) і внутрішньою (рис. 5.32, б, г).

При зовнішньому розміщенні така напрямна має форму кільця, при внутрішньому — ексцентрика, що зв'язані з валом гідромотора.

В гідромоторах багатоходової дії зусилля від поршнів на напрямну передається за допомогою котків 4, а в гідромоторах одноходової дії для цього використовують опорні башмаки ковзання, що зв'язані з поршнем за допомогою шатунів (рис. 5.32, г), або кривошипно-кулісні механізми.

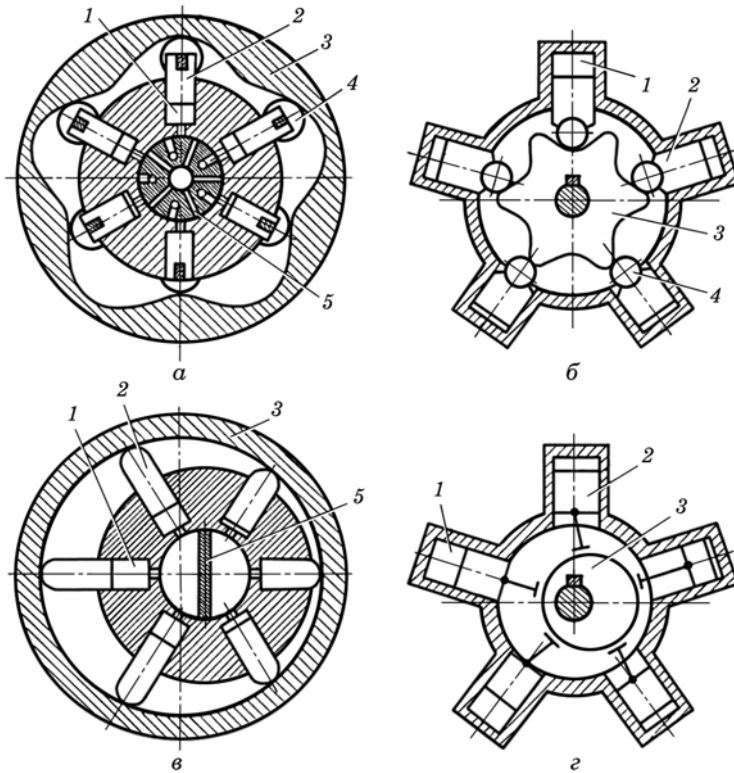


Рис. 5.32. Схеми радіально-поршневих гідромоторів:

a і *б* — багатоходових; *в* і *г* — одноходових; 1 — блок циліндрів; 2 — поршень; 3 — напрямна; 4 — каток; 5 — розподільник

Робоча рідина в гідромоторах розподіляється спрямованим розподільником 5 через систему осьових і радіальних каналів.

Характер руху поршнів визначає профіль напрямної. Сила тиску рідини на поршень завжди направлена уздовж його осі.

Сила напрямного тиску до профілю напрямної в будь-якій точці, крім «мертвих», утворює з віссю поршня від'ємний від нуля кут. Внаслідок при взаємодії поршня з напрямною виникає тангенціальна сила, котра і визначає обертальний момент, що формується на кожному з поршнів.

Радіально-поршневі гідромотори багатоходової дії мають об'єм до $65 \cdot 10^3 \text{ см}^3/\text{об}$ і розвивають момент $30 \cdot 10^3 \text{ Нм}$.

Робоча рідина розподіляється індивідуальними або груповими розподільниками. Всі розподільники поділяють: за формою поверх-

ні — на плоскі, циліндричні і сферичні; за способом переміщення — на розподільники з обертальним, коливальним, зворотньо-обертальним і скануючим (планетарним) рухом.

На рис. 5.33 показано деякі види розподільних пристроїв.

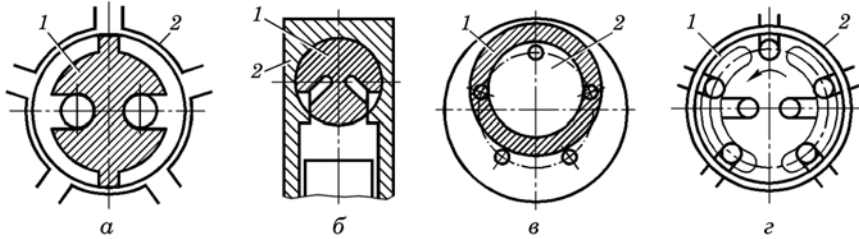


Рис. 5.33. Схеми розподільних пристроїв радіально-поршневих гідромоторів

a, б — цапфенні; *в* — плоский; *г* — зі складеним золотником;
1 — рухомий елемент; *2* — нерухомий елемент

В розподільнику (див. рис. 5.33, *a*) рухомих елементом *1* є цапфа. На цапфі два серпоподібних канали, що лежать в одній площині і сполучені відповідно з подачею і зливом. В корпусі є канали, що сполучають розподільну поверхню з робочими камерами гідромотора.

В цапфенному розподільнику (див. рис. 5.33, *б*) рухомий елемент *1* здійснює не обертальний, а коливальний рух відносно нерухомого елемента *2* (втулки).

Плоский розподільник (див. рис. 5.33, *в*) застосовують у гідромашинах з нерухомими робочими камерами. Він складається з плоского золотника кільцевої форми, що встановлений на ексцентриковій шийці привідного вала між двома нерухомими торцевими поверхнями і здійснює скануючий рух.

В розподільнику (див. рис. 5.33, *г*) плоский золотник суміщений з пристроєм для компенсації зазору. Золотник обертається відносно нерухомого корпусу.

На рис. 5.34 показано високомоментний радіально-поршневий гідромотор шестиходової дії.

Робочі камери *A* гідромотора утворені робочими поверхнями циліндрів блока і поршнів. Кожна камера за допомогою каналів і отворів блока та торцевого розподільного диска з'єднана зі штуцерами *1* або *12*. Торцевий розподільний диск *5* притиснутий до торця блока циліндрів *10* через шайбу пружиною втулки *3*. В цьому диску встановлено по три втулки *3* і *4*, що сполучають канали диска з каналами кришки *2*.

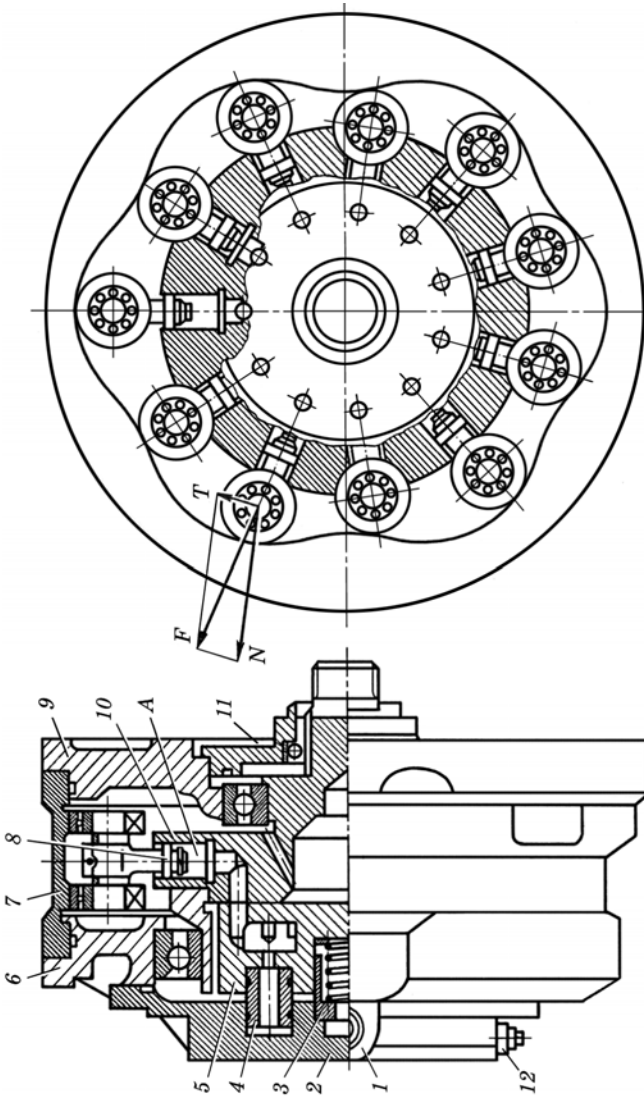


Рис. 5.34. Високомоментний радіально-поршневий гідромотор:

1, 12 — поршні; 2 — втулки; 3, 4 — розподільний диск; 5 — розподільний диск; 6 — передня кришка; 7 — корпус; 8 — поршень; 9 — задня кришка; 10 — блок кришка; 11 — манжети; 12 — робоча камера

При роботі кожний з одинадцяти поршнів здійснює за один оберт вала у заданій послідовності шість подвійних ходів, під час яких в робочих камерах відбувається нагнітання, а потім витіснення. При підведенні робочої рідини під тиском через штуцер 12 і втулку 4 рідина надходить до розподільного диска 5 і далі через торцеві отвори потрапляє в ті робочі камери, поршневі групи яких в цей момент розміщені на робочих ділянках копіра корпусу 7. В цих камерах відбувається процес нагнітання, поршні переміщуються в циліндрах і через вісь з силою F тиснуть на копір корпусу.

В точці контакту силу F можна розкласти на силу нормального тиску N , направлену по нормалі до опорної поверхні, і силу тангенціальну T , котра створює крутний момент, що обертає блок циліндрів і вал гідромотора.

При обертанні блока циліндрів в інших камерах відбувається витіснення рідини. В цей момент їх підшипники кочення поршневих груп розміщені на холостих ділянках копіра.

Таку саму конструкцію мають і радіально-поршневі насоси. Їх поділяють на реверсивні і нереверсивні, регульовані і нерегульовані. В гідроприводах верстатів застосовують такі марки: НРР, НРРШ — насоси з ручним керуванням, нереверсивні (НРРШ мають вмонтований шестеренний насос); НРС і 2НРС — насоси із стежним керуванням (НРС — нереверсивний, 2НРС — реверсивний); НРМ і НР4М — насоси з електрогідролічним керуванням на дві і чотири подачі, реверсивні; НРД — насоси з керуванням за тиском, нереверсивні. Цифри після букв, наприклад 450/100, вказують: 450 — робочий об'єм, см³; 100 — номінальний тиск, кгс/см².

Технічні характеристики радіально-поршневих гідромашин наведено в табл. 5.10.

5.10. Технічні характеристики радіально-поршневих гідромашин

Показник	Насоси		Гідромотори	
	НРР-125А	НРМ-360/100	МР-1100	21.50
Робочий об'єм, см ³	125	360	1126	2360
Номінальний тиск, МПа	20	10	21	12,5
Потужність, кВт	45	68	—	—
Номінальний крутний момент, Нм	—	—	3380	4350
Частота обертання, с ⁻¹	—	—	—	—
номінальна	16	16	3,3	1,7
максимальна	—	—	9,3	—

Примітка. Об'ємний ККД гідромашини становить 0,85–0,9; загальний — 0,77–0,85.

Матеріали основних деталей радіально-поршневих гідромашин вибирають з урахуванням режимів роботи і умов експлуатації, а також залежно від конструкції.

Для підвищення антифрикційних властивостей розподільного диска і блока циліндрів відповідно застосовують бронзи БрОСН10-2-3, БрОФ10-1 і сталь 20Х з цементацією робочої поверхні на глибину 0,7–0,9 мм і гартуванням до твердості HRC 58...62. Поршні виготовляють із сталей 20Х або ШХ15 з твердістю після термічної обробки HRC 58...62, а для сталі 40Х з найбільшою можливою твердістю. Статор виготовляють із чавуну С412-40 або сталі.

Основні параметри. Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини одноходової дії

$$V_p = S_{\Pi} h z K, \quad (5.19)$$

де S_{Π} — площа поршня; h — повний хід поршня; $h = 2e$; e — ексцентриситет; z — кількість поршнів; K — кількість рядів поршнів.

Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини багатоходової дії

$$V_p = S_{\Pi} h_1 z K m, \quad (5.20)$$

де h_1 — хід поршня за один цикл; m — кількість циклів.

Оскільки ексцентриситет e спричинює хід поршня $h = 2e$, то зміною e регулюють робочий об'єм гідромашини. При можливості зміщення статора в обидва боки від ротора з'являється можливість реверсування потоку робочої рідини.

Діаметр поршня визначається умовою забезпечення робочого об'єму із виразу (5.20)

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4V_p}{\pi z h K m}}, \quad (5.21)$$

де h — хід поршня, $h = h/d_{\Pi} = 0,65...1,00$.

Довжина поршня $l = 2(e + d_{\Pi})$. Мінімальна глибина занурення поршня в роторі $L_1 = (1,5...2,0)d_{\Pi}$. Діаметр ротора $D_p = 12,5d_{\Pi}$, внутрішній діаметр опорної поверхні статора $D_c = D_p + 2e$. Діаметр цапфеного розподільника $D_{\Pi,p} = (4,5...5,0)d_{\Pi}$.

Всі інші параметри радіально-поршневих гідромашин визначають так само, як і для аксіально-поршневих гідромашин.

Основою кінематичного розрахунку радіально-поршневої гідромашини є схема механізму куліси, що обертається (рис. 5.35). Механізм має нерухомий кривошип O_1O_2 , шатун O_2A і напрямний ци-

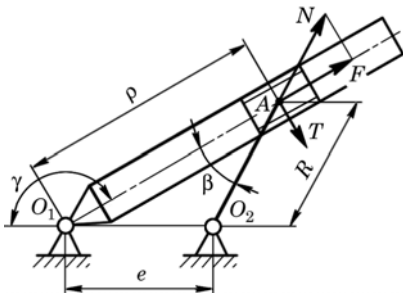


Рис. 5.35. Схема куліси, що обертається

ліндр з повзуном. Точка O_1 відповідає осі вала, точка O_2 — осі опорної поверхні статора ($O_1O_2 = e$). При обертанні прямого циліндра навколо точки O_1 повзун здійснює обертальний рух навколо точки O_1 і зворотно-обертальний в циліндрі.

Положення повзуна визначається кутом повороту γ і змінним радіусом ρ

$$\rho = R \cos \beta + e \cos(180^\circ - \gamma)$$

або при $\cos \beta = 1$

$$\rho = R - e \cos \gamma.$$

Переміщення повзуна становитиме $x = e(1 - \cos \gamma)$, а повний хід $x = 2e$.

Відносна швидкість повзуна

$$U_{\Pi} = \frac{dx}{dt} = e \sin \gamma \frac{d\gamma}{dt} = e \omega \sin \gamma,$$

де ω — кутова швидкість прямого циліндра.

Миттєва витрата (подача) рідини визначається як добуток площі повзуна на відносну швидкість, тобто

$$Q_{\text{м}} = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} e \omega \sin \gamma.$$

Із залежності випливає, що радіально-поршнева гідромашина створює нерівномірну подачу (витрату) робочої рідини. Як свідчать дослідження, амплітуда коливань подачі зменшується зі збільшенням кількості поршнів, причому більше при парній кількості поршнів, ніж при непарній.

В процесі роботи радіально-поршневого гідромотора на кожний поршень діє сила тиску рідини

$$F = P \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4}$$

і сила інерції

$$F_{\text{ін}} = m \omega^2 \rho.$$

Силу F можна розкласти на радіальну $N = F/\cos\beta$ і тангенціальну $T = \operatorname{tg}\beta$ сили.

Тангенціальна сила і створює крутний момент на валу ротора гідромотора.

Повний крутний момент для гідромотора дорівнює сумі моментів, що створює тангенціальна сила на кожному із поршнів.

Приклад 5.10. Визначити основні параметри дворядного $K = 2$ радіально-поршневого насоса, якщо його подача $Q = 4$ л/с, номінальний тиск $P = 10$ МПа, частота обертання вала $n = 980$ об/хв, кількість поршнів в ряду $z = 9$, кількість циклів $m = 1$, об'ємний ККД $\eta_V = 0,98$, загальний ККД $\eta = 0,92$.

Розв'язок. Теоретична подача насоса

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{4,0}{0,98} = 4,04 \text{ л/с.}$$

Робочий об'єм насоса

$$V_p = \frac{Q_T}{n} = \frac{4,04 \cdot 60 \cdot 10^3}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Прийнявши, що співвідношення ходу поршня до його діаметра $h/d_{\Pi} = 0,65$, знаходимо діаметр поршня

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4V_p}{\pi z h K m}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot 9 \cdot 0,65 \cdot 2 \cdot 1}} = 3,02 \text{ см.}$$

Приймаємо $d_{\Pi} = 30$ мм.

Хід поршня визначимо за залежністю

$$h = \frac{4V_p}{\pi d_{\Pi}^2 z K m} = \frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot 3^2 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 1} = 1,97 \text{ см.}$$

Ексцентриситет

$$e = \frac{h}{2} = \frac{1,97}{2} = 0,985 \text{ см} = 9,85 \text{ мм.}$$

Довжина поршня $l = 2(e + d_{\Pi}) = 2(9,85 + 30) = 79,7$ мм. Діаметр ротора $D_p = 12,5d_{\Pi} = 12,5 \cdot 30 = 375$ мм. Діаметр цапфеного розподільника $D_{\Pi,p} = 5d_{\Pi} = 5 \cdot 30 = 150$ мм. Внутрішній діаметр опорної поверхні статора $D_c = D_p + 2e = 375 + 2 \cdot 9,85 = 395$ мм.

Корисна потужність насоса

$$N_K = PQ = 10 \cdot 4 = 40 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається насосом від електродвигуна,

$$N = N_K/\eta = 40/0,92 = 43,5 \text{ кВт.}$$

Приклад 5.11. Визначити витрату рідини Q і тиск P_1 на вході в радіально-поршневий гідромотор, при яких крутний момент на його валу дорівнюватиме $M = 1,5$ кНм, а частота обертання вала $n = 120$ об/хв, якщо тиск на виході

$P_2 = 0,20$ МПа, робочий об'єм гідромотора $V_0 = 1000$ см³, гідромеханічний ККД $\eta_{\text{ГМ}} = 0,96$, об'ємний ККД $\eta_v = 0,94$.

Розв'язок. Перепад тиску $\Delta P = P_1 - P_2$ знаходимо за залежністю

$$\Delta P = \frac{2\pi M}{V_p \eta_{\text{ГМ}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{1000 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96} = 9,81 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Тиск на вході в гідромотор

$$P_1 = \Delta P + P_2 = 9,81 + 0,2 = 10 \text{ МПа.}$$

Витрата рідини через гідромотор

$$Q = \frac{V_p n}{60 \eta_v} = \frac{1000 \cdot 120}{60 \cdot 0,94} = 2130 \text{ см}^3/\text{с} = 2,13 \text{ л/с.}$$

5.2.3. Поршневі насоси гідроприводів гальм, зчеплень

В гідроприводах гальм, зчеплень автомобілів і деяких зернозбиральних комбайнів джерелом гідравлічної енергії є однопоршневий насос, який називають *головним циліндром*. Будову такого насоса показано на рис. 5.36

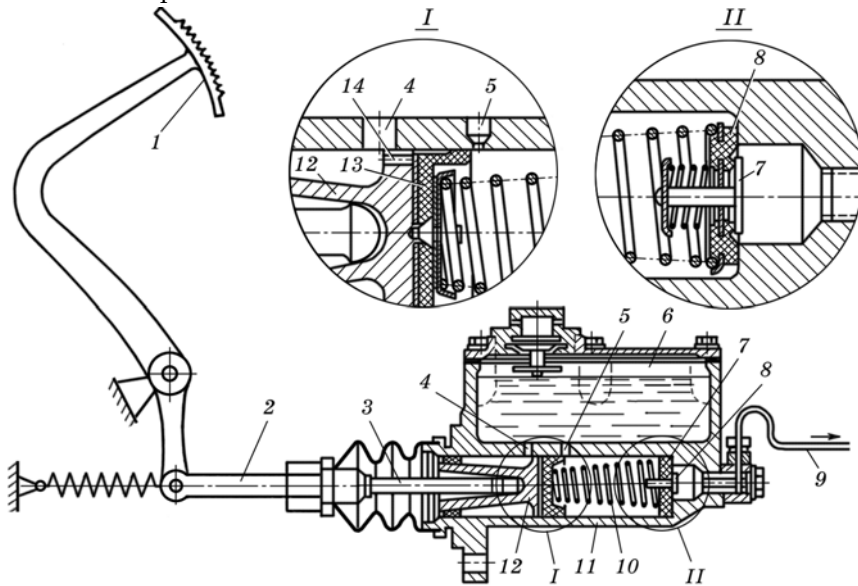


Рис. 5.36. Поршневий насос (головний циліндр) гідроприводу гальм:

1 — педаль; 2 — тяга педалі; 3 — шток; 4 — перепускний отвір; 5 — компенсаційний отвір; 6 — бачок для робочої рідини; 7 — зворотний клапан; 8 — напірний клапан; 9 — трубопровід до колісного циліндра; 10 — пружина поршня; 11 — циліндр; 12 — поршень; 13 — гумова манжета; 14 — підживлювальний отвір поршня

Принцип дії. При дії на педаль 1 завдяки тязі 2 і штоку 3 поршень 12 переміщується вправо в циліндрі 11, стискаючи пружину 10. Як тільки поршень манжетою 13 перекриє компенсаційний отвір 5 в днищі бачка 6, робоча рідина під тиском надходить через клапан 8 у трубопровід 9 і до колісного гідроциліндра, колодки гальмують колесо. Якщо зняти зусилля із педалі (система розгальмується), поршень під дією пружини 10 переміщуються вліво. Рідина із колісного циліндра через зворотний клапан 7 надходить в праву порожнину циліндра 11. Якщо рідина з якоїсь причини просочується із правої порожнини циліндра, в ній створюється розрідження. Тоді рідина із бачка 6 через перепускний отвір 4 і підживлювальний отвір 14 поршня, відтискує гумову манжету 13 і надходить в праву порожнину циліндра.

Будова і принцип дії насосів гідроприводу зчеплень аналогічна. За будовою такі насоси відрізняються конструкцією бачка для робочої рідини.

5.3. Планетарні гідромашини

До планетарних гідромашин належать насоси-дозатори, гідромотори та гідрообертачі. Особливістю планетарних гідромашин є те, що їх основний робочий орган у процесі роботи здійснює складний рух — обертальний навколо своєї осі та обертальний по орбіті.

Планетарні гідромашини ще називають орбітальними або героторними.

5.3.1. Насоси-дозатори

Насоси-дозатори призначені для дозованої подачі робочої рідини в гідроциліндри повороту керованих коліс самохідних сільськогосподарських машин.

У гідроб'ємному рульовому керуванні застосовують такі марки насосів-дозаторів: ГА-36000А (розробляє ДСКБ м. Таганрог, а виготовляє Омський завод гідроприводів «Омськгідропривод»); ХУ-85 (виготовляє Болгарія).

Конструкція таких гідромашин має загальну схему: нерухома кільцева напрямна шестерня (статор); сателіт (ротор), що виконує обертальний та планетарний (орбітальний) рух; розподільник дозуючого насоса, який може бути золотникового типу або торцевий.

Насос-дозатор ГА-36000А застосовують в гідроприводах рульового керування самохідних сільськогосподарських машин СК-5, СК-6, КПС-5Г, КСК-4, СКТ-2 та ін.

Робочі елементи насоса-дозатора — нерухома напрямна 6 (рис. 5.37), що має сім роликів 12 та сателіт 11, що має шість зубів епітрохідного профілю — утворюють цівкове зачеплення. Вони розміщені

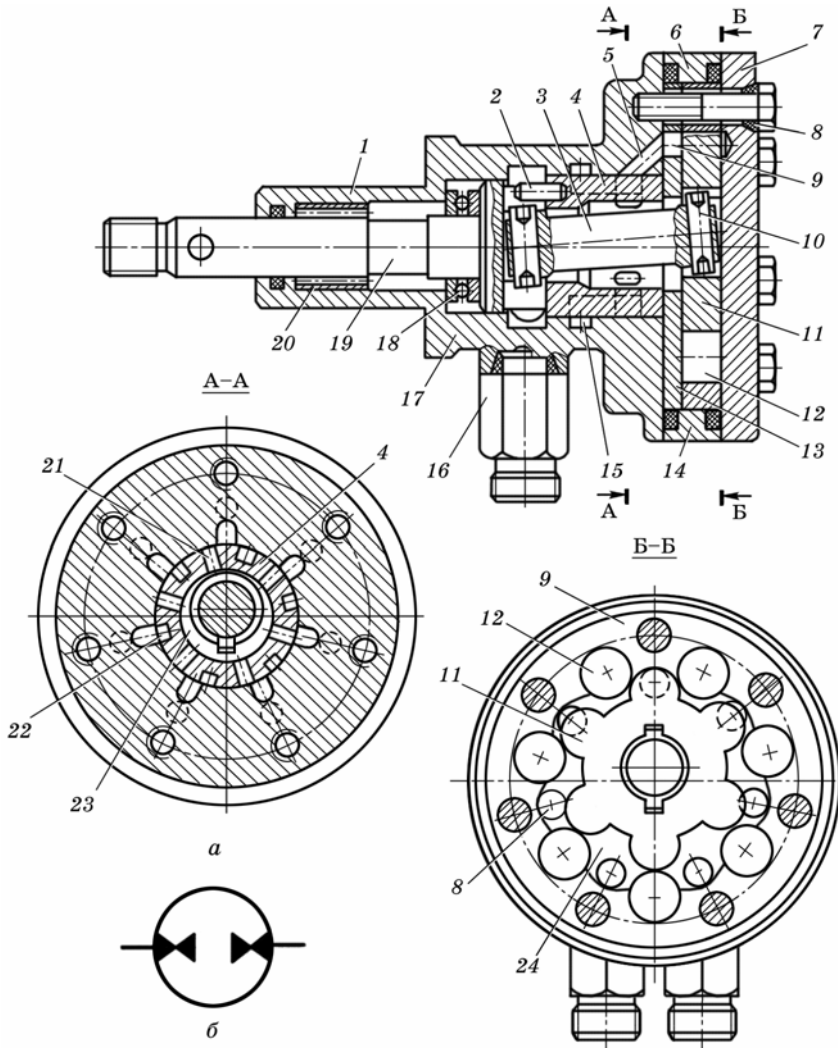


Рис. 5.37. Насос-дозатор ГА-36000А:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1, 8 — ущільнювальні кільця; 2, 10 — штифти; 3 — плаваючий вал; 4 — золотник; 5 — канал; 6 — напрямна; 7 — кришка; 9 — отвір; 11 — сателіт; 12 — ролик; 13 — пластина; 14 — кільце; 15 — кільцева виточка; 16 — штуцер; 17 — корпус; 18, 20 — підшипники; 19 — вал; 21 — радіальний отвір; 22 — паз; 23 — центральний осьовий канал; 24 — робоча камера

між пластиною 13 і кришкою 7, що болтами прикріплені до корпусу 17. Товщина напрямної більша за товщину роликів і сателіта, це дає змогу останнім вільно обертатись.

У корпусі 17 встановлено вал 19, хвостовик якого нерухомо з'єднаний з валом рульового колеса. Вал 19 встановлено у радіально-голчастому підшипнику 20 і упорному підшипнику 18, штифтом 2 з'єднано із золотником 4. Плаваючий вал 3 з двома штифтами 10 утворює карданну передачу між валом 19 і сателітом 11. Золотник 4 має центральний осьовий канал 23, через який проходить плаваючий вал 3, та шість радіальних отворів 21. На зовнішній поверхні золотника знаходяться шість пазів 22. Корпус 17 всередині має дві кільцеві виточки (кільцева виточка 15 сполучена з одним штуцером, а друга — із штуцером 16) та сім косих каналів 5.

У пластині 13 є також сім отворів 9, що з одного боку сполучаються з косими каналами 5, а з другого — з робочими камерами 24 насоса. Камери утворені двома роликами 12, внутрішньою поверхнею напрямної 6 і бічною поверхнею сателіта 11, що контактує з роликами.

При обертанні рульового колеса разом з ним обертається золотник 12 (рис. 5.38) та сателіт. Сателіт крім обертання навколо власної осі обертається ще й по орбіті. Зуби сателіта 2 проковзують по роликах 1 і входять або виходять з робочих камер 7, чим змінюють

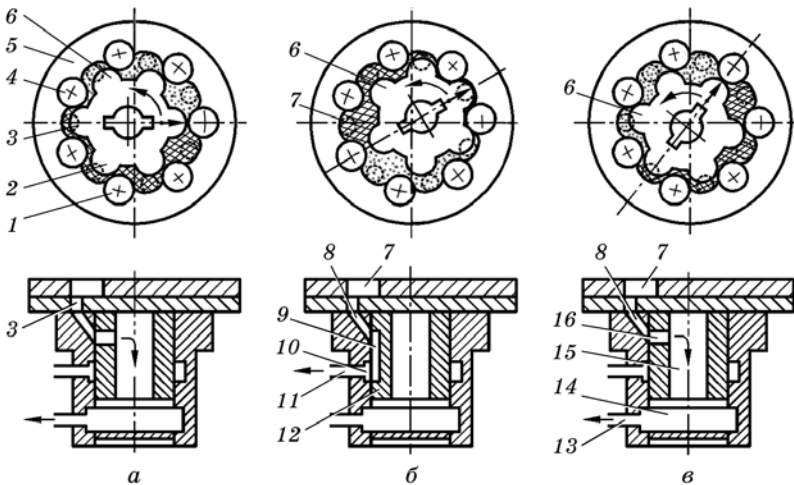


Рис. 5.38. Схема роботи насоса-дозатора:

а, в — витіснення рідини; б — всмоктування рідини; 1, 4 — ролики; 2, 6 — зуби сателіта; 3 — отвір; 5 — напрямна; 7 — робоча камера; 8 — канал; 9 — паз; 10, 11, 13 — штуцери; 12 — золотник; 14 — кільцеві виточки; 15 — центральний осьовий канал; 16 — радіальний отвір

їх об'єм. Коли зуб 2 знаходиться між роликками 1 і 4 напрямної 5 (див. рис. 5.38, а) робочий об'єм камери 7 зменшується до нуля. При обертанні сателіта, наприклад, проти годинникової стрілки (див. рис. 5.38, б) у камері 7 утворюється вакуум і тоді із штуцера 11 через кільцеву виточку корпусу, паз 9 золотника 12, косий канал 8 корпусу в камеру 7 всмоктується олива. При подальшому обертанні сателіта зуб 6 (див. рис. 5.38, в) заходять між роликки і витісняє оливу з камери 7, яка через косий канал корпусу 8, радіальний отвір 16 золотника, центральний осьовий канал 15, кільцеву виточку корпусу нагнітається в штуцер 13.

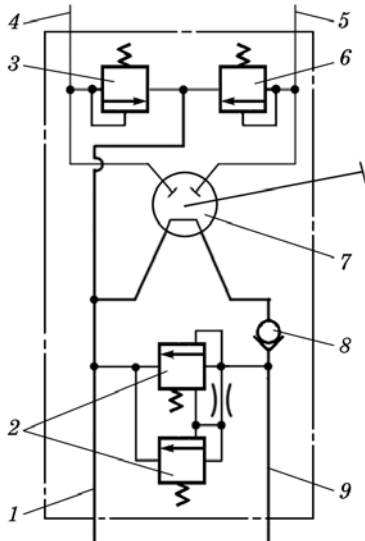
Аналогічно відбувається процес всмоктування і нагнітання в інших камерах. При зміні напрямку обертання (за стрілкою годинника) напрямок руху оливи змінюється на зворотний. Олива всмоктується через центральний осьовий канал, радіальний отвір золотника та кільцеву виточку 10 корпусу.

Отже, насос-дозатор у системі рульового керування самохідних машин працює в режимі реверсивного насоса.

Робоча рідина для насоса-дозатора — моторні оливи: влітку — М-10В₂, М-10Г₂; взимку — М-8В₂, М-8Г₂.

Технічні характеристики насоса-дозатора ГА-36000А: Робочий об'єм — 120 см³; номінальний тиск — 1,5 МПа; максимальний тиск 10 МПа; частота обертання, с⁻¹: номінальна — 1, мінімальна — 0,1, максимальна — 2; загальний ККД — 0,75; маса — 8 кг.

Насос-дозатор ХУ-85 встановлюють в гідроприводі рульового керування кормозбиральних комбайнів типу КСК-100 та корене-збиральних машинах типу КС-6Б.



Особливістю цього насоса порівняно з насосом-дозатором ГА-36000А є те, що в його корпусі вмонтовано розподільник та систему клапанів керування 2, 3, 6 і 8 (рис. 5.39). Сам дозувальний насос 7 і перелічені вище складові, що об'єднані в один агрегат, умовно називають насосом-дозатором.

Рис. 5.39. Принципова гідравлічна схема насоса-дозатора ХУ-85:

1 — зливний трубопровід; 2 — запобіжний клапан входного напірного трубопроводу; 3, 6 — запобіжні (протиударні) клапани гідропроводів гідроциліндрів; 4, 5 — гідропроводи до гідроциліндрів; 7 — дозуючий насос; 8 — зворотний клапан; 9 — напірний гідропровід

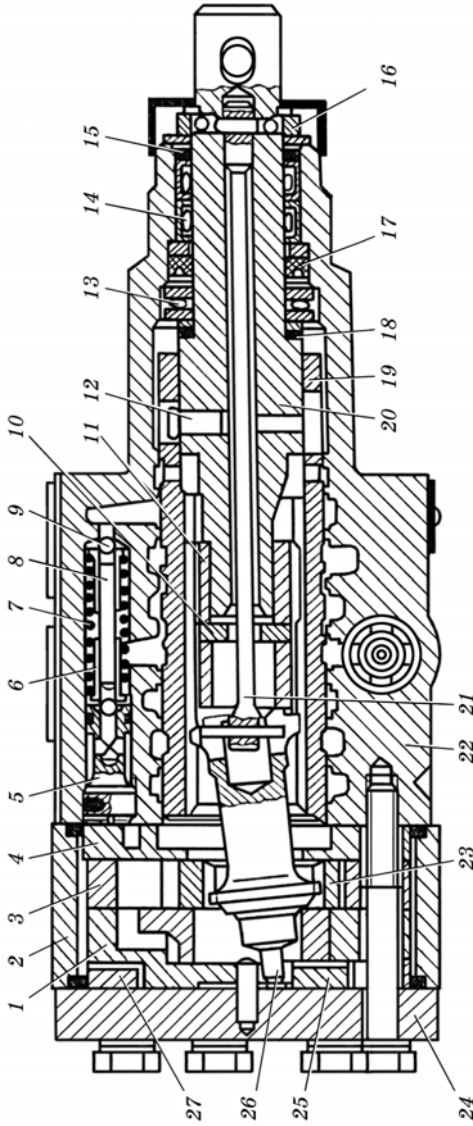


Рис. 5.40. Насос-дозатор ХУ-85:

1 — розподільник; 2 — корпус клапана; 3 — статор; 4 — опорна пластина; 5 — сідло клапана; 6 — втулка; 7 — пружина; 8 — напярмна; 9 — кулька здровного клапана; 10 — шайба; 11 — муфта; 12 — штифт; 13 — радіально-упорний підшипник; 14 — голчастий підшипник; 15, 17 — ушльнення; 16, 18 — шайби; 19 — золотник; 20 — керований (вхідний) вал; 21 — торсний вал; 22 — торсний вал; 23 — корпус насоса-дозатора; 24 — кришка; 25 — торцевий золотник; 26 — кардан; 27 — розбірна втулка

Будову насоса-дозатора ХУ-85 показано на рис. 5.40. У корпусі 22 розміщені: керований (вхідний) вал 20 та золотник 19 (на частині його внутрішньої поверхні нарізано евольвенті шліци). Останній з розточками в корпусі утворює розподільник. У керованому валу запресовано штифт 12, що входить у паз золотника. Цей паз зроблено під кутом до осі золотника таким чином, що при обертанні вала золотник переміщується в осьовому напрямку. Задній кінець вала 20 закінчується трьома профільованими шліцами, на яких із зазором встановлено муфту 11. На зовнішній частині муфти нарізано евольвенті шліци, що входять у зачеплення з внутрішніми шліцами золотника 19. З останніми зв'язаний кардан 26, що входить другим кінцем у зачеплення з ротором 23. Вал 20 і кардан 26 з'єднані торсіонним валом 21, він відіграє роль пружини, що скручується доти, поки не буде вибраний зазор між шліцами вала 20 і муфти 11.

До заднього торця прикріплені елементи дозуючого насоса: ротор 23, статор 3, розподільник 1, торцевий (плоский) золотник 25, опорна пластина 4, розпірна втулка 27, кришка 24, корпус насоса-дозатора 22.

Кардан 26 обертає разом з ротором 23 і торцевий золотник 25.

У спеціальні отвори корпусу 22 вмонтовано: вхідний зворотний клапан, вхідний запобіжний клапан, всмоктувальні (протикавітаційні) зворотні клапани, здвоєний запобіжний клапан.

Принцип дії. При повороті рульового колеса (насос НШ-10Е працює) керований вал 20 обертається, що зумовлює поступальне переміщення золотника 19. Через опір ротора 23 золотник 19 і кардан 26 не обертаються, а торсіонний вал 21 закручується на певний кут. При цьому рідина від насоса НШ-10Е надходить у відповідну робочу камеру насоса-дозатора і ротор починає обертатися. Водночас золотник зміщується і займає нейтральне положення. Золотник, обертаючись, безперервно «стежить» за обертанням вхідного вала. Кут «розбіжностей» між вхідним валом і золотником визначається тиском робочої рідини на виході насоса-дозатора (в циліндрах). Якщо опір повороту коліс настільки великий, що кут «розбіжності» більший за оптимальний, то золотник починає обертатися від вхідного вала. Якщо обертати рульове колесо при положенні коліс в упорі, то рідина перепускатиметься запобіжним клапаном. При нейтральному положенні золотника рідина від насоса надходить на злив у бак.

Коли напрямні колеса натикаються на перешкоду на дорозі, то з відповідних порожнин гідроциліндрів рідина надходить у дозувальний насос, який починає працювати в режимі гідромотора, обертаючи кардан, а через нього і золотник. При нерухомому вхідному валі насоса-дозатора обертання золотника через з'єднання «штифт — косий паз» перетворюється на поступальний рух. Золотник переміщується з нейтрального положення в таке, при якому робоча рідина від на-

соса НШ-0Е через дозувальний насос надходить до циліндрів і при цьому відновлюється положення напрямних коліс. Якщо сила, що діє з боку перешкоди на колесо, дуже велика, то тиск на виході з насоса-дозатора обмежується запобіжними клапанами 3, 6 (див. рис. 5.39), відрегульованими на тиск 10 МПа.

Коли насос НШ-10Е не подає рідину в насос-дозатор (робота без підсилення), то при обертанні керованого вала 20 золотник 19 переміщується з нейтрального положення доти, поки не буде вибраний весь зазор між шліцами вхідного вала і муфти 11. Після цього золотник починає повертатися, а від нього кардан і ротор дозувального насоса, подаючи рідину до циліндрів. Зворотний клапан 8 (див. рис. 5.39) у цьому разі закритий і перекриває доступ рідини до насоса НШ-10Е. Зусилля повороту рульового колеса зростає.

5.3.2. Планетарні гідромотори

Для приводу активних робочих органів, транспортерів сільськогосподарських машин застосовують планетарні та планетарнороторні гідромотори.

Планетарні гідромотори МГП-80, МГП-100, МГП-125, МГП-160, МГП-200, МГП-315 розробляє і виготовляє Омський завод гідроприводів «Омськгідропривод».

Планетарно-роторні гідромотори ГПР-Ф-160, ГПР-Ф-250, ГПР-Ф-320, ГПР-Ф-400, ГПР-Ф-500, ГПР-Ф-630 розробляє конструкторсько-технологічний інститут сільськогосподарського машинобудування КТІСМ м. Запоріжжя, а виготовляє Сорокський завод «Гідропривод».

Планетарні гідромотори типу МГП — це реверсивні гідромашини з розподільником робочої рідини багаторазової дії.

Робочий орган складається з ротора 28 (рис. 5.41), семи циліндричних роликів 27 і пластини 24. Ротор при перекочуванні по зубчастому вінцю статора змінює об'єм робочих камер. Вісь ротора описує коло радіусом, що дорівнює ексцентриситету робочої пари.

У корпусі 5 встановлено радіально-упорні роликові підшипники 4, в яких обертається вихідний вал 1 з внутрішніми шліцами.

Для ущільнення вала в корпус встановлено манжету 3. Вихідний вал з'єднано із золотниковим пристроєм 10, 12 та валом 11. Торцеве притискання золотника здійснює притискна втулка 13, яка розміщена в кришці 17. Зусилля осевого притискання створює пластинчаста пружина 22 та тиск робочої рідини, що надходить через один з каналів.

Гайкою 25 і дистанційною втулкою 6 регулюють зазор у конічних підшипниках. Для герметизації внутрішнього об'єму гідромотора встановлено гумові кільця 8, 15, 21 та інші.

Для збору дренажу в деталях 10, 24, 29 є отвори, які діаметральним каналом деталі 24 сполучені із зворотними клапанами 30, що розділяють порожнини низького і високого тиску.

Для зниження тиску дренажу в пластині 24 є спеціальний отвір для виведення робочої рідини, який закритий пробкою 9.

Кутове положення пластини 24 відносно статора 29 і притискної втулки 13 відносно кришки 18 зафіксовано штифтами 14, 26. Осьове зміщення карданних валів у бік кришки обмежуються упорним роликом 16.

Напрямок обертання вихідного вала залежить від розподілу входу і виходу робочої рідини до отворів на кришці. Робоча рідина під тиском надходить у один з отворів притискної втулки 13, золотника 10 та проміжної пластини і підводиться в камери змінного об'єму,

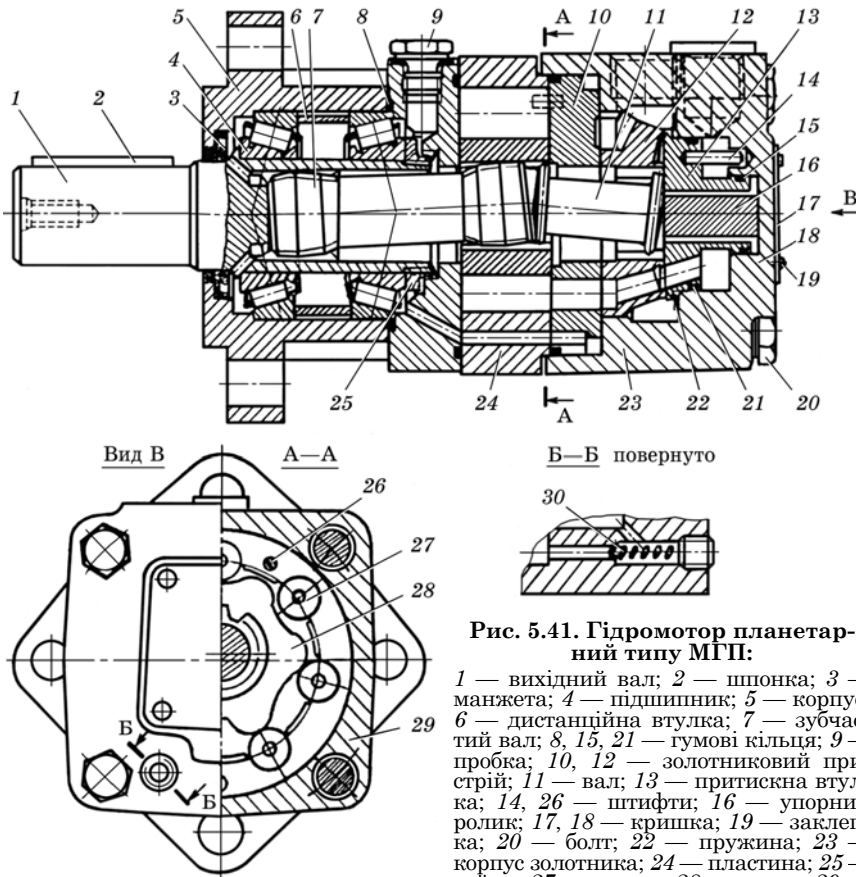


Рис. 5.41. Гідромотор планетарний типу МГП:

- 1 — вихідний вал; 2 — шпонка; 3 — манжета; 4 — підшипник; 5 — корпус; 6 — дистанційна втулка; 7 — зубчастий вал; 8, 15, 21 — гумові кільця; 9 — пробка; 10, 12 — золотниковий пристрій; 11 — вал; 13 — притискна втулка; 14, 26 — штифти; 16 — упорний ролик; 17, 18 — кришка; 19 — заклепка; 20 — болт; 22 — пружина; 23 — корпус золотника; 24 — пластина; 25 — гайка; 27 — ролик; 28 — ротор; 29 — статор; 30 — зворотний клапан

змушуючи ротор 28 обкочуватися (здійснювати орбітальний рух навколо осі статора і одночасно обертатися навколо власної осі в напрямку, протилежному руху по орбіті) по внутрішньому зубчастому вінцю статора. З камер, об'єм яких зменшується, відпрацьована рідина витісняється зубцями ротора і по розподільних каналах та отворах у кришці відводиться у зливну лінію. Отже, тиск робочої рідини приводить у дію ротор, який створює крутний момент. Рух ротора по орбіті перетворюється на оберти вихідного вала з переданим відношенням, що дорівнює семи.

Робоча рідина — моторні оливи: влітку — М-10В₂, М-10Г₂, взимку — М-8В₂, М-8Г₂ (ГОСТ 8581–78). ККД планетарних гідромоторів: гідромеханічний — 0,85; загальний — 0,78.

Технічні характеристики планетарних гідромоторів наведено в дод. 21.

Планетарно-роторні гідромотори типу ГПР-Ф (ПМТ) є планетарними реверсивними гідромашинами багаторазової дії. Вони мають торцевий розподільник робочої рідини і безкарданну кінематичну схему передачі крутного моменту на вихідний вал.

У корпусі 4 (рис. 5.42) нарізано зубці евольвентного зачеплення. Встановлений ексцентрично ротор 6 має два зубчастих вінця — зовнішній і внутрішній. Перший із зубцями корпусу 4 утворює пару з внутрішнім зачепленням. Другий входить у зачеплення з шестернею 7, що має круговий профіль зуба. Ця пара утворює робочі камери гідромотора, що з торців обмежені розподільником 8 і щогою 5, розміщеними на валу 1.

Ротор гідромотора здійснює складний рух — одночасно котиться по зубовому вінцю шестерні 7 і по зубовому вінцю нерухомого корпусу 4. За один оберт вала ротор здійснює шість обкочувань по зубовому вінцю корпусу.

Отже, гідромотор типу ГПР-Ф поєднує функції об'ємної гідромашини та редуктора.

У кришці 10 встановлено золотник 11, що під дією тиску рідини з внутрішньої порожнини притискається до робочої поверхні розподільника 8, в якому є підвідні канали. Кількість каналів дорівнює кількості обкочувань ротора 6 по зубовому вінцю корпусу 4.

У золотнику є канали, які через один сполучаються з порожнинами гідромотора. При подачі робочої рідини в одну з них робоча рідина через частину каналів золотника 11 надходить в половину робочих камер. Під дією тиску рідини ротор 6 котиться по вінцю корпусу 4, передаючи обертання на вихідний вал 1. Відпрацьована рідина з другої половини робочих камер через канали золотника 11 витісняється в іншу порожнину.

Напрямок і швидкість обертання вала 1 визначаються напрямком потоку та кількістю робочої рідини, що підводиться.

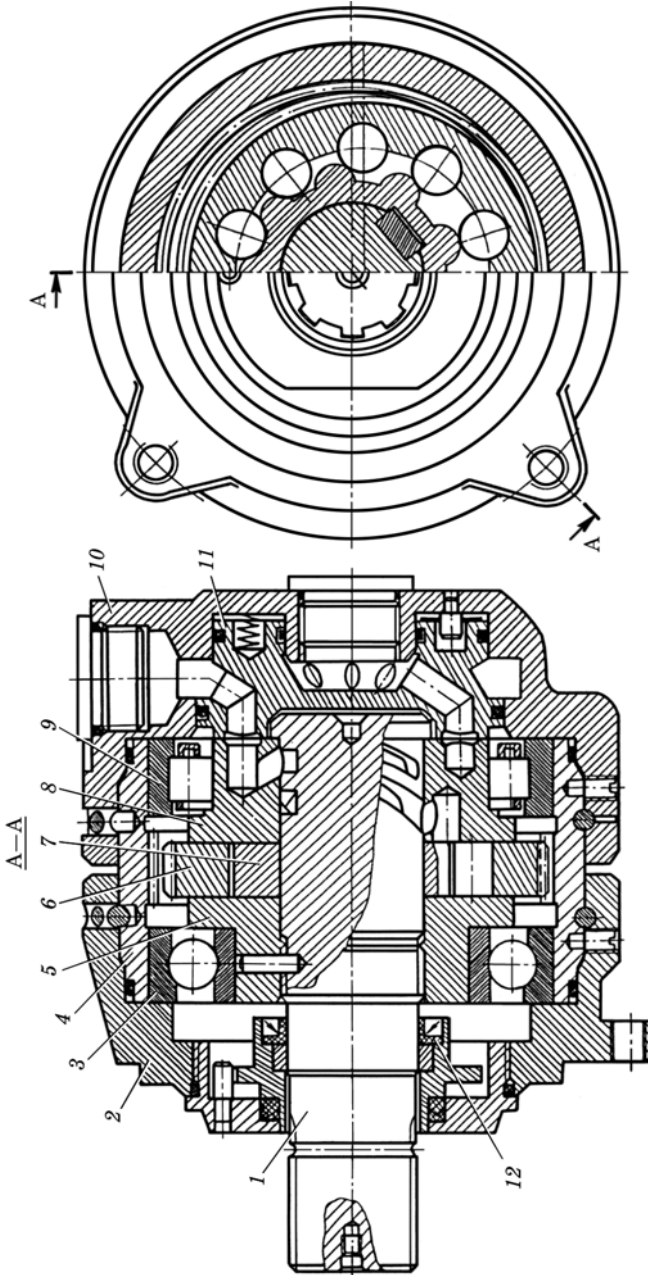


Рис. 5.42. Гідромотор планетарно-роготорний типу ГПР-Ф:

1 — вал; 2, 10 — кришки; 3 — підшипник радіально упорний; 4 — корпус; 5 — шок; 6 — ротор; 7 — шестерня; 8 — розподільник; 9 — підшипник роликів радіальний; 11 — золотник; 12 — ущільнювач

Гідромотори ГПР-Ф-160, ГПР-Ф-200, ГПР-Ф-250, ГПР-Ф-320 відрізняються один від одного тільки шириною деталей робочого органу.

Гідромотори ГПР-Ф-400, ГПР-Ф-500, ГПР-Ф-630 характеризуються наявністю двох уніфікованих з ГПР-Ф-200, ГПР-Ф-250, ГПР-Ф-320 робочих органів, що доповнюють їх робочий об'єм.

Робоча рідина гідромоторів — моторні оливи: влітку — М-10В₂, М-10Г₂, взимку — М-8В₂, М-8Г₂ (ГОСТ 8581–78). ККД планетарно-роторних гідромоторів: гідромеханічний — 0,9; загальний 0,85.

Технічні характеристики планетарно-роторних гідромоторів наведено в табл. 5.11.

5.11. Технічні характеристики планетарно-роторних гідромоторів

Показник	ГПР-Ф-160	ГПР-Ф-200	ГПР-Ф-250	ГПР-Ф-320	ГПР-Ф-400	ГПР-Ф-500	ГПР-Ф-630
Робочий об'єм, см ³	160±4,8	200±6,8	250±7,5	320±9,0	400±12	500±15,0	630±19,0
Частота обертання, об/хв							
номінальна	600±16	480±36	378±36	300±24	240±24	190±15	150±15
максимальна	780	630	499	390	310	250	200
мінімальна	—	10	6	5	5	4	3
Крутний момент, Нм							
номінальний	365	454	567	713	908	1114	1430
пусковий	300	370	465	585	745	915	1174
Тиск, МПа							
на вході:							
номінальний	16	16	16	16	16	16	16
пусковий	20	20	20	20	20	20	20
на виході:							
максимальний	8	8	8	8	8	8	8
мінімальний	0	0	0	0	0	0	0
Номінальна потужність, кВт	22	22	22	22	22	22	22
Маса, кг	20	20,5	21	22	23	23,5	24

5.3.3. Планетарні гідрообертачі

Гідрообертачі призначені для приводу тихохідних (2 – 6 об/хв) високомоментних (400 – 700 Нм) робочих органів, транспортерів, машин для перевезення кормів, внесення добрив.

Застосовуються планетарні гідрообертачі марок ГВУ-Ф-4000, ГВУ-Ф 6300 (розробляє конструкторсько-технологічний інститут сільськогосподарського машинобудування (КТІСМ) м. Запоріжжя, виготовляє Ліпецький дослідно-експериментальний завод «Гідромаш»).

Будову гідрообертача показано на рис. 5.43.

Гідрообертач складається з напрямної 15 із вставними роликами 20, шестерні 3 та двох кришок 12, в які запресовані заглушки 10. Кришки прикріплено до напрямної стяжними болтами з гайками. Профіль зубів шестерні круговий. Торцевий зазор між шестернею і кришками ущільнено гумовими та чавунними кільцями.

Принцип дії. При подачі рідини, наприклад, у порожнину 14 вона через кільцевий канал 18 та аксіальні отвори в правій кришці одночасно через канал у напрямній надходить в аксіальні отвори лівої кришки. Далі рідина через отвори 19 на торцях шестерні надходить у робочі камери, що утворені внутрішньою поверхнею напрямної і зовнішньою поверхнею шестерні. Під дією тиску рідини напрямна з роликами починає здійснювати складний рух, обкочуючись по шестерні і одночасно передаючи їй обертальний рух. Унаслідок цього відбувається необхідний для обертання розподіл рідини.

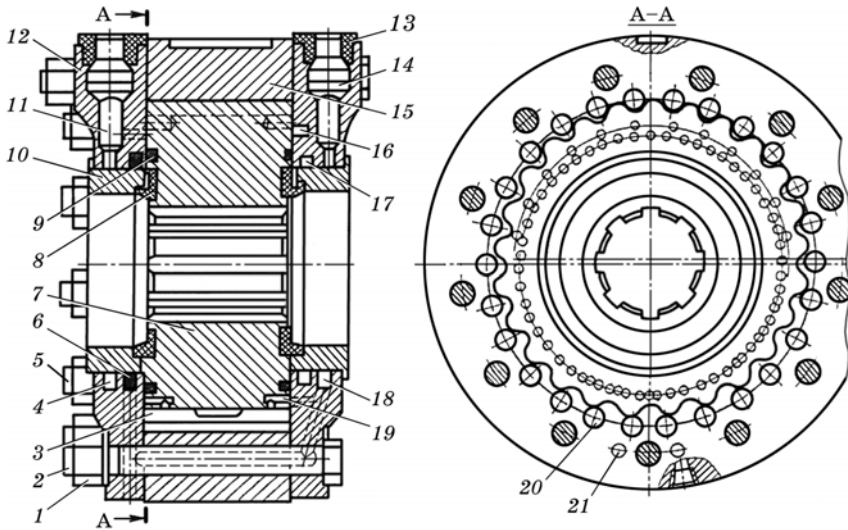


Рис. 5.43. Гідрообертач планетарний типу ГВУ-Ф:

1, 5 — гайки; 2 — болт; 3 — зуб шестерні; 4, 6, 17, 18 — кільцеві канали; 7 — шестерня; 8, 9 — ущільнення; 10 — заглушка; 11, 14 — порожнини; 12 — кришка; 13 — пробка; 15 — напрямна; 16, 19 — отвори; 20 — ролик; 21 — перепускний канал

Рідина витісняється на злив через два інші кільцеві канали в кришках.

Для того, щоб напрямна передавала реактивний момент і одночасно обкочувалась по шестерні, вона з'єднана з рамою машини шарнірно за допомогою важелів. Привідний вал гідрообертача, що жорстко з'єднаний з шестернею, встановлюють у підшипниках, закріплених на рамі машин.

Технічні характеристики гідрообертачів наведено в табл. 5.12

5.12. Технічні характеристики планетарних гідрообертачів

Показник	ГВУ-Ф-4000	ГВУ-Ф-6300
Робочий об'єм, см ³	4000	6300
Тиск, МПа		0
номінальний	10	20
максимальний	20	
Номінальний крутний момент, Нм	4300	6840
Номінальна потужність, кВт	3,4	3,4
Номінальна частота обертання, об/хв	9,6	6,0
Маса, кг	36	45

Робоча рідина — моторні оливи М-8Г₂, М-8В₂, М-10Г₂, М-10В₂ (ГОСТ 8581–78). ККД гідрообертачів — 0,5.

Основні параметри. Робочий об'єм планетарної гідромашини визначають за залежністю

$$V_p = 2mb\pi D_0 \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.22)$$

де m — модуль зачеплення; b — ширина сателіта; D_0 — діаметр початкового кола зачеплення; z_1 — кількість зубів сателіта; z_2 — кількість роликів напрямної.

Інші параметри визначають аналогічно, як і для шестеренних чи поршневих гідромашин.

Приклад 5.12. Визначити частоту обертання вала планетарного гідромотора ГПР-Ф-6300А приводу виштовхувальної рамки стогуутворювача СПТ-60 при агрегатуванні його з тракторами Т-150К і МТЗ-80, якщо об'ємний ККД гідромотора $\eta_v = 0,95$, а робочий об'єм $V_p = 0,63$ л.

Розв'язок. Із технічних характеристик гідросистем тракторів знаходимо: на тракторі Т-150К встановлено насос НШ-50Л-2, номінальна подача якого $Q = 86$ л/хв; на тракторі МТЗ-80 встановлено насос НШ-32У-2, номінальна подача якого $Q = 43$ л/хв.

Використовуючи залежність (5.10) знаходимо частоту обертання вала гідромотора:

при агрегуванні СПТ-60 з трактором Т-150К

$$n = \frac{Q\eta_V}{V_p} = \frac{86 \cdot 0,95}{0,630} = 129,6 \text{ об/хв,}$$

при агрегуванні з трактором МТЗ-80

$$n = \frac{Q\eta_V}{V_p} = \frac{43 \cdot 0,95}{0,630} = 64,8 \text{ об/хв.}$$

5.4. Пластинчасті гідромашини

Пластинчасті гідромашини — це насоси і гідромотори. Вони можуть бути регульованими і нерегульованими, реверсивними і нереверсивними.

Пластинчастим насосом називають роторний насос з робочими камерами, утвореними робочими поверхнями ротора, статора, двох суміжних пластин і бічних кришок. Вони бувають одноходової (рис. 5.44) і двохходової (рис. 5.45) дії.

Насос одноходової дії складається із статора 1 (рис. 5.44) і ротора 2, та двох бокових кришок. Ротор розміщений ексцентрично статору. В пазах ротора є пластини 4, що вільно можуть переміщуватись у пазах. Ротор приводиться в обертальний рух за допомогою вала 3. На бічних кришках є два вікна: всмоктувальне А і напірне Б. Роз-

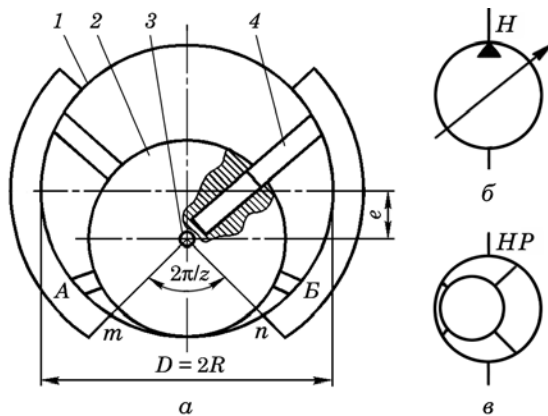


Рис. 5.44. Пластинчастий насос одноходової дії:

a — конструктивна схема; *б* — умовне позначення регульованого насоса на принципових схемах; *в* — напівконструктивна схема; 1 — статор; 2 — ротор; 3 — вал; 4 — пластина; *mn* — перемичка; *e* — ексцентриситет; А і Б — відповідно всмоктувальне і напірне вікна

мір перемички *mn* між вікнами не більший за кутовий розмір між двома суміжними пластинами.

Під час обертання ротора пластини постійно притискаються до статора крім пружини відцентровими силами. За наявності ексцентриситету *e* пластини здійснюють складний рух: обертаються з ротором і зворотно-поступально рухаються в пазах. При обертанні ротора, наприклад за стрілкою годинника, робочі камери, розміщені зліва від вертикальної осі

ротора, сполучається із всмоктувальним вікном A . Їх об'єм збільшується, виникає вакуум і робоча рідина під дією перепаду тисків надходить із бака та заповнює робочі камери. В зоні перемички між вікнами об'єм робочих камер не змінюється. Робочі камери, розміщені справа вертикальної осі ротора, сполучаються з напірним вікном B . Їх об'єми зменшуються, і рідина, що знаходиться в них, витискується через вікно B на вихід в напірну лінію.

Робочий об'єм пластинчастого насоса одноходової дії визначають за залежністю

$$V_p = 2e(2\pi R - zS)b, \quad (5.23)$$

де e — ексцентриситет; R — радіус статора; z — кількість пластин; S — товщина пластини; b — ширина пластини.

Робочий об'єм насоса регулюють, змінюючи ексцентриситет. Зміщенням статора можна отримати різні значення ексцентриситету по обидва боки ротора, що дає можливість реверсувати потік рідин.

Для розвантаження опор ротора від радіальних сил, що виникають від дії тиску рідини, застосовують пластинчасті насоси двоходової дії (рис. 5.45). Під час обертання ротора за стрілкою годинника всмоктування робочої рідини відбувається через діаметрально розміщені всмоктувальні вікна $B1$ і $B2$, а витискання через напірні вікна $H1$ і $H2$. Оскільки тиск рідини діє на діаметрально протилежні боки ротора, то опори ротора розвантажуються від тиску рідини. Для забезпечення підтискання пластин до статора по кільцевій проточці A підводиться рідина із напірної лінії.

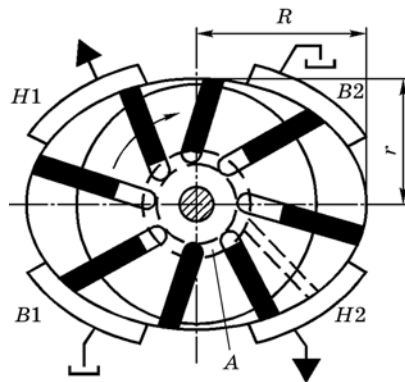


Рис. 5.45. Схема пластинчастого насоса двоходової дії:

$B1$ і $B2$ — всмоктувальні вікна; $H1$ і $H2$ — напірні вікна; A — кільцева проточка

Робочий об'єм пластинчастого насоса двоходової дії визначають за залежністю

$$V_p = 2\pi(R^2 - r^2)b, \quad (5.24)$$

де R — радіус більшої півосі статора; r — радіус ротора; b — ширина пластини.

В залежності (5.24) не враховано об'єм, що займають пластини, крім цього залежність вказує, що такі насоси нерегульовані.

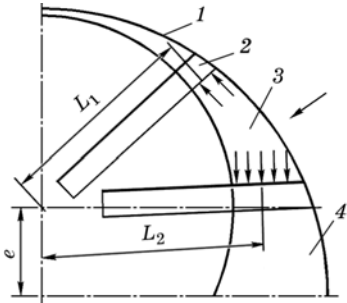


Рис. 5.46. Схема роботи пластинчастого гідромотора:

1 — статор; 2 — пластина; 3 — робоча камера; 4 — ротор; e — ексцентриситет; L_1 і L_2 — плечі дії рівнодійної сили тиску рідини

Пластинчастий гідромотор (рис. 5.46) за будовою не відрізняється від пластинчастого насоса.

Крутний момент на валу гідромотора створюється при підведенні рідини під тиском в робочу камеру і він виникає в результаті різниці тисків на дві суміжні пластини, тобто

$$M_i = P(S_1 L_1 - S_2 L_2), \quad (5.25)$$

де P — тиск робочої рідини; S_1, S_2 — робоча площа пластини; L_1, L_2 — плечі дії рівнодійної сили тиску.

Повний крутний момент дорівнює сумі складових моментів робочих камер, що сполучені з напірними вікнами, тобто

$$M = \sum M_i.$$

В інженерних розрахунках повний крутний момент визначають за залежністю (5.14).

Приклад 5.13. Визначити потужність пластинчастого насоса одноходової дії, якщо вакуум на вході $P_1 = 30$ кПа, манометричний тиск, що створює насос $P_2 = 1,5$ МПа, радіус статора $R = 30$ мм, кількість пластин $z = 8$, ексцентриситет $e = 3$ мм, частота обертання $n = 1000$ хв⁻¹, об'ємний ККД $\eta_V = 0,65$, загальний ККД $\eta = 0,55$.

Розв'язок. Визначаємо робочий об'єм за залежністю (5.23)

$$V_p = 2e(2\pi R - zS)b = 2 \cdot 0,3(2 \cdot 3,14 \cdot 3 - 8 \cdot 0,2) \cdot 3 = 31 \text{ см}^3.$$

Подача насоса

$$Q = \frac{V_p n}{60} \eta_V = \frac{31 \cdot 1000}{60} \cdot 0,65 = 336 \text{ см}^3/\text{с} = 0,336 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тиск насоса

$$P = P_1 + P_2 = 1,5 + 0,033 = 1,53 \text{ МПа}.$$

Корисна потужність насоса

$$N_k = PQ = 1,53 \cdot 10^6 \cdot 0,336 \cdot 10^{-3} = 514 \text{ Вт}.$$

Потужність для приводу насоса

$$N = \frac{N_k}{\eta} = \frac{514}{0,55} = 935 \text{ Вт}.$$

Пластинчасті гідромашини у гідроприводах сільськогосподарської техніки нині широкого застосування не набули. Вони можуть забезпечити потужність до 85 кВт, працювати при тисках до 18 МПа з частотою обертання вала ротора до 1800 об/хв, малOSHумні, здатні забезпечити великі подачі (витрати) при тисках до 18 МПа та високому ККД, тому в перспективі вони знайдуть широке застосування у гідроприводах сільськогосподарської техніки. Застосовують такі гідромашини у гідроприводах металорізальних верстатів з помірним тиском (до 14 МПа).

Технічні характеристики деяких пластинчастих гідромашин наведено в табл. 5.13.

5.13. Технічні характеристики пластинчастих гідромашин

Показник	Насоси			Гідромотори		
	Г12-31	Г12-32	Г12-33	МГ16-13	МГ16-14	МГ16-15
Робочий об'єм, см ³	12,5	25	40	36	70	140
Тиск, МПа						
номінальний	6,3	6,3	6,3	5	5	5
максимальний	7	7	7	6,5	6,5	6,5
Частота обертання, с ⁻¹						
номінальна	16	16	16	—	—	—
максимальна	25	25	25	36,5	30	25
мінімальна	10	10	10	0,1	0,1	0,1
Номінальна потужність, кВт	1,50	2,65	4,50	4,12	8,40	14,3
ККД						
об'ємний	0,71	0,79	0,91	0,75	0,80	0,88
загальний	0,55	0,77	0,80	0,50	0,55	0,64
Маса, кг	8,7	8,7	8,7	10	24	86

5.5. Гвинтові гідромашини

Гвинтові гідромашини представлені в гідроприводах машин переважно насосами. В гідроприводах сільськогосподарської техніки вони набувають застосування завдяки тому, що забезпечують рівномірну подачу рідини при невисоких тисках і малOSHумні.

Залежно від кількості гвинтів насоси бувають одно-, дво-, три- і багатогвинтовими. Найбільш широко застосовують тригвинтові насоси з циклоїдальним зацепленням.

На рис. 5.47 показано насос, що має три двозахідні гвинти, із яких середній 5 — ведучий і два інших 4 — ведені. Напрямки нарізки на ведучому і веденому гвинтах протилежні. У корпусі 1 встановлено обойму 2, залиту бабітом і сполучену своїми вікнами із всмоктувальним патрубком 6. Гвинти розміщені в обоймі з мініма-

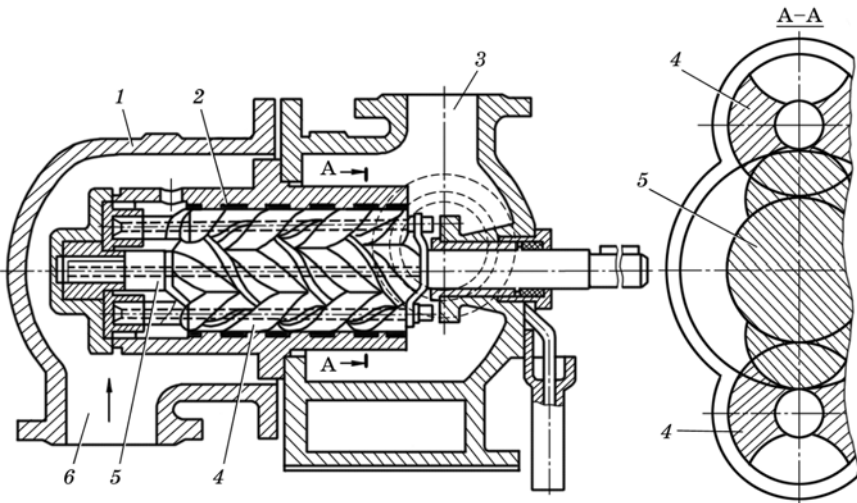


Рис. 5.47. Тригвинтовий насос:

1 — корпус; 2 — обойма; 3 — напірний патрубок; 4 — ведені гвинти; 5 — ведучий гвинт; 6 — всмоктувальний патрубок

льними зазорами. При зачепленні вони утворюють робочі камери, які під час обертання, переміщуються разом з рідиною вздовж осі до напірного патрубку 3.

При такому конструктивному виконанні гвинти розвантажені від радіальних сил тиску, а виникаючі осеві сили сприймаються упорними підшипниками. Основне навантаження припадає на ведучий гвинт, ведені гвинти виконують роль замикачів (герметизаторів) робочих камер.

Основні технічні характеристики тригвинтових насосів наведено в табл. 5.14.

5.14. Технічні характеристики тригвинтових насосів

Марка насоса	Подача, л/хв	Тиск, МПа	Частота обертання, об/хв	Потужність насоса, кВт
ЗВ0,25/25	3,33; 6,67	1,0; 2,5	3000; 2800	0,5; 1,0
ЗВ1/100	25	10	2900	8,0
ЗВ2,5/100	50	10	2900	16
ЗВ4/160	66,6	16	2900	34
ЗВ16/25	367	0,6; 2,5	2900	11; 21
ЗВ40/25	583; 533	0,45; 2,5	1450	7,0; 32
ЗВ125/16	1500	0,6; 2,5	1450	22,5; 80

Примітки: 1. Допустима вакуумметрична висота всмоктування для всіх наведених насосів 5 – 6 м, для насоса ЗВ1/100 — 4 м.

2. Наведені насоси призначені для подачі чистих мінеральних олій, нафтопродуктів та інших добре змащувальних і неагресивних рідин.

Тригвинтові насоси здатні розвивати тиск до 10...20 МПа. Причому, чим більший тиск, тим довшими мають бути гвинти для забезпечення необхідної герметичності. Мінімальна довжина гвинта $L = 1,25t$, де t — крок гвинтів. Залежно від тиску довжину гвинта тригвинтового насоса приймають в межах: при $P = 1,5...2,0$ МПа — $L = (1,5...2)t$, при $P = 5...7,5$ МПа — $L = (3...4)t$; при $P = 15...20$ МПа — $L = (6...8)t$.

Робочий об'єм насоса з трьома однаковими гвинтами

$$V_p = (S - S_r)t = 1,243d_3^2t, \quad (5.26)$$

де S — площа перерізу розточки корпусу; S_r — площа перерізу гвинтів; t — крок гвинта; d_3 — внутрішній діаметр ведучого гвинта або зовнішній діаметр веденого гвинта.

Крок гвинта

$$t = \frac{10}{3}d_3. \quad (5.27)$$

Об'ємний ККД для насосів високого тиску приймають $\eta_V = 0,7...0,8$ і $\eta_V = 0,90...0,95$ для насосів низького тиску.

Приклад 5.14. Визначити потужність тригвинтового насоса при частоті обертання $n = 2900$ об/хв, якщо тиск, що створюється ним, $P = 2,2$ МПа, а зовнішній діаметр веденого гвинта $d_3 = 62$ мм, об'ємний ККД $\eta_V = 0,8$, загальний ККД насоса $\eta = 0,78$.

Розв'язок. Визначимо крок гвинта за залежністю (5.27), а робочий об'єм за залежністю (5.26), тобто

$$t = \frac{10}{3}d_3 = \frac{10}{3} \cdot 62 = 207 \text{ мм.}$$

$$V_p = 1,243d_3^2t = 1,243 \cdot 6,2^2 \cdot 20,7 = 989 \text{ см}^3.$$

Тоді подача насоса

$$Q = \frac{V_p n}{60} \eta_V = \frac{0,989 \cdot 2900}{60} \cdot 0,8 = 38 \text{ л/с.}$$

Корисна потужність

$$N_k = PQ = 2,2 \cdot 10^6 \cdot 0,0382 = 8,41 \cdot 10^4 \text{ Вт} = 84,1 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса

$$N = \frac{N_k}{\eta} = \frac{84,1}{0,78} = 107,9 \text{ кВт.}$$

5.6. Порівняльні характеристики насосів і гідромоторів

Віддати перевагу будь-якому із типів гідромашин, описаних в розд. 5, однозначно не можна. Проте, аналізуючи параметри насосів і гідромоторів, наведених в додатках, а також конструктивні особливості, можна зазначити таке. Найпоширеніші у гідроприводах сільськогосподарської техніки *шестеренні насоси*. Практично на будь-якому тракторі і самохідній сільськогосподарській машині встановлено шестеренний насос. Це пов'язано з тим, що шестеренні гідромашини мають малу масу на одиницю потужності (0,41 – 0,95 кг/кВт) порівняно, наприклад, з аксіально-поршневими гідромашинами (0,68 – 4,10). Крім цього вони невибагливі до чистоти робочої рідини (тонкість фільтрації — 63 мкм, в той час як для аксіально-поршневих 10 мкм).

Недоліки шестеренних гідромашин:

- тиск робочої рідини у западинах шестерень збільшується від порожнини всмоктування до напірної порожнини, що спричинює виникнення незрівноважених зусиль і потребу в додаткових пристроях для їх зрівноваження;

- основним каналом втрат (витікання) рідини (75 – 80 %) є торцеві зазори між шестернями і кришками (чи втулками), що потребує додаткових пристроїв для усунення таких втрат;

- частина рідини запирається у западинах при зачепленні шестерень, що зумовлює компресію рідини, а отже, й незрівноваженні зусилля;

- низький момент зрушення (0,3 – 0,4 від номінального крутного моменту), коли шестеренна гідромашина працює як гідромотор, а це призводить до обмежень застосування такої гідромашини;

- шестеренні насоси і гідромотори нерегульовані, тобто конструкція не дає змоги змінювати робочий об'єм;

- шестеренні гідромашини, як правило, зібрані або для лівого або для правого обертання, тобто вони нереверсивні.

Основна перевага *аксіально-поршневих гідромашин* порівняно з шестеренними в тому, що вони мають більший ККД, реверсивні, можуть бути регульованими і нерегульованими, гідромотори мають значно вищий момент зрушення.

Доцільними, особливо у гідроприводах ведучих коліс, є аксіально-поршневі насоси і гідромотори з похилим диском.

Планетарні насоси і гідромотори відрізняються від аксіально-поршневих компактністю, вартістю, малою частотою обертання.

Планетарні гідромотори мають високий момент зрушення (близький до номінального), можуть працювати з високим тиском на злив, що дає змогу включати їх у лінію гідроприводу послідовно.

Щодо інших гідромашин, то їх параметри наведено в дод. 15. Схеми класифікації насосів і гідромоторів наведено відповідно у дод. 7 і 8.

5.7. Гідродвигуни

Гідродвигуни гідрравлічну енергію, що створює насос чи гідроаккумулятор, перетворюють на механічну енергію. До них належать гідромотори, гідроциліндри, гідродвигуни із зворотно-поступальним рухом та поворотні гідродвигуни.

Гідромотори розглянуто вище при описанні насосів.

5.7.1. Гідроциліндри

Гідравлічним циліндром називають об'ємний гідродвигун з обмеженим зворотно-поступальним рухом вихідної ланки.

Залежно від конструкції робочої камери гідроциліндри поділяють на поршневі, плунжерні, телескопічні, тандем-циліндри, мембранні, сільфоні та ін.

Поршневим гідроциліндром називають циліндр, в якому робочі камери утворені поверхнями корпусу 1 (рис. 5.48, а) і поршня 3 зі штоком 4. Гідроциліндр має дві порожнини: поршкову А — обмежена робочими поверхнями корпусу і поршня; штокову В — обмежена поверхнями корпусу, поршня і штока.

Поршневі гідроциліндри поділяють за такими ознаками: за напрямком дії робочої рідини — однобічної (див. рис. 5.48, б) та двобічної (див. рис. 5.48, а) дії; за кількістю штоків — одноштокові (див. рис. 5.48, а) і двоштокові (див. рис. 5.48, в); за типом вихідної ланки — з рухомим штоком (див. рис. 5.48, а, б і в) і з рухомим корпусом (див. рис. 5.48, г).

У гідроциліндрах однобічної дії рух вихідної ланки під дією потоку здійснюється тільки в одному напрямку. Рух у зворотному напрямку відбувається під дією зовнішніх сил, наприклад сил тяжіння виконавчого органу, пружини тощо.

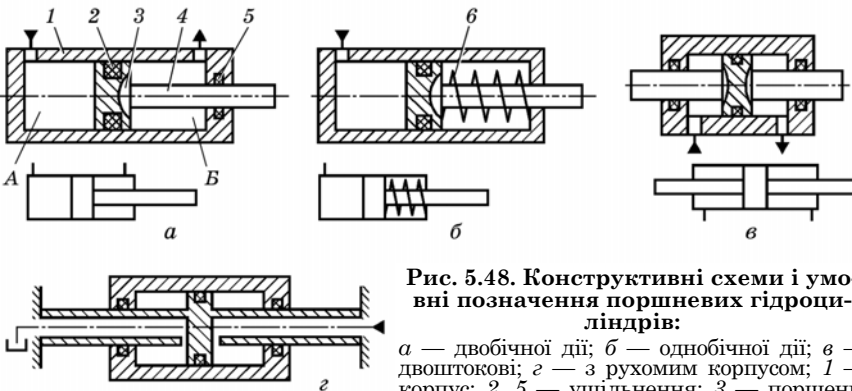


Рис. 5.48. Конструктивні схеми і умовні позначення поршневих гідроциліндрів:

а — двобічної дії; б — однобічної дії; в — двоштокові; г — з рухомим корпусом; 1 — корпус; 2, 5 — ущільнення; 3 — поршень; 4 — шток; 6 — пружина; А і В — порожнини

У гідроциліндрах двобічної дії рух вихідної ланки в обох напрямках здійснюється під дією потоку робочої рідини.

Гідроциліндри з двома штоками застосовують тоді, коли необхідно мати однакові зусилля і швидкість штока в обох напрямках.

Гідроциліндри з рухомим корпусом застосовують здебільшого у варіаторах молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів.

У всіх поршневих гідроциліндрів для герметизації рухомих з'єднань встановлено ущільнювальні кільця.

Принцип дії. При сполученні поршневої порожнини *A* (див. рис. 5.48, *a*) з напірною лінією гідроприводу поршень *3* разом зі штоком *4* під дією тиску рідини переміщується вправо. При цьому одночасно відбувається витіснення робочої рідини із штокової порожнини *B* у зливну лінію гідроприводу. При підведенні робочої рідини під тиском у порожнину *B* поршень зі штоком переміщується у зворотному напрямку.

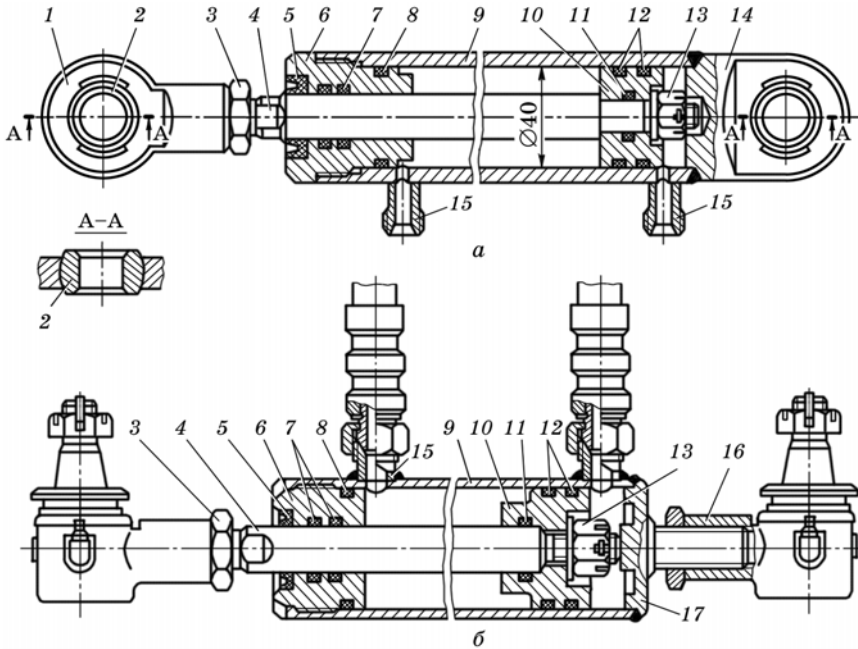


Рис. 5.49. Поршневі гідроциліндри гідроприводів комбайна «Енисей-1200»:

a — гідроциліндр керування вивантажувальним шнеком; *б* — гідроциліндр моста керованих коліс; 1 — вушко; 2 — втулка; 3 — контргайка; 4 — шток; 5 — манжета; 6, 14 — головки; 7, 8, 11, 12 — ущільнювальні кільця; 9 — корпус (гільза); 10 — поршень; 13 — корончаста гайка; 15 — штуцери; 16 — наконечник; 17 — денце гідроциліндра

У гідроприводах сільськогосподарських машин і тракторів переважно застосовують поршневі гідроциліндри двобічної дії. Загальну будову таких гідроциліндрів показано на рис. 5.49.

Гідроциліндр керування вивантажувальним шнеком, механізмами відключення жатки і зворотної прокрутки молотильного барабана (див. рис. 5.49, а) — це гільза 9 з привареними до неї штуцерами 15, що пазами сполучені з порожнинами циліндрів. Гільза з одного боку закрита глухою головкою 14, а з другого — знімною головкою 6, буртик якої шестигранний. Всередині гільзи розміщено поршень 10, який прикріплено до штока 4. З другого боку штока прикріплено вушко 1. З боку різьби під вушком зроблено лиску під ключ для утримання штока від провертання під час загвинчування корончастої гайки, контргайки 3 і самого вушка. Для ущільнення поршня, штока і головки в кільцевих проточках цих деталей встановлено гумові кільця 7, 8, 11 і 12.

Щоб розвантажити шток від згинаючого моменту і спрямувати зусилля вздовж його осі, отвори в головці 14 і вушку 1 виконано сферичними, в них вставлено втулки 2. Для монтажу втулок 2 в головці і вушку передбачено пази, що відповідають ширині втулок. Через них вводять втулки в отвори і, коли їх сфери співпадають зі сферами головки та вушка, втулки повертають на 90°. Для збільшення площі контакту в сферичній парі вісь пазів спрямовано перпендикулярно напрямку дії зусилля. Манжета 5 запобігає потрап-пінню пилу і бруду в порожнину циліндра.

Гідроциліндр моста керованих коліс (див. рис. 5.49, б) має аналогічну будову.

Поршневі гідроциліндри такого типу, наприклад гідроциліндр рульового керування комбайна КСК-100, маркують так 50 × 28 – 160, де (в мм) 50 — діаметр циліндра; 28 — діаметр штока; 160 — хід поршня.

Гідроциліндр рульового керування зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» маркують ГЦ63/25.ПП540.33-200, де (в мм) 63 — діаметр циліндра; 25 — діаметр штока; 200 — хід поршня.

В гідроприводах навісних систем тракторів, а також для керування положенням робочих органів різних сільськогосподарських машин застосовують ще поршневі гідроциліндри, які випускали в трьох виконаннях (ГОСТ 8755–80). Виконання позначають цифрами 2, 3 і 4 для номінальних тисків 14, 20 і 25 МПа. До групи виконання 2 входять циліндри діаметрами 55, 75, 90, 100 і 110 мм; виконання 3 — діаметрами 50, 60, 63, 80, 100 і 125 мм; виконання 4 — діаметрами 63, 80 і 100 мм. Буква Ц означає циліндр, а цифри — внутрішній діаметр циліндра та хід поршня в міліметрах.

Наприклад, гідроциліндр з внутрішнім діаметром 80 мм з ходом поршня 200 мм виконання 4 позначають так: Ц80 × 200 – 4 (ГОСТ 8755–80).

В деяких поршневих гідроциліндрах встановлено **гідромеханічний клапан** для регулювання ходу штока (поршня) при втягуванні в циліндр, тобто, щоб зупинити навісний пристрій з навісною машиною в будь-якому положенні і обмежувати заглиблення робочих органів навісних і гідрофікованих машин. Частково його використовують і тоді, коли переїжджають на великій відстані з навісною машиною, піднятою в транспортне положення. Будову гідромеханічного клапана показано на рис. 5.50.

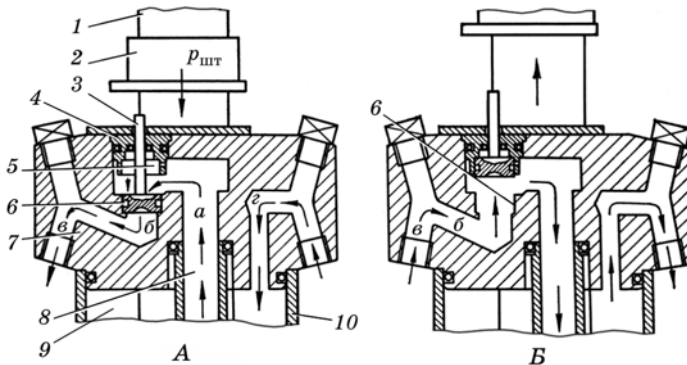


Рис. 5.50. Схема роботи гідромеханічного клапана обмеження ходу штока гідроциліндра:

А — клапан закритий; Б — клапан відкритий; 1 — шток поршня; 2 — пересувний упор; 3 — стрижень запірної частини клапана; 4 — корпус клапана; 5 — сідло в корпусі клапана; 6 — сідло в передній кришці циліндра; 7 — передня кришка; 8 — трубопровід; 9 — штокова порожнина циліндра; 10 — циліндр; а, б і в — канали поршневої порожнини; г — канал штокової порожнини

Принцип дії. Під час втягування штока 1 (див. рис. 5.50, А) робоча рідина із поршневої порожнини циліндра надходить по трубопроводу 8 та каналу а через отвір сідла 6 в передній кришці циліндра і далі по каналах б та в на злив. Як тільки пересувний упор 2, закріплений на необхідній довжині штока за допомогою гайки-баранчика, натисне на стрижень 3 запірної частини клапана, останній перекриє отвір сідла і цим самим закриє вихід рідини із поршневої порожнини гідроциліндра.

Внаслідок перекриття отвору сідла над запірним елементом клапана тиск рідини різко підвищується. Під тиском рідини запірний елемент клапана повністю сідає у своє сідло і втягування штока поршня, а отже і опускання машини призупиняється. Між пересувним упором і стрижнем запірної частини клапана утвориться зазор 6 – 12 мм.

Під час піднімання машини робоча рідина, що надходить від гідророзподільника під тиском по каналах *в* і *б* (рис. 5.50, *Б*) під запірний елемент клапана, виштовхує його із сідла, запірний елемент сідає в сідло *5* і робоча рідина під тиском надходить в поршневу порожнину гідроциліндра, а з штокової через канал *г* — на злив.

Якщо перед підніманням машини зазор між стрижнем запірного елемента клапана *3* і упором *2* буде менший, ніж 10 мм, гідромеханічний клапан не відкриється, оскільки стрижень *3* впирається в упор *2*. Робоча рідина в поршневу порожнину не надходить і піднімання навісної машини не відбувається.

При переїзді на далекі відстані після підняття навісної машини в транспортне положення необхідно запірний елемент клапана посадити у сідло передньої кришки, натиснувши на його стрижень *3* пальцем або дерев'яним предметом.

Технічні характеристики поршневих гідроциліндрів наведено у дод. 25 і 26.

Поршневий гідроциліндр гідроприводу гальм має дещо іншу будову і принцип дії порівняно з описаними вище. Будову колісного гідроциліндра показано на рис. 5.51.

Принцип дії. При подачі робочої рідини від насоса (головного циліндра) по трубопроводу в порожнину між поршнями *3* циліндра *4* поршні розходяться в обидва боки і штовхачами *8* діють на колодки гальм, розтягуючи їх пружину. При цьому колодки розходяться і гальмують колесо. Якщо відпустити педаль головного циліндра (на-

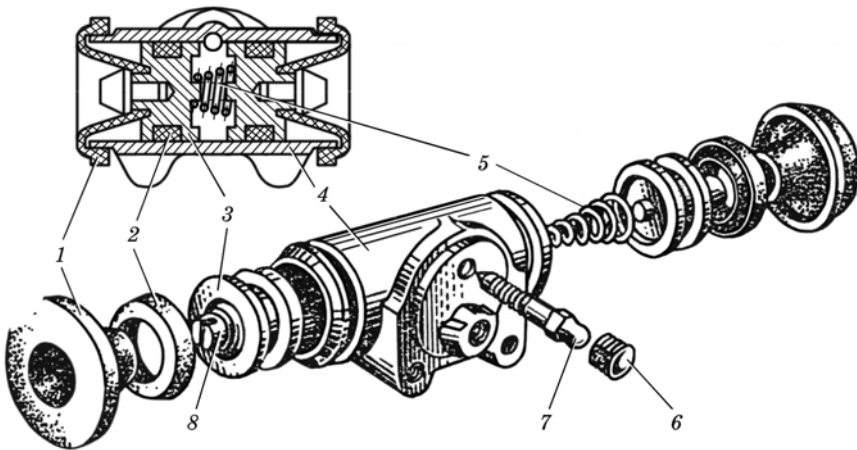


Рис. 5.51. Колісний поршневий гідроциліндр гальм:

1 — гумовий ковпак; *2* — манжета; *3* — поршень; *4* — циліндр; *5* — пружина; *6* — ковпак клапана; *7* — перепускний клапан; *8* — штовхач

соса), в його порожнині створюється розрідження і під дією пружини колодок поршні колісного гідроциліндра сходяться, витискуючи рідину в насос (головний циліндр)

Розрахунок основних параметрів поршневих гідроциліндрів. Для гідроциліндрів встановлено основні параметри і розміри: номінальний тиск $P_{\text{НОМ}}$, МПа; діаметр циліндра D , мм; діаметр штока d , мм, хід поршня l , мм і маса циліндрів, m , кг.

Робочі площі поршнів $S_{\text{П}}$ визначають за залежностями:

• з боку поршневої порожнини для циліндрів з однобічним штоком (див. рис. 5.48, а і б)

$$S_{1\text{П}} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (5.28)$$

• з боку штокової порожнини для циліндрів з однобічним (див. рис. 5.48, а) і двобічним (див. рис. 5.48, в і г) штоками за умови, що діаметри правого і лівого штоків однакові

$$S_{2\text{П}} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \quad (5.29)$$

Теоретичне зусилля F (Н) на штоці циліндра без урахування сил тертя та інерції визначають за виразом

$$F = \Delta P S_{\text{П}}, \quad (5.30)$$

де $\Delta P = P_1 - P_2$ — перепад тисків в порожнинах гідроциліндра, Па; $S_{\text{П}}$ — площа поршня, м².

При роботі циліндрів на шток поршня діють статичне (теоретичне) зусилля тиску $F_{\text{з.т}}$, зусилля тертя в конструктивних елементах $R_{\text{т}}$ і сила інерції $R_{\text{ін}}$

$$F = F_{\text{з.т}} + R_{\text{т}} + R_{\text{ін}}. \quad (5.31)$$

Зусилля тертя залежить від виду ущільнення. Для гідроциліндрів із гумовими ущільненнями

$$R_{\text{т}} = f \pi D b P_{\text{к}} z, \quad (5.32)$$

де f — коефіцієнт тертя, $f = 0,1 \dots 0,2$; D — діаметр циліндра; b — ширина контактної пояски (ущільнення); $P_{\text{к}}$ — контактний тиск; z — кількість кілець.

Сила інерції елементів гідроциліндра, що рухаються, виникає при прискоренні чи сповільненні руху потоку рідини. В загальному випадку

$$R_{\text{ін}} = m a, \quad (5.33)$$

де m — маса елементів, що рухаються, приведена до штока, включаючи масу робочої рідини; a — прискорення.

При рівномірному русі сила інерції дорівнює нулю.

Фактичне зусилля на штоці гідроциліндра

$$F_{\Phi} = F\eta_M, \quad (5.34)$$

де F — теоретичне зусилля; η_M — механічний ККД, $\eta_M = 0,85 \dots 0,95$.

Розрахункову швидкість руху штока (поршня) v_{Π} (м/с) без урахування втрат рідини визначають за залежністю

$$v_{\Pi} = \frac{Q}{S_{\Pi}}, \quad (5.35)$$

де Q — витрата робочої рідини, м³/с; S_{Π} — робоча площа поршня, м².

В гідроциліндрі двобічної дії з однобічним штоком при прямому і зворотному ході і постійній витраті рідини швидкості поршня різні:

$$v_{1\Pi} = \frac{Q}{S_{1\Pi}} = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad v_{2\Pi} = \frac{Q}{S_{2\Pi}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (5.36)$$

Час t (хв) повного ходу поршня при нагнітанні рідини у поршневу порожнину циліндра визначають за залежністю

$$t = \frac{l}{v_{1\Pi}} = \frac{\pi D^2 l}{40Q}, \quad (5.37)$$

де l — хід поршня, м; $v_{1\Pi}$ — швидкість поршня, м/хв; D — діаметр поршня, см; Q — витрата рідини, л/хв.

Час t (хв) повного ходу поршня при нагнітання рідини у штокову порожнину циліндра

$$t = \frac{l}{v_{2\Pi}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)l}{40Q}, \quad (5.38)$$

де l — хід поршня, м; $v_{2\Pi}$ — швидкість поршня, м/хв; D і d — діаметр відповідно поршня і штока, см; Q — витрата рідини, л/хв.

Потужність N (кВт), що підводиться до гідроциліндра

$$N = \frac{Q(P_1 - P_2)}{61,2\eta}, \quad (5.39)$$

де $P_1 - P_2$ — різниця тисків у порожнинах гідроциліндра, МПа; Q — витрата рідини, л/хв; η — загальний ККД гідроциліндра.

Теоретична корисна потужність N_T (Вт) гідроциліндра

$$N_T = (P_1 - P_2)v_{1п}S_{1п};$$

$$N_T = (P_1 - P_2)v_{2п}S_{2п}, \quad (5.40)$$

де $P_1 - P_2$ — різниця тисків у порожнинах гідроциліндра Па; $v_{1п}$, $v_{2п}$ — швидкість поршня відповідно при прямому і зворотному русі, м/с; $S_{1п}$, $S_{2п}$ — робоча площа поршнів з боку відповідно поршневої і штокової порожнин, м².

Приклад 5.15. При роботі поршневого гідроциліндра діаметром $D = 200$ мм і штока $d = 80$ мм витрата робочої рідини $Q = 0,2$ л/с, тиск в поршневій порожнині $P_1 = 10$ МПа, тиск в штоковій порожнині $P_2 = 0,1$ МПа. Визначити корисну потужність і потужність, що підводиться до гідроциліндра, якщо механічний ККД $\eta_M = 0,95$, об'ємний ККД $\eta_V = 1$, гідравлічний ККД $\eta_T = 1$.

Розв'язок. Визначимо швидкість переміщення поршня гідроциліндра

$$v_{п} = \frac{4Q}{\pi D^2} \eta_V = \frac{4 \cdot 200}{3,14 \cdot 20^2} \cdot 1 = 0,6 \text{ см/с.}$$

Зусилля на штоці визначимо як різницю зусиль тиску на поршень у поршневій порожнині і зусилля протидії у штоковій порожнині

$$F = P_1 \frac{\pi D^2}{4} - P_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 10^7 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} -$$

$$- 10^5 \cdot \frac{3,14}{4} (0,2^2 - 0,08^2) = 3,11 \cdot 10^5 \text{ Н} = 311 \text{ кН.}$$

Корисна потужність

$$N_T = Fv_{п} = 3,11 \cdot 10^5 \cdot 0,006 = 1870 \text{ Вт} = 1,87 \text{ кВт.}$$

Потужність гідроциліндра (що підводиться до гідроциліндра)

$$N = \frac{N_T}{\eta} = \frac{N_T}{\eta_M \eta_V \eta_T} = \frac{1,87}{0,95 \cdot 1 \cdot 1} = 1,96 \text{ кВт.}$$

Приклад 5.16. Поршень гідроциліндра діаметром $D = 100$ мм піднімається вгору із швидкістю $v_{п} = 0,2$ м/с, переборюючи зусилля $F = 100$ кН. Визначити подачу і тиск насоса, а також корисну потужність гідроциліндра, якщо механічний ККД $\eta_M = 0,98$, об'ємний ККД $\eta_V = 1$, маса поршня зі штоком $m = 50$ кг. Тиском рідини у штоковій порожнині знехтувати.

Розв'язок. Тиск, що створює насос, знаходимо із рівноваги поршня

$$F + mg = P \frac{\pi D^2}{4} \eta_M,$$

$$P = \frac{4(F + mg)}{\pi D^2 \eta_M} = \frac{4(10^5 + 50 \cdot 9,81)}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,98} = 13,1 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Подача робочої рідини

$$Q = v_{п} \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\eta_V} = 2 \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \frac{1}{1} = 157 \text{ см}^3/\text{с.}$$

Корисна потужність гідроциліндра

$$N_K = (F + mg)v_{п} = (10^5 + 50 \cdot 9,81)0,02 = 2000 \text{ Вт} = 2 \text{ кВт.}$$

Приклад 5.17. Визначити основні параметри поршневого гідроциліндра з однобічним штоком, якщо робоче навантаження на шток $F = 90\,000$ Н, максимальні швидкості прямого і зворотного ходів відповідно $v_{1п} = 0,2$ м/с, $v_{2п} = 0,5$ м/с, час розгону при прямому ході $t = 0,2$ с, загальний ККД $\eta = 0,97$, тиск в напірній лінії $P = 16$ МПа.

Розв'язок. Сила інерції під час розгону

$$R_{ин} = \frac{F}{gt}(v_{1п} - 0) = \frac{90\,000 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 0,2} = 9180 \text{ Н.}$$

Фактичне зусилля

$$F_{\Phi} = F + R_{ин} = 90\,000 + 9180 = 99\,180 \text{ Н.}$$

Розрахункове зусилля

$$F_p = \frac{F_{\Phi}}{\eta} = 99\,180 / 0,97 = 102\,000 \text{ Н.}$$

Діаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{F_p \cdot 4}{P\pi}} = \sqrt{\frac{102\,000 \cdot 4}{16 \cdot 10^2 \cdot 3,14}} = 9 \text{ см.}$$

Діаметр штока

$$d = D \sqrt{1 - \frac{v_{1п}}{v_{2п}}} = 9 \sqrt{1 - \frac{0,2}{0,5}} = 7 \text{ см.}$$

Необхідна витрата рідини

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v_{1п} = \frac{3,14 \cdot 9^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 100 = 1275 \text{ см}^3/\text{с.}$$

Потужність гідроциліндра при статичному зусиллі F

$$N = F v_{1п} = 90\,000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-2} = 18 \text{ кВт.}$$

Плунжерним гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною робочими поверхнями корпусу і плунжера. Такі циліндри однобічної дії. Будову їх показано на рис. 5.52.

Принцип дії. При сполученні напірної лінії гідроприводу із штуцером 2 плунжер 5 під дією сили тиску рідини переміщується вправо. Якщо порожнину гідроциліндра сполучити через штуцер 2 зі зливною лінією гідроприводу, плунжер під дією сили тяжіння робочого органу чи інших зовнішніх сил переміщується вліво у вихідне положення.

Плунжерні гідроциліндри комбайнів, жаток та інших сільськогосподарських машин виконані за однією й тією самою конструктивною схемою.

Вияток становлять лише спеціальні гідроциліндри, наприклад варіатора мотовила, молотильного барабана тощо.

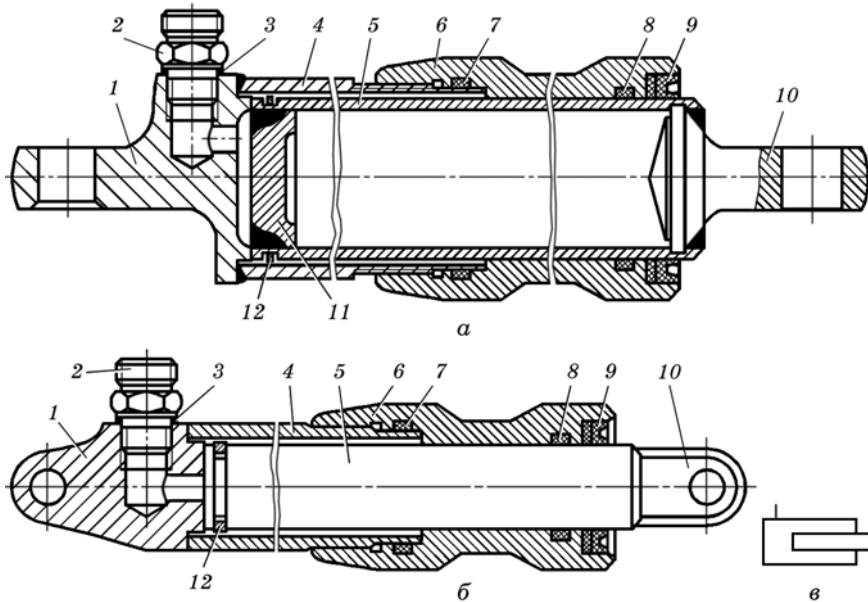


Рис. 5.52. Плунжерні гідроциліндри:

а — піднімання жатної частини комбайнів «Нива», «Енисей»; *б* — піднімання мотовила і закриття клапана копнувача комбайнів «Нива», «Енисей»; *в* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — дно плунжера; 2 — штуцер; 3 — мідна прокладка; 4 — гільза; 5 — плунжер; 6 — головка гільзи; 7, 8 — гумові кільця; 9 — манжета; 10 — головка плунжера; 11 — дно; 12 — упорне кільце

Плунжерні гідроциліндри відрізняються від поршневих простою конструкцією. Їх недоліком є нестійкість плунжера внаслідок наявності тільки одної опори плунжера в циліндрі.

Технічні характеристики плунжерних гідроциліндрів наведено в дод. 27, а розрахунок основних їх параметрів аналогічний розрахунку параметрів поршневих гідроциліндрів.

Телескопічним гідроциліндром називають циліндр з робочою камерою, утвореною поверхнями корпусу і декількох концентрично розміщених поршнів або плунжерів, що переміщуються відносно один одного (рис. 5.53).

Повний хід вихідної ланки такого циліндра дорівнює сумі ходів кожного поршня або плунжера відносно суміжного. Телескопічні гідроциліндри застосовують тоді, коли при невеликій довжині корпусу потрібно мати великий хід вихідної ланки і немає обмеження товщини корпусу, наприклад у вантажних автомобілях-само-

скідках. У таких гідроциліндрах рух починається з поршня більшого діаметра. Потім, коли поршень 2 доходить до упору, відносно нього починає рухатись поршень 1.

Кількість циліндрів в подібній (рис. 5.53) «штатній» схемі може бути до шести.

Тандем-циліндри застосовують в такому разі, коли необхідно мати значні зусилля на штоці і не обмежена довжина циліндра, а обмежена можливість застосування циліндрів великих діаметрів. Схему такого гідроциліндра показано на рис. 5.54.

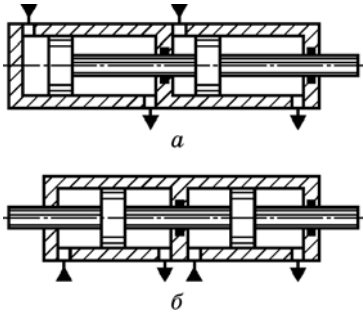


Рис. 5.54. Схеми тандем-циліндрів

а — з однобічним штоком;
б — з двобічним штоком

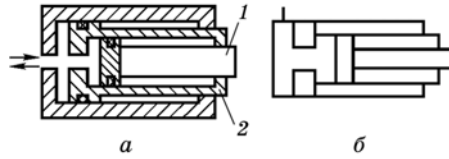


Рис. 5.53. Телескопічний гідроциліндр:
а — конструктивна схема; б — умовне позначення на принципівих схемах; 1 і 2 — поршні зі штоками

Зусилля F на штоці тандем-циліндра визначають за залежністю

$$F = P(S_1 + S_2), \quad (5.41)$$

де P — тиск рідини, що підводиться до гідроциліндра, S_1, S_2 — площа відповідно першого і другого поршнів:

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}; \quad S_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4},$$

де D — діаметр поршня; d — діаметр штока.

Швидкість штока поршнів визначають за залежністю

$$v_{\text{п}} = \frac{Q}{S_1 + S_2}, \quad (5.42)$$

де Q — витрата рідини.

Нині такі гідроциліндри в гідроприводах сільськогосподарської техніки поки що не застосовують. Їх використовують в системах дублювання керування літаків та залізничного транспорту.

Сильфонні гідроциліндри (рис. 5.55, а) застосовують при незначних переміщеннях штока 1, переважно у приладах гідроавтоматики.

Сильфони 2 виготовляють із металів, а при незначних тисках рідини — із гуми, фторопласту тощо. Зовнішній діаметр сильфона може бути від 5 до 250 мм, робочий тиск 0,20 – 15 МПа.

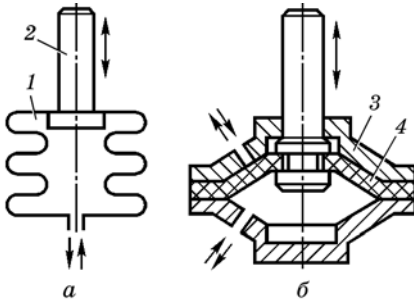


Рис. 5.55. Схеми гідроциліндрів:
 а — сиффонного; б — мембранного;
 1 — сиффон; 2 — шток; 3 — корпус;
 4 — мембрана

Мембранні гідроциліндри (див. рис. 5.55, б) також застосовують при незначних переміщеннях штока як виконавчі механізми гідроавтоматики. Робоча камера в таких циліндрах утворена корпусом 3 і мембраною 4.

Загальні вимоги до гідроциліндрів (основні):

- поршні і плунжери циліндрів під статичним зусиллям мають плавно переміщуватись на всій довжині ходу;
- не допускаються бічні навантаження на штоки циліндрів;

- зовнішні підтікання робочої рідини через ущільнення не допускаються; на рухомих поверхнях допускається наявність оливової плівки;

- внутрішні перетікання рідини із однієї порожнини в іншу мають бути мінімальними;

- робочі поверхні елементів гідроциліндрів мають бути стійкими до зношення і корозії.

Матеріали для поршневих гідроциліндрів. Корпуси (гільзи) циліндрів виготовляють із сталей безшовних гарячекатаних труб зі сталі 35 і 45, легованих сталей 30ХГСА і 12Х18Н9Т і алюмінієвих сплавів Д16Т. Шорсткість внутрішньої поверхні після хонінгування або розкатки кульками чи роликами має бути $Ra = 0,10$ мкм.

Штоки виготовляють із сталей 40Х або 30ХГСА. Перед шліфуванням виконують поверхневе гартування до HRC 38...40. Шорсткість поверхні $Ra = 0,05$ мкм.

Поршні циліндрів виготовляють із сталей 35 і 45. Шорсткість поверхні після обробки $Ra = 0,80...0,40$ мкм.

5.7.2. Гідродвигуни зворотно-поступального руху

Гідродвигуном зворотно-поступального руху (ДЗПР) називають гідродвигун, в якого вихідна ланка має обмежений зворотно-поступальний рух і при одноразовому вмиканні його в роботу автоматично здійснює коливальний рух з певними частотою та амплітудою.

ДЗПР застосовують для приводу ножів різальних апаратів косарок, жаток, пристроїв для підрізання виноградної лози, для приводу в коливальний рух площадок (вібраторів) руйнування склепінь в бункерах зернозбиральних комбайнів.

Гідродвигун типу ДЗПР-80×8000 призначений для приводу ножів різальних апаратів з ходом 76,2 мм. Частота коливань штока в цьому гідродвигуні — в межах 4,7 – 11,7 цикла за секунду. Робочий об'єм 80 см³ за один цикл, максимальний тиск 16 МПа, зусилля на штоці 5 кН, маса 13 кг.

Основою такого гідродвигуна є поршневий гідроциліндр з двобічним штоком та розподільник з циліндричним золотником.

Принцип дії. Робоча рідина, що підводиться під тиском по напірній лінії 9 (рис. 5.56) корпусу 1, надходить по каналу 10 золотника 4 під штовхач 12, а також по каналу 14 корпусу 1 в праву порожнину 17 гідроциліндра.

Під дією тиску рідини золотник 4 і поршень 18 гідроциліндра перекривають канал 7 корпусу зливної лінії 8. При цьому проточка 21 штока поршня сполучає канал 6 і канал 3 торця золотника із напірним каналом 9. Золотник зміщується вправо і своєю проточкою сполучає напірний канал 9 з лівою порожниною 20 гідроциліндра через канали 5 і 6. Поршень зі штоком зміщується вправо.

Внаслідок переміщення штока вправо його проточка 21 роз'єднує канали 6 та 3 і під лівим торцем золотника створюється запертий об'єм. При подальшому переміщенні вправо поршня він у крайньому положенні перекриває канал 15, через який зливається рідина із порожнини 17 гідроциліндра. При цьому проточка 16 штока сполу-

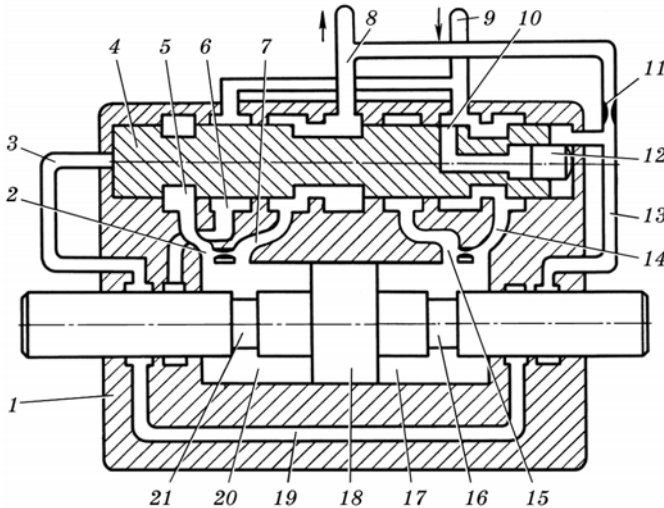


Рис. 5.56. Гідродвигун ДЗПР 80×8000:

1 — корпус; 2 і 11 — дроселі; 3, 5, 6, 7, 10, 13, 14, 15 і 19 — канали; 4 — золотник; 8 — зливна лінія; 9 — напірний канал; 12 — штовхач; 16 і 21 — проточки штоків поршня; 17 і 20 — порожнини гідроциліндра; 18 — поршень

чає канали 19 і 13, завдяки чому рідина із запертого об'єму в лівій порожнині торця золотника надходить на злив. Оскільки права порожнина торця золотника під торцем штовхача 12 постійно знаходиться під тиском рідини, то золотник зміщується вліво, сполучаючи своєю проточкою напірний канал 9 з порожниною 17 гідроциліндра. Внаслідок цього поршень рухається вліво. Для забезпечення плавної роботи гідродвигуна в його конструкції передбачено нерегульовані дроселі 2 і 11. Дросель 2 призначений для згладжування стрибка тиску при зміні напрямку руху поршня, а дросель 11 демпфірує удари золотника об корпус при переході його з одного положення в інше.

Вібратори типу ГА-40000Б призначені для приводу в коливальний рух площадок зернових бункерів комбайнів «Нива», «Ени-

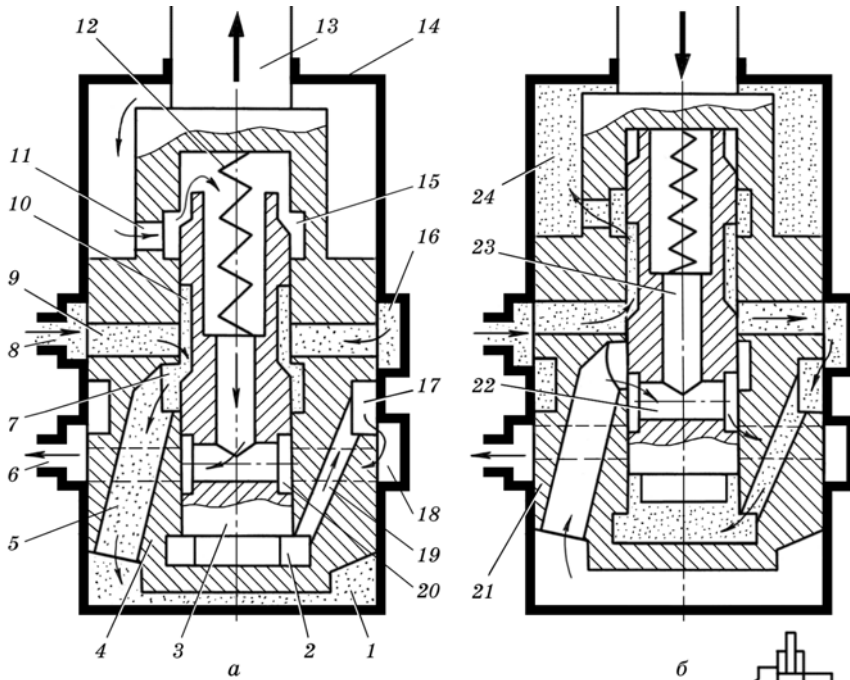


Рис. 5.57. Схема роботи вібратора:

a і *б* — в нижньому і верхньому положеннях; *в* — умовне позначення на принципових схемах; 1 і 24 — нижня і верхня порожнини корпусу; 2, 7 і 15 — внутрішні кільцеві виточки поршня; 3 — золотник; 4 — поршень; 5 і 19 — косі отвори; 6 і 8 — отвори, відповідно для зливання і підведення оливи; 9 і 21 — наскрізні радіальні отвори поршня; 10 і 20 — кільцеві виточки золотника; 11 — радіальний отвір поршня; 12 — пружина; 13 — шток; 14 — корпус; 16 і 18 — кільцеві виточки корпусу; 17 — зовнішня кільцева виточка поршня; 22 — радіальний отвір золотника; 23 — осьовий канал золотника

сей», «Дон», «Славутич» та ін. з метою руйнування склепінь зерна при його вивантаженні. За конструкцією і принципом дії вони аналогічні ДЗПР-80×8000, а відрізняються технічними даними та деякими конструктивними елементами.

Вібратор ГА-40000Б має робочий об'єм 12 см³, номінальний тиск 4,0 МПа, частоту коливань 3,5 цикла/с, зусилля на штоці 2 кН, загальний ККД — 0,70, хід штока 3 мм, масу 5,8 кг.

Будову і принцип дії вібратора показано на рис. 5.57.

Принцип дії. При крайньому нижньому положенні золотника (рис. 5.57, а) олива від розподільника під тиском подається насосом у нижню порожнину 1 корпусу. В цей час верхня порожнина корпусу і нижня внутрішня виточка 2 поршня сполучені із зливом. Поршень разом із золотником переміщуються вгору. Коли зовнішня виточка 17 поршня сполучається з верхньою виточкою 16 корпусу (див. рис. 5.57, б), олива під тиском подається по косому отвору 19 в нижню внутрішню виточку 2 поршня під золотник. Золотник, стискаючи пружину, переміщується вгору відносно поршня і сполучає своєю верхньою виточкою 10 верхню порожнину 24 корпусу з напірною лінією, а нижньою виточкою 20 — нижню порожнину 1 корпусу із зливом. Поршень переміщується вниз. Як тільки зовнішня виточка 17 поршня сполучиться з нижньою виточкою 18 корпусу (див. рис. 5.57, а), нижня внутрішня виточка 2 поршня сполучиться зі зливом. Золотник під дією пружини переміститься вниз і процес зворотно-поступального руху поршня повториться.

5.7.3. Поворотні гідродвигуни

Поворотним гідродвигуном називають такий гідродвигун, в якого кут повороту вихідної ланки обмежений, тобто не перевищує 360°.

Такі гідродвигуни застосовують в рульових керуваннях тракторів і сільськогосподарських машин, в конструкціях сільськогосподарських машин для керування робочими органами при повороті в межах 0 – 360°, а також широко у гідроприводах верстатів.

За конструкцією робочих камер вони бувають поршневыми, пластинчастими, мембранними.

Поршневі поворотні гідродвигуни мають робочі камери, утворені поверхнями корпусу і поршня. Поршнів може бути два або чотири з одним або з двома рейково-зубчастими передачами, або з кривошипно-шатунним механізмом (проріджувач сходів цукрових буряків ПСА-2,7).

Чотирипоршневий поворотний гідродвигун має корпус 1 (рис. 5.58) циліндрів, чотири поршні 2, 4, 5 і 10, жорстко з'єднані із зубовими рейками 3 і 6. Рейка входить в зачеплення з шестернею 7, закріпленою на вихідному валу 9. Упорами 8 встановлюють зазор в зачепленні і певне положення рейок з метою усунення їх повороту.

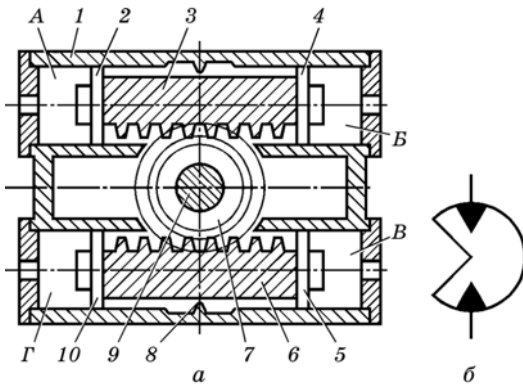


Рис. 5.58. Схема чотирипоршневого дворейкового поворотного гідродвигуна:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус циліндрів; 2, 4, 5, 10 — поршні; 3, 6 — рейки; 7 — шестерня; 8 — упор; 9 — вихідний вал; А, Б, В, Г — робочі камери

Принцип дії.

При подачі рідини під тиском в робочі камери А і В поршні 2 і 5, а також рейки 3 і 6 переміщуються у протилежні сторони, повертаючи шестерню 7 з валом 9 за стрілкою годинника. Із камер В і Г рідина поршнями 4 і 10 витискається у зливну лінію. Керування потоком рідини здійснюється гідророзподільником.

Крутний момент на валу поршневого поворотного гідродвигуна розраховують за залежністю

$$M = \Delta P S_{\text{п}} D_0 z / 2, \quad (5.43)$$

де ΔP — перепад тисків; $S_{\text{п}}$ — площа поршня; D_0 — діаметр початкового кола шестерні; z — кількість одночасно працюючих поршнів.

Кутова швидкість вала

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_0 z}, \quad (5.44)$$

де Q — витрата рідини; d — діаметр поршня.

Пластинчасті поворотні гідродвигуни за кількістю пластин поділяють на одно-, дво- і трипластинчасті.

Однопластинчастий поворотний гідродвигун має корпус 1 (рис. 5.59) з бічними кришками 3 і 4 та пластиною 2, жорстко закріпленою на валу 5. При підведенні під тиском рідини в одну із камер А або В пластина з валом повертатиметься на певний кут.

Крутний момент на валу такого поворотного гідродвигуна

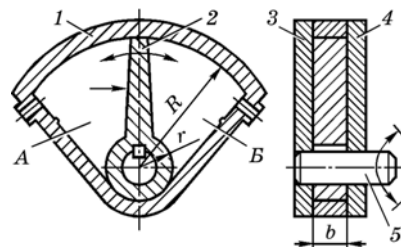


Рис. 5.59. Схема однопластинчастого поворотного гідродвигуна:

1 — корпус; 2 — пластина; 3 і 4 — кришки; 5 — вал; А, Б — робочі камери

$$M = \Delta P S l, \quad (5.45)$$

де $S = (R - r)b$ — площа робочої частини пластинки; $l = (R + r)/2$ — плече прикладання сили тиску; R і r — великий і малий радіуси пластини; b — ширина пластини.

Кутова швидкість вала

$$\omega = \frac{2Q}{d(R^2 - r^2)}. \quad (5.46)$$

Будову двопоршневого однорейкового і мембранного поворотних гідродвигунів показано на рис. 5.60.

Поворотні гідродвигуни практично безінерційні гідромашини. Їх застосовують при тисках до 20 МПа.

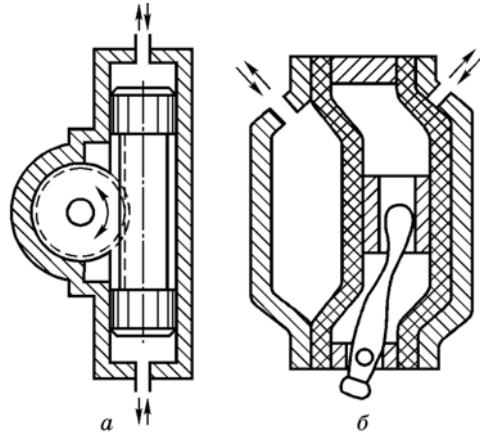


Рис. 5.60. Схеми поворотних гідродвигунів:

a — двопоршневого однорейкового; *б* — мембранного

5.8. Привід насосів та з'єднання вала гідромотора з валом виконуючого органа

У мобільних машинах (тракторах, автомобілях, комбайнах тощо) привід насосів здійснюється безпосередньо від двигуна або від гідравлічної системи відбору потужності (ГСВП), а в стаціонарних — переважно від електродвигуна.

У всіх випадках не бажано на привідний вал насоса встановлювати шків чи зірочку, бо це призводить до швидкого виходу з ладу робочого комплексу насоса. Як правило привід насоса здійснюють через муфти від розподільних шестерень двигуна (рис. 5.61) або від колінчастого вала двигуна клинопасовою передачею на спеціальний вал, встановлений на підшипниках автономного корпусу, (рис. 5.62).

У тракторах типу ДТ-75 насос приводиться в дію від вала приводу вентилятора (рис. 5.63), а в автомобілях — від коробки відбору потужності, встановленої на картері коробки передач (рис. 5.64).

При передачі крутного моменту від гідромотора на виконуючий орган використовують спеціальні муфти: гумово-пальцьові, кулачкові, зубчасті. На рис. 5.65 показано привід розкидального диска від гідромотора машини типу КСА-3 для внесення добрив.

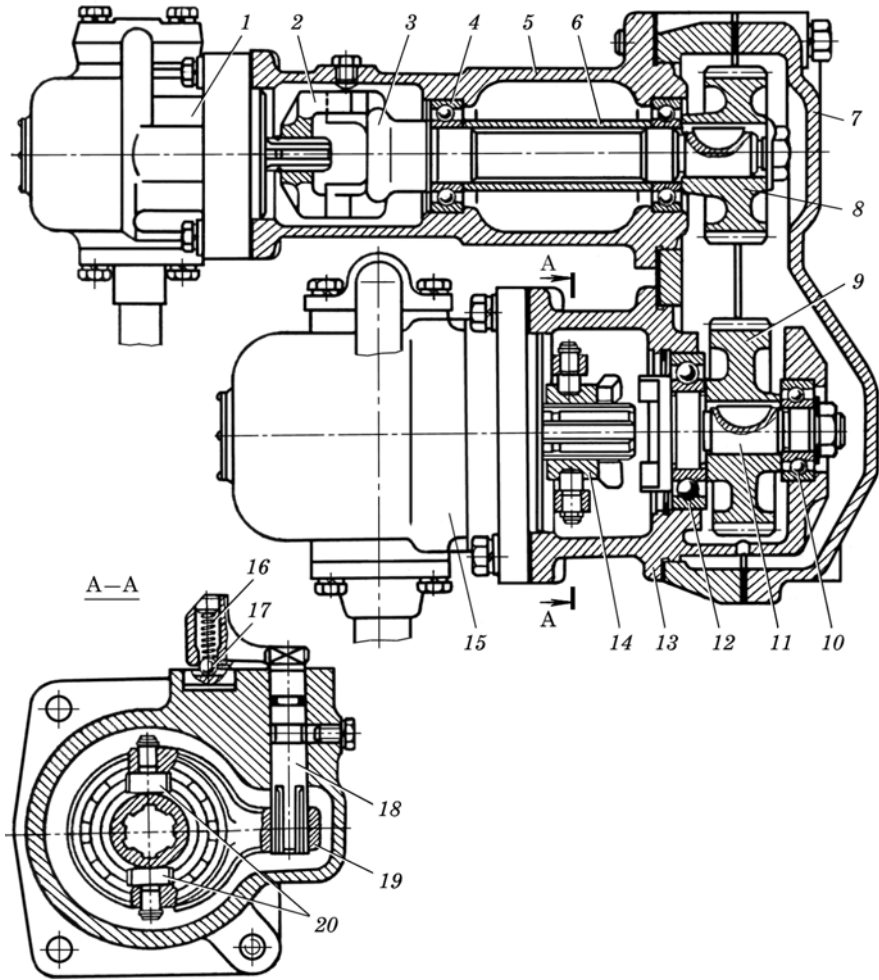


Рис. 5.61. Привід насосів комбайна «Енісей»:

1 — насос НШ-10Е; 2, 14 — кулачкові муфти; 3, 11 — вали з кулачками; 4, 10, 12 — підшипники; 5, 13 — корпуси; 6 — втулка; 7 — кришка розподільних зубчастих коліс двигуна; 8, 9 — розподільні шестерні двигуна; 15 — насос НШ-32V; 16 — сухарик; 17 — вилка ввімкнення насоса; 18 — валик вилки; 19 — кулька фіксатора; 20 — пружина фіксатора

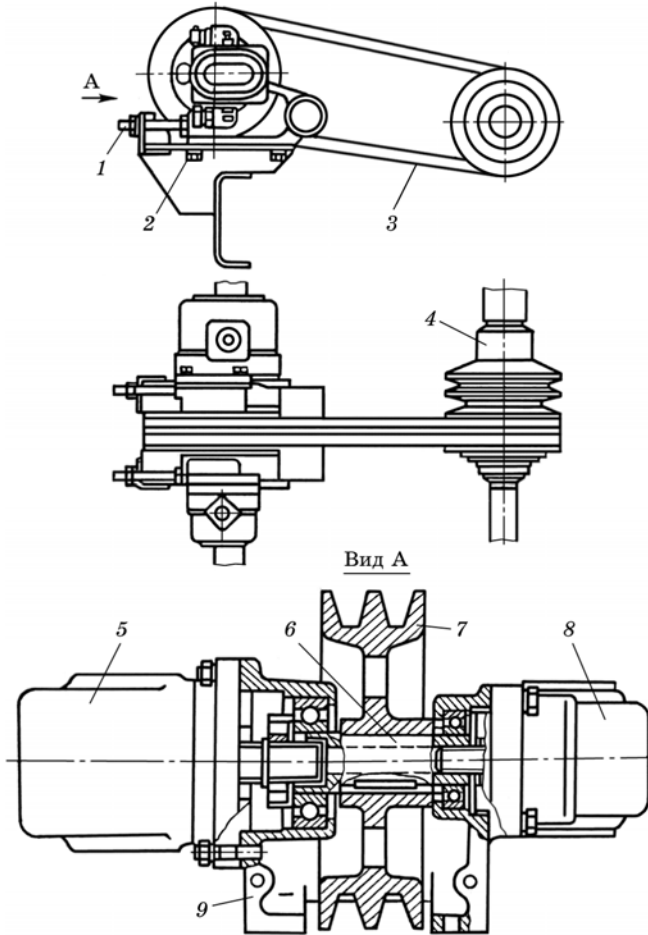


Рис. 5.62. Привід насосів комбайна КСК-100:

1 — натяжний пристрій; 2 — болт кріплення корпусу; 3 — клинопосова передача; 4 — вал дизеля; 5 — насос НШ-32-2; 6 — привідний вал; 7 — шків; 8 — насос НШ-10Е-Л; 9 — корпус

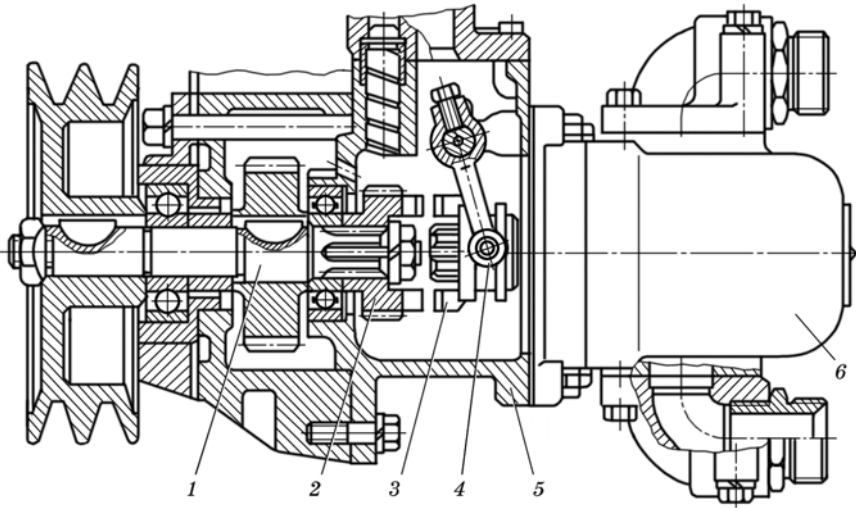


Рис. 5.63. Привід насоса гідроприводу трактора типу ДТ-75:

1 — валік приводу вентилятора дизеля; 2 і 3 кулачкові напівмуфти; 4 — вилка; 5 — корпус приводу насоса; 6 — насос

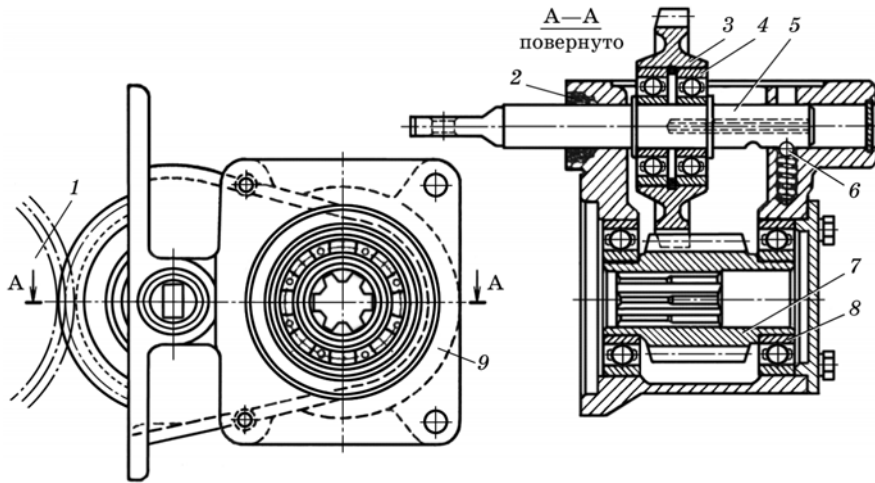
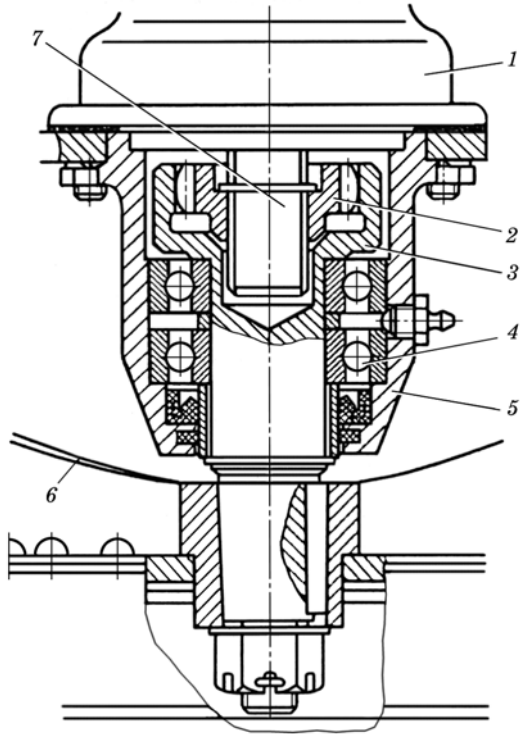


Рис. 5.64. Привід насоса гідроприводу автомобіля-самоскида типу ГАЗ-САЗ-53Б:

1 — шестерня третьої передачі; 2 — ущільнення; 3 — ведуча шестерня; 4 і 8 — підшипники; 5 — вісь; 6 — фіксатор; 7 — ведена шестерня зі шліцями під вал насоса; 9 — картер

Рис. 5.65. Привід розкидального диска від гідромотора машини типу КСА-3 для внесення мінеральних добрив:

1 — гідромотор; 2 — зубчата втулка; 3 — вал диска; 4 — підшипник кочення; 5 — корпус підшипників; 6 — диск; 7 — вал гідромотора



В таких конструкціях приводу знижуються дії радіальних сил на вал гідромашини і відповідно підвищується надійність та довговічність приводу.

Запитання для самоконтролю

?

1. Які гідропристрої належать до гідромашин? 2. Типи насосів, що застосовують у гідроприводах сільськогосподарської техніки? 3. Що розуміють під поняттями «динамічний» та «об'ємний» насос? 4. Чи зміниться потужність насоса при зміні частоти обертання його вала? Чому? 5. Що розуміють під поняттям «регульований насос»? 6. Що означає поняття «гідромотор»? 7. Чи зміниться подача насоса при зміні частоти обертання його вала? Чому? 8. Назвіть переваги і недоліки шестеренних гідромашин. 9. Чи регульований шестеренний насос? 10. Назвіть переваги і недоліки планетарних гідромоторів. 11. Як змінюють робочий об'єм аксіально-плунжерного насоса з похилим диском? 12. Які показники наведено на етикетці шестеренного насоса? 13. Розшифруйте марку насоса НШ-32-10-Л-3. 14. Чи можна шестеренний насос використати у режимі гідромотора і навпаки? 15. Класифікація гідроциліндрів. 16. У яких випадках застосовують тандем-циліндри? 17. У яких випадках застосовують плунжерні гідроциліндри? 18. У яких випадках застосовують телескопічні гідроциліндри? 19. Типи гідродвигунів, що застосовують у гідроприводах сільськогосподарської техніки. 20. Призначення гідромеханічного клапана гідроциліндра типу Ц-75. 21. Що означає поняття «поворотний гідродвигун»? 22. Назвіть типи приводів насосів.

6. ГІДРОАПАРАТУРА

Гідроапаратура — це збірна назва гідроапаратів. *Гідроапаратом* називають пристрій гідроприводу, що виконує хоча б одну із таких функцій: зміну напрямку руху потоку робочої рідини, відкриття чи перекривання потоку, зміну таких параметрів потоку, як тиск та витрата або підтримування їх на заданому рівні.

Будь-який гідроапарат має запірно-регулювальний елемент, яким є рухома деталь (золотник, кран, клапан), що при переміщенні частково або повністю перекриває робочий поперечний переріз (робоче вікно) проходу рідини. Залежно від типу запірно-регулювального елемента гідроапарати поділяють на золотникові, кранові та клапанні.

В золотникових гідроапаратах робоче вікно (прохід) для рідини утворюється між гострими кромками розточки корпусу 1 (рис. 6.1, б) і циліндричного пояска золотника 2. У кранових гідроапаратах робоче вікно утворюється між кромками каналів корпусу 1 (див. рис. 6.1, в) та крана (пробки) 2, а в клапанних між кромками сідла корпусу 1 (див. рис. 6.1, а) і клапана 2.

За принципом дії на запірно-регулювальний елемент гідроапарати поділяють на клапанні і гідроапарати неклапанної дії; за можливістю регулювання — регульовані, налагоджувальні і нерегульовані; за характером відкриття робочого вікна — регульовальні і спрямівні; за призначенням — розподільники; клапани тиску, зворотні клапани, дроселі тощо.

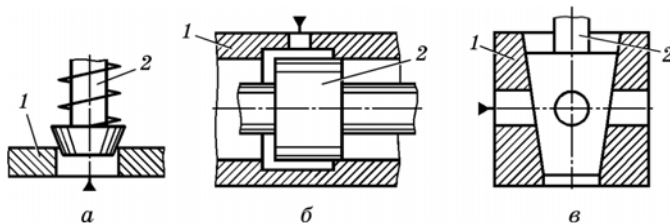


Рис. 6.1. Типи запірно-регулювальних елементів гідроапаратів:

а — клапанний; б — золотниковий; в — крановий; 1 — корпус; 2 — запірно-регулювальний елемент

Основними параметрами гідроапаратів є зведений діаметр (умовний прохід), номінальний тиск, номінальна витрата, перепад тисків на вході і виході при номінальній подачі та маса.

Схему класифікації гідроапаратів наведено у дод. 9.

6.1. Гідророзподільники

Загальні відомості. Гідравлічний розподільник — це складовий елемент об'ємного гідроприводу. Він належить до гідроапаратів.

Гідророзподільник (далі — розподільник) призначений для зміни напрямку потоку рідини (реверсування), пуску і зупинки гідроприводу, а також для сполучення або роз'єднання гідроліній гідродвигун — бак.

Будь-який розподільник має корпус і запірно-регулювальний елемент. За конструкцією запірно-регулювального елемента їх поділяють на золотникові, кранові та клапанні.

Золотникові розподільники за конструкцією золотника поділяють на розподільники з циліндричним (рис. 6.2, а) і плоским золотниками (рис. 6.2, д і е).

У кранових розподільниках запірно-регулювальний елемент виконують у вигляді циліндричної, конічної або сферичної пробки (див. рис. 6.2, б, в і г), а у клапанних — у вигляді кульки чи конуса.

Робоча рідина у золотникових розподільниках розподіляється осевим зміщенням циліндричного чи плоского золотника, а також провертанням плоского золотника, у кранових — провертанням пробки, у клапанних — осевим переміщенням кульки чи конуса.

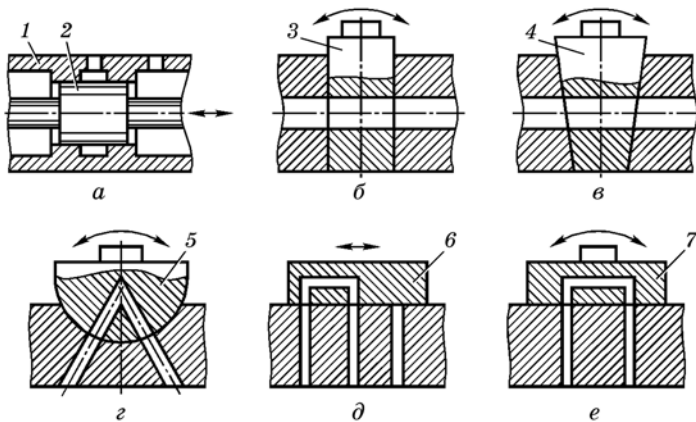


Рис. 6.2. Схеми розподільників:

а — з циліндричним золотником; б, в і г — кранові; д і е — з плоским золотником; 1 — корпус; 2, 6 і 7 — золотники; 3, 4 і 5 — пробки

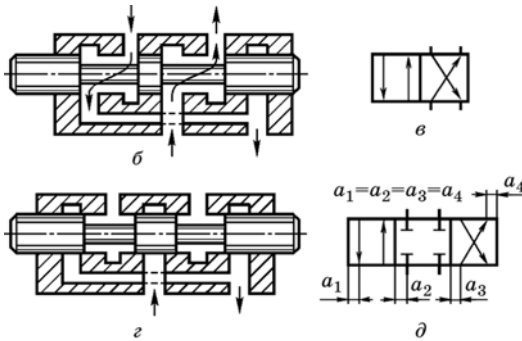


Рис. 6.3. Конструктивне (б і з) та умовне (в і д) позначення розподільника з циліндричним золотником

тупиковою лінією з поперечним відрізком. Зовнішні лінії підведення і відведення рідини показують на вихідній позиції. Щоб представити принцип дії розподільника в робочій позиції, слід уявно на схемі перемістити відповідний квадрат на місце вихідної позиції, залишивши лінії підведення і відведення рідини у вихідному положенні. Тоді стрілки вкажуть дійсний напрямок потоку рідини у відповідній робочій позиції. На рис. 6.3, в показано умовне позначення двопозиційного розподільника, а на рис. 6.3, д — трипозиційного.

Крім зазначених ознак, розподільники поділяють за: кількістю зовнішніх гідроліній, по яких рідина підводиться і відводиться від нього — дво-, три-, чотирилінійні і т.д.; кількістю фіксованих або характерних позицій — дво-, трипозиційні і т.д.; видом керування — механічні, ручні, електричні, гідравлічні, комбіновані тощо; способом відкриття робочого вікна — спрямовні і дроселювальні. Крім графічних позначень встановлено також цифрове позначення у вигляді дробу: в

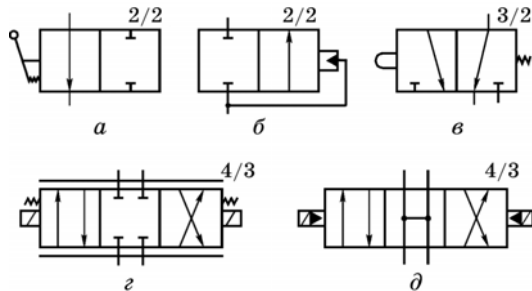


Рис. 6.4. Умовні графічні позначення розподільників на принципових схемах:

а — дволінійний двопозиційний з ручним керуванням; б — дволінійний двопозиційний з гідравлічним керуванням; в — трилінійний двопозиційний з керуванням від кулачка і пружинним повертанням у вихідне положення; з — чотирилінійний трипозиційний з керуванням від двох електромагнітів, дроселювальний; д — спрямовний, чотирилінійний трипозиційний з електрогідравлічним керуванням

чисельнику — кількість зовнішніх гідроліній підведення і відведення, в знаменнику — кількість позицій (рис. 6.4).

Щодо способу відкривання робочого вікна слід зазначити таке.

У *спрямівному розподільнику* запірно-регулювальний елемент займає завжди крайні робочі положення (рис. 6.5). Характер зовнішньої керованої дії дискретний («Відкрито» — «Закрито»), при цьому параметри потоку рідин (тиск і витрата) не змінюються.

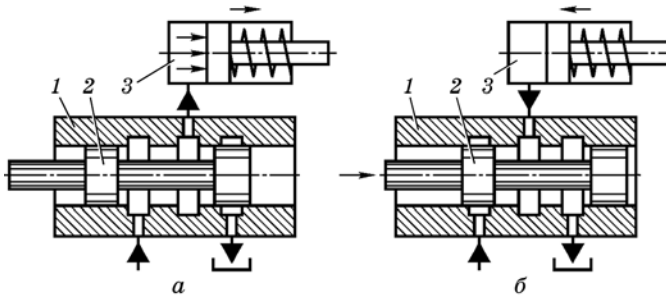


Рис. 6.5. Схема спрямівного розподільника 3/2 з циліндричним золотником:

а — пуск робочої рідини в гідродвигун; б — злив; 1 — корпус; 2 — золотник; 3 — гідродвигун

У *дроселювальному розподільнику* (рис. 6.6) запірно-регулювальний елемент може займати безліч проміжних положень, утворюючи дроселювальні щілини. Характеристика сигналів керування — неперервна (аналогова), тобто чим більший зовнішній керуючий сигнал, тим більше робоче вікно (щілина), а відповідно і більша витрата рідини. У дроселювальному розподільнику витрата і тиск робочої рідини змінні.

Дроселювальні розподільники широко використовують у стежних гідроприводах, наприклад гичкозбиральних і коренезбираль-

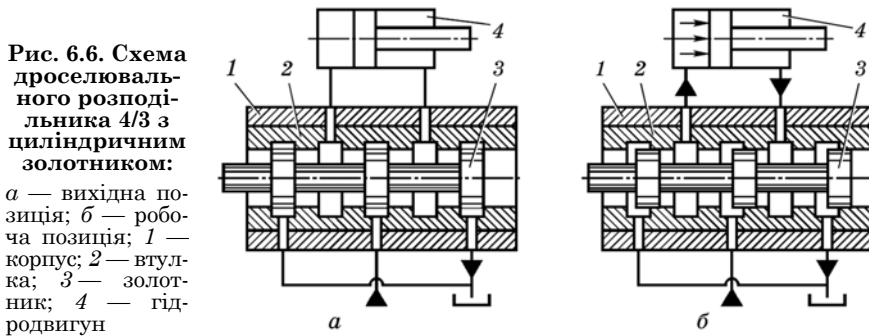


Рис. 6.6. Схема дроселювального розподільника 4/3 з циліндричним золотником:

а — вихідна позиція; б — робоча позиція; 1 — корпус; 2 — втулка; 3 — золотник; 4 — гідродвигун

них машинах, кукурудозбиральних комбайнах для автоматичного водіння цих машин по рядках.

Спрямівні розподільники в основному застосовують у гідроприводах для зміни положень виконуючих органів, наприклад піднімання і опускання жатної частини комбайна, мотовила тощо.

Важливою вимогою, що ставлять до розподільника будь-якого типу, є забезпечення *герметичності*. Останнє досягається виконанням певного зазору у сполученій парі. Так, у розподільниках з циліндричним золотником радіальний зазор становить 4 – 10 мкм.

Виготовляють золотники із високовуглецевої сталі, загартованої до твердості HRC 50. Висока твердість золотника зменшує можливість його заклинювання при потраплянні в зазори дрібних твердих частинок, які в цьому разі руйнуються твердими поверхнями сполученої пари. В деяких золотникових розподільниках для зменшення сил тертя та усунення облітерації (зарощування щілини) золотникам надають поступальних або поворотних коливань невеликої амплітуди (10 – 100 мкм) і високої частоти 500 Гц.

Корпуси золотників виготовляють із чавуну, а іноді й зі сталі. Корпус повинен мати достатню жорсткість, щоб він не деформувався при затягуванні болтів або за високого тиску робочої рідини, оскільки деформація може спричинити заклинювання золотника.

6.1.1. Золотникові розподільники

У гідроприводах сільськогосподарської техніки найширшого застосування набули розподільники з циліндричним золотником.

Основними складовими частинами робочої секції такого розподільника є корпус 3 (рис. 6.7) і запірно-регулювальний елемент 2 (циліндричний золотник). Напрямок потоку робочої рідини змінюють зміщенням золотника в осьовому напрямку.

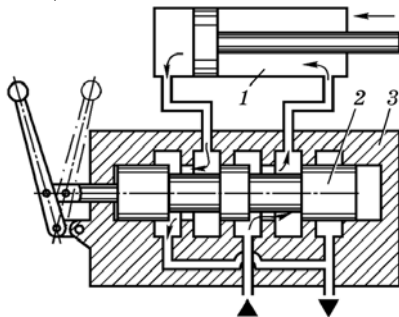


Рис. 6.7. Схема роботи розподільника з циліндричним золотником: 1 — гідроциліндр; 2 — золотник; 3 — корпус

Залежно від схеми розвантаження насосів при нейтральному положенні золотника (споживачі не працюють) золотникові розподільники поділяють на два типи: з *відкритим центром* (проточні), коли напірна лінія сполучається із зливом всередині розподільника, та із *закритим центром*, коли насос розвантажується через переливний клапан (переливну секцію).

Перекрытие рабочих окон у золотникових розподільниках може бути нульовим ($a_1 = a_2$),

позитивним ($a_2 > a_1$) і негативним ($a_2 < a_1$) відповідно (рис. 6.8, А, Б, В).

Розподільники з позитивним перекриванням мають незначний витік робочої рідини, але мають великі зони нечутливості, а з негативним — навпаки.

Робочі вікна у корпусах (втулках) розподільників з циліндричними золотниками виконують у вигляді круглих отворів, пазів, отворів з внутрішньою розточкою (рис. 6.9). При переміщенні циліндричного золотника

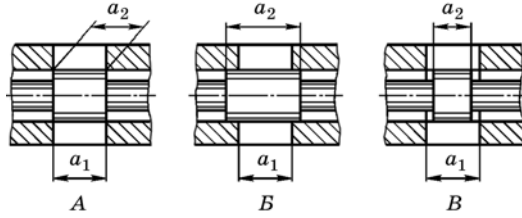


Рис. 6.8. Схеми перекривання робочих вікон в золотникових розподільниках:

А — нульове; Б — позитивне; В — негативне

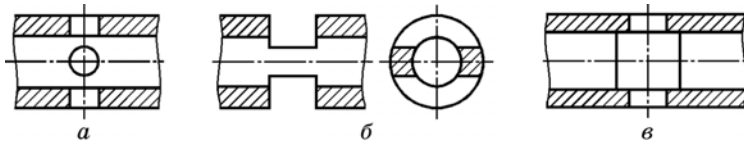


Рис. 6.9. Робочі вікна в корпусах розподільників з циліндричними золотниками:

а — круглий отвір; б — паз; в — отвір з внутрішньою розточкою

можливі *гідравлічні удари* в системі. Для усунення такого явища на робочих кромках поясків золотника роблять конічні фаски (рис. 6.10, б), дроселючі прорізи (див. рис. 6.10, в), котрі забезпечують достатньо плавну зміну тиску в камерах гідродвигуна. При цьому однакові профілі дроселючих прорізів розміщують систематично.

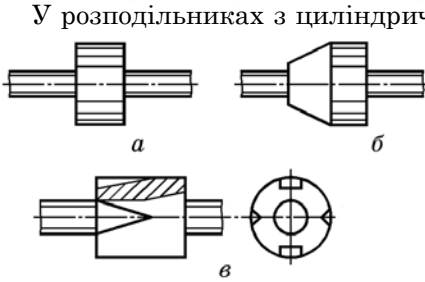


Рис. 6.10. Робочі кромки поясків циліндричних золотників:

а — торцева; б — конічна; в — профільована

У розподільниках з циліндричним золотником часто буває одностороннє зношення поясків золотника. Це явище виникає внаслідок неоднакового тиску робочої рідини в радіальному зазорі золотник — корпус, що призводить до виникнення затискуючих зусиль. Найпростішим способом зниження дій таких сил є нарізування по колу на поясках канавок 0,3 — 0,5 мм завширшки і завглибшки, що вирівнюють тиск у зазорі по колу.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки широко застосовують розподільники з циліндричними золотниками, що складаються із окремих секцій, з'єднаних болтами в один блок (секційні розподільники) і моноблокові (всі золотники розміщені в загальному блоці). Застосовують розподільники також і однозолотникові, тобто у вигляді однієї секції.

Секційні розподільники типу ГА-34000 з ручним керуванням застосовують у гідроприводах зернозбиральних («Нива», «Енисей»), кукурудозбиральних («Херсоньць-200»), томатозбиральних (СКТ-2), картоплезбиральних (ККП-2) комбайнів, коренезбиральної машини КС-6 та інших сільськогосподарських машин. Такі розподільники мають п'ять, шість, сім, вісім робочих секцій і одну переливну.

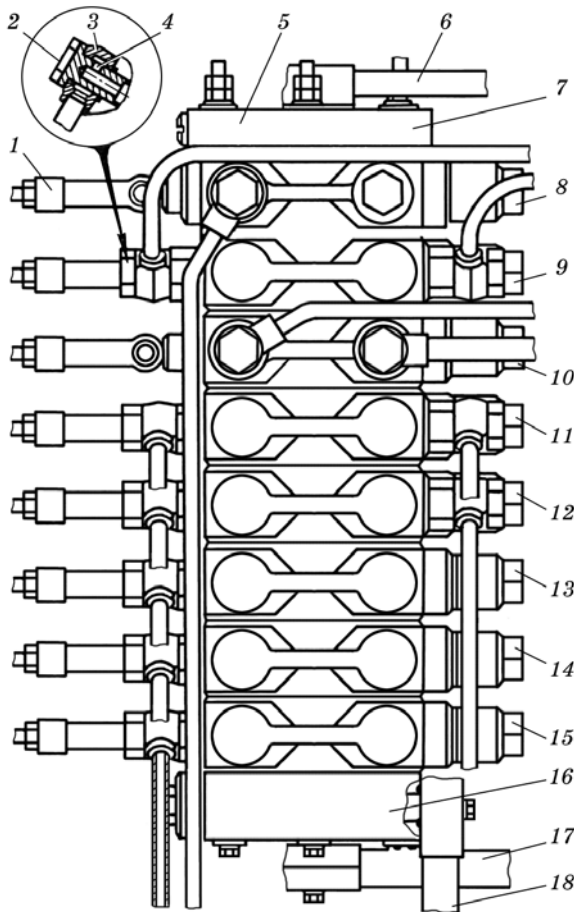


Рис. 6.11. Секційний розподільник ГА-34000:

1 — тяга; 2 — порожнистий болт; 3 — поворотний кутник; 4 — дросельний отвір; 5 — трубопровід до гідроциліндра; 6 і 18 — зливні трубопроводи; 7 — верхня кришка; 8 — секція без гідрозамків керування гідроциліндром автозчипки; 9 — секція з двобічним гідрозамком керування гідроциліндром варіатора ходової частини; 10 — секція без гідрозамків керування вібраторами і механізмом приводу очистки сітки повітрязбірника; 11, 12 — секції з двобічними гідрозамками керування гідроциліндрами варіатора молотильного апарата і переміщення мотовила по горизонталі; 13, 14 і 15 — секції з однобічним гідрозамком для керування гідроциліндрами піднімання і опускання мотовила, жатки, варіатором мотовила; 16 — переливна секція; 17 — напірний трубопровід від насоса

Загальну будову розподільника ГА-34000 показано на рис. 6.11.

У розподільнику ГА-34000 гідроприводу комбайна СК-5М «Нива» є вісім робочих і одна переливна секції. Шість робочих секцій мають гідрозамки, а дві без гідрозамків. Для керування поршневими гідроциліндрами в секціях встановлено двобічні гідрозамки, а для плунжерних — однобічні. Секції без гідрозамків застосовують для керування гідроциліндрами автозчіпки, механізму приводу очистки сітки повітрязбірника дизеля та вібраторів бункера.

У робочій секції з двобічним гідрозамком є золотник 20 (рис. 6.12) з центрувальною пружиною 11, що затиснута між двома шайбами 10 і 13. Ця пружина повертає золотник із робочого положення в нейтральне. Дистанційна втулка 14 обмежує хід золотника.

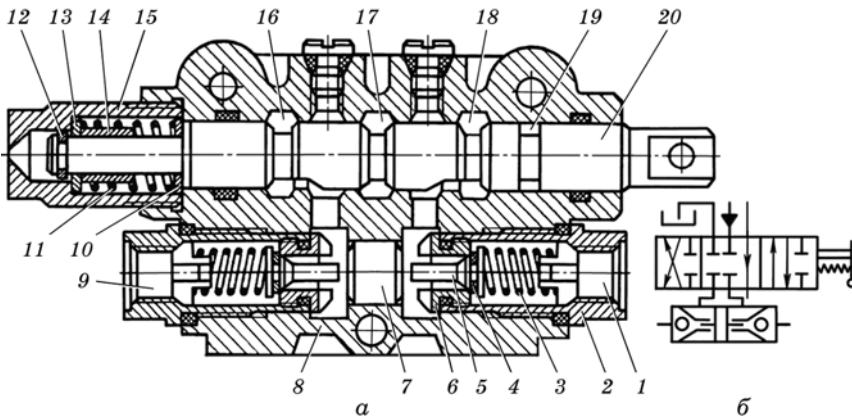


Рис. 6.12. Робоча секція з двобічним гідрозамком:

а — будова; *б* — умовне позначення; 1, 9 — під'єднувальні отвори; 2 — корпус гідрозамка; 3 — пружина; 4 — гумове кільце; 5 — шток; 6 — сідло; 7 — поршень; 8 — корпус секції; 10, 13 — шайби; 11 — пружина золотника; 12 — стопорне кільце; 14 — дистанційна втулка; 15 — стакан; 16, 18 — зливні канали; 17 — напірний канал; 19 — канал керування; 20 — золотник

Гідрозамок — це сідло 6, гумове кільце 4, встановлене в проточці конуса. Останній закінчується штоком 5. Конус притиснутий до сідла пружиною 3. Сідло загвинчено в корпус 2 гідрозамка, а останній — в корпус 8 секції. Під'єднувальні отвори 1 і 9 для штуцерів трубопроводів гідроциліндра розміщені в торцях корпусів гідрозамків. В розточці корпусу секції між штоками конусів розміщено поршень 7.

Робоча секція з однобічним гідрозамком (рис. 6.13, *а*) відрізняється лише наявністю одного запірної елемента.

У робочій секції без гідрозамків (рис. 6.13, *б*) під'єднувальні отвори трубопроводів гідроциліндра розміщені в корпусі секції.

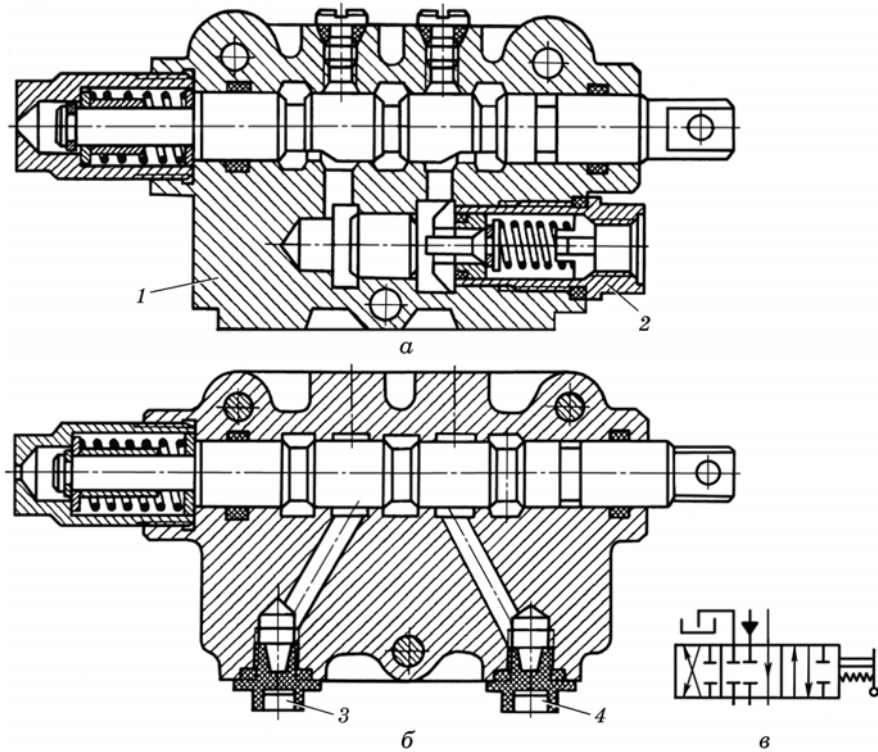


Рис. 6.13. Робочі секції розподільника:

a — з однібічним гідрозамком; *б* — без гідрозамка; *в* — умовне позначення без гідрозамка; 1 — корпус секції; 2 — корпус гідрозамка; 3 і 4 під'єднувальні отвори (закриті пробками)

Переливна секція розвантажує насос від максимального тиску рідини під час холостого ходу гідроприводу (нейтральне положення золотників робочих секцій). В ній змонтовано запірний елемент у вигляді золотника 5 (рис. 6.14), що підтиснутий пружиною 4 до сідла.

Принцип дії. Коли всі золотники робочих секцій знаходяться в нейтральному положенні, рідина від насоса по каналу 10 (рис. 6.15, *a*), дросельному отвору 11 золотника переливної секції і каналах 2, 5 і 8 надходить у зливну лінію 9 гідроприводу.

Оскільки потік рідини в канал керування 2 обмежується малим дросельним отвором 11 золотника переливної секції, тиск в ньому і порожнині 1 значно менший, ніж в напірному каналі 10. Внаслідок цього золотник стискає пружину, піднімається вгору і сполучає напірний канал із зливним 9.

Золотник розподільника, виведений із нейтрального положення (див. рис. 6.15, б і в), своїм буртиком перекриває канал керування 2. Завдяки цьому тиск в порожнині 1 і в каналі 10 вирівнюється, золотник переливної секції гідравлічно зрівноважується і під дією пружини опускається в нижнє положення. При цьому напірний канал 10 роз'єднується золотником переливної секції із зливним каналом 9 і рідина надходить у напірну лінію робочих секцій.

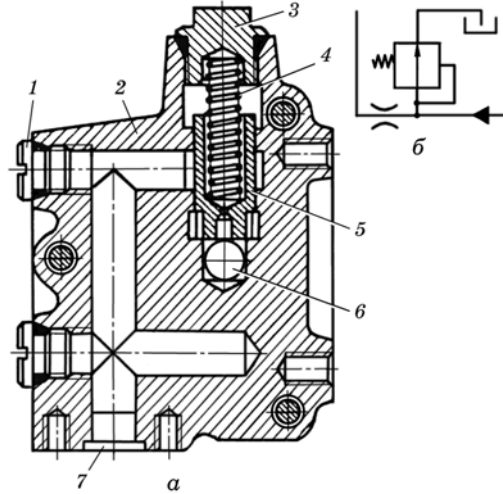


Рис. 6.14. Переливна секція:
а — будова; б — умовне позначення; 1 — заглушка; 2 — корпус; 3 — пробка; 4 — пружина; 5 — золотник; 6 — нагнітальний канал; 7 — зливний канал

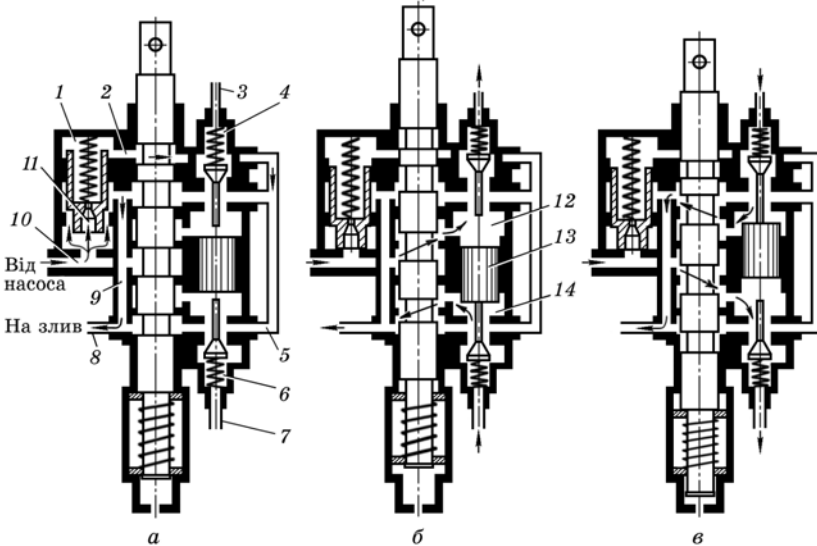


Рис. 6.15. Положення золотника розподільника:
а, б і в — нейтральне, верхнє і нижнє положення; 1 — післядросельна порожнина золотника переливної секції; 2 — канал керування; 3 і 7 — трубопроводи до гідроциліндрів; 4 і 6 — верхні порожнини зашпирних елементів гідрозамка; 5, 8 і 9 — зливні канали; 10 — напірний канал; 11 — дросельний отвір; 12 і 14 — порожнини поршня; 13 — поршень

Якщо золотник робочої секції підняти вгору (див. рис. 6.15, б) і утримувати в цьому положенні, рідина із напірного каналу надходить у верхню порожнину 12 поршня 13, відтискує запірний елемент гідрозамка від свого сідла і по трубопроводу надходить в одну із порожнин гідроциліндра. Одночасно з цим поршень 13 під дією високого тиску рідини зміщується вниз і відкриває другий запірний елемент гідрозамка. При цьому друга порожнина гідроциліндра сполучається із зливом.

При переміщенні золотника робочої секції вниз див. (рис. 6.15, в), процес повторюється. Тільки рідина під тиском надходить в нижню порожнину поршня.

При роботі секції з однобічним гідрозамком рідина надходить в порожнину плунжерного гідроциліндра при верхньому положенні золотника, а зливається при нижньому.

В робочих секціях без гідрозамків порожнини гідроциліндрів сполучаються з напірним каналом або зливними проточками золотника.

П'ятисекційний гідророзподільник з ручним керуванням гідроприводу зернозбирального комбайна «Дон» призначений для керування такими гідроциліндрами: піднімання і опускання

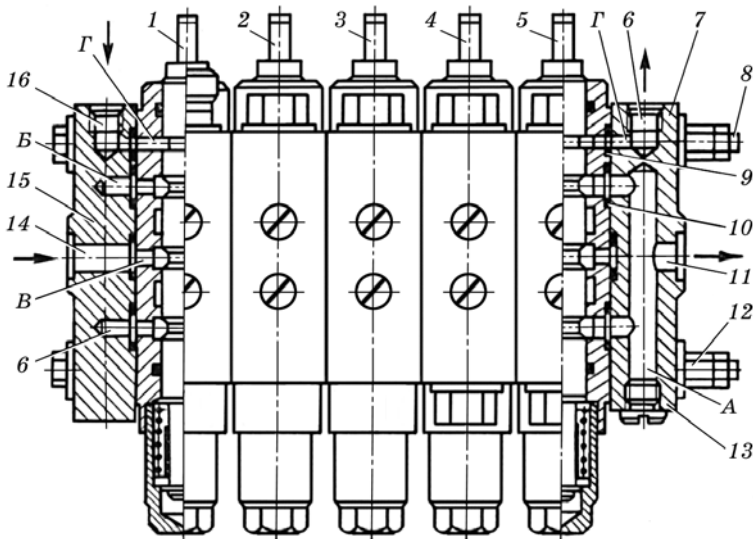


Рис. 6.16. П'ятисекційний гідророзподільник з ручним керуванням:

1, 2, 3, 4 і 5 — робочі секції; 6 — отвір для зливу рідини з лінії керування; 7 і 15 — кришки; 8 — болт; 9 і 10 — ущільнювальні кільця; 11 — отвір для відведення рідини у лінію зливу; 12 — гайка; 13 — заглушка; 14 — отвір для підведення рідини із напірної лінії; 16 — отвір для підведення рідини з лінії керування; А і В — зливні канали; В — напірний канал; Г — канал лінії керування

жатної частини, вертикального та горизонтального переміщення мотовила, варіатора мотовила, механізму вмикання і вимикання робочих органів молотарки.

Розподільник має п'ять робочих секцій і дві кришки 7 і 15 (рис. 6.16), що з'єднані між собою трьома болтами 8 з гайками 12. Керують п'ятьма секціями двома рукоятками. В такому розподільнику немає переливної секції. Її функцію виконує запобіжно-переливний клапан, що спільний для всього основного гідроприводу.

У корпусах секцій є напірний канал *B*, верхній і нижній зливні канали *Б*, які через вертикальний канал *A* в кришці 7 сполучені між собою, та є канал *Г* потоку лінії керування. В напірний канал *B* рідина підводиться через отвір 14 в кришці. В канал *Г* рідина підводиться через отвір 16 кришки 15, а відводиться на злив через отвір 6 кришки 7. В цій самій кришці є отвір 11 для відведення рідини у зливну лінію гідроприводу. Канали *Б*, *B* і *Г* проходять через всі корпуси секцій.

Робочі секції гідророзподільника двох типів: з двобічним гідрозамком та однібічними. Будова їх і принцип дії аналогіє секціям розподільника типу ГА-34000.

Секційні гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням типу 73.00.00.000 В(РЭГ-50). Їх встановлено в основному гідроприводі зернозбирального комбайна «Дон». Вони бувають три- і

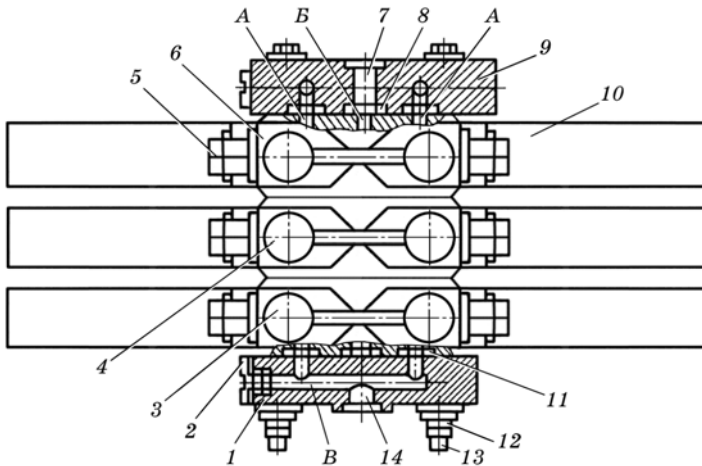


Рис. 6.17. Трисекційний гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням:

1 і 9 кришки; 2 — заглушка; 3, 4 і 6 — секції; 5 — під'єднувальний отвір трубопроводу до гідроциліндра; 7 — отвір напірної лінії; 8, 11 — ущільнювальні кільця; 10 — електромагнітна приставка; 12 — гайка; 13 — болт; 14 — отвір лінії зливу; *A* і *B* — канал зливу; *B* — напірний канал

двосекційними. За будовою і принципом дії ці гідророзподільники складаються із трьох робочих секцій 3, 4 і 6 (рис. 6.17) з електромагнітними приставками 10 і двох кришок 1 і 9. Секції і кришки стягнуті болтами 13 і закріплені гайками 12.

У кришці 9 є отвір 7 для підведення рідини від напірної лінії гідроприводу. В кришці 1 зроблено канал В, що сполучає канали зливу А секцій, і отвір 14 для відведення рідини в лінію зливу гідроприводу. Кожна секція має напірний канал В, спільний для всіх секцій, так як і зливні канали А. Секція 4 має двобічний гідрозамок, секція 3 не має гідрозамка.

Секція розподільника складається з електромагнітної приставки 2 (рис. 6.18), золотника 14, запірних елементів 17 і 20 та поршня 18 гідрозамка і корпусу 16.

Електромагнітна приставка — це два електромагніти 1 і 10 та клапани 8, вставлені в електромагніти. Клапани перекривають напірний канал 3 з порожнинами 12 керування золотника.

Принцип дії. При вмиканні електромагніта 10 клапан 8 відходить від свого сідла 6 і напірний канал 3 сполучається через по-

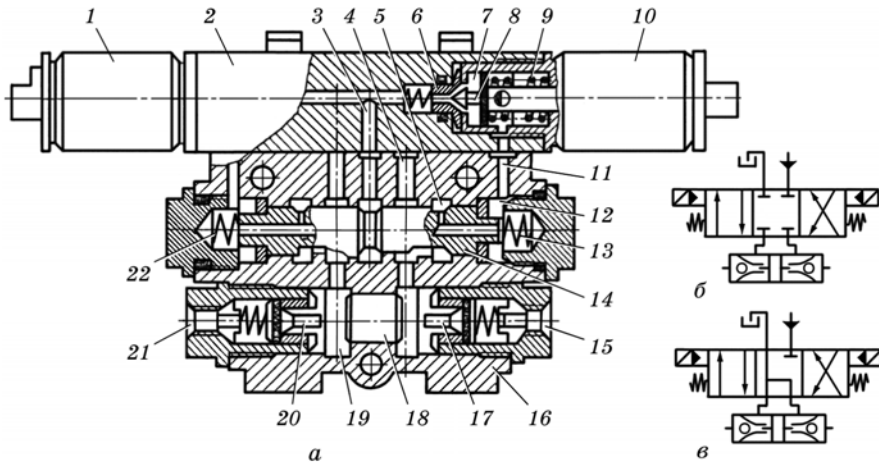


Рис. 6.18. Секція гідророзподільника з електрогідрравлічним керуванням:

а — будова; *б* — умовне позначення спрощене; *в* — умовне позначення детальне (злив рідини з порожнини гідрозамка); 1 і 10 — електромагніти; 2 — електромагнітна приставка; 3 — напірний канал; 4, 7, 12 і 19 — порожнини; 5 — зливний канал; 6 — сідло; 8 — клапан; 9, 13 і 22 — пружини; 11 — канал керування; 14 — золотник; 15 і 21 — під'єднувальні отвори до порожнин гідроциліндра; 16 — корпус секції; 17 і 20 — запірні елементи клапанів гідрозамка; 18 — поршень

роожнину 7 і канал керування 11 з порожниною 12 золотника 14. Під тиском рідини золотник зміщується вліво, сполучивши своєю кільцевою проточкою напірний канал з порожниною 19 поршня 18 гідрозамка. Завдяки тиску рідини запірний елемент 20 клапана гідрозамка відходить від свого сидла і рідина під тиском надходить через під'єднувальний отвір 21 в одну із порожнин гідроциліндра. Одночасно під дією тиску рідини поршень 18 зміщується вправо і відкриває запірний елемент 17, а рідина з другої порожнини гідроциліндра зливається через під'єднувальний отвір 15, зливний канал 5 в лінію зливу гідроприводу.

Коли вмикають електромагніт 1, процес повторюється в зворотному напрямку.

Якщо електромагніти вимкненні, золотник 14 під дією пружин 13 і 22 повертається в нейтральне положення (тиску рідини в порожнинах 12 немає, оскільки вони сполучені із зливними каналами 5 через осьові канали в золотнику). При вимкнених електромагнітах запірні елементи клапанів гідрозамків притискуються пружинами до своїх сидел, тиску рідини в порожнинах 19 немає, оскільки вони завдяки лискам на золотнику сполучені із зливом (див. рис. 6.18, а, в).

У таких розподільниках переливної секції також немає. Її функції виконує запобіжно-переливний клапан. Останній переключається в режим переливного клапана за допомогою гідроклапана з електромагнітним керуванням.

Секційні розподільники з електрокеруванням комбайна КСК-100 складаються із однієї переливної секції, п'яти робочих секцій (золотник з електрокеруванням типу 44ПГ73-11) та запобіжного клапана. Всі ці гідроприсрої змонтовані на одній спільній монтажній плиті.

Переливна секція типу 64ПГ73-24 має золотник з елеткромагнітним керуванням типу ПГ73-11 (пілот) і золотник з гідравлічним керуванням.

При нейтральному положенні золотників всіх секцій рідина від насоса через золотник 9 (рис. 6.19) зливається в бак (насос розвантажений). Як тільки оператор натискає на одну із кнопок керування на щитку приладів, електричний сигнал одночасно надходить до електромагніта золотника 10 переливної секції і відповідної робочої. Під дією електромагніта золотник зміщується. Останній, зміщуючись, перекриває злив рідини від насоса і спрямовує рідину до відповідної робочої секції, що включена оператором. При натисканні на іншу кнопку керування тієї самої робочої секції відбувається реверсування потоку робочої рідини.

Технічні характеристики секційних розподільників наведено у табл. 6.1 та дод. 34.

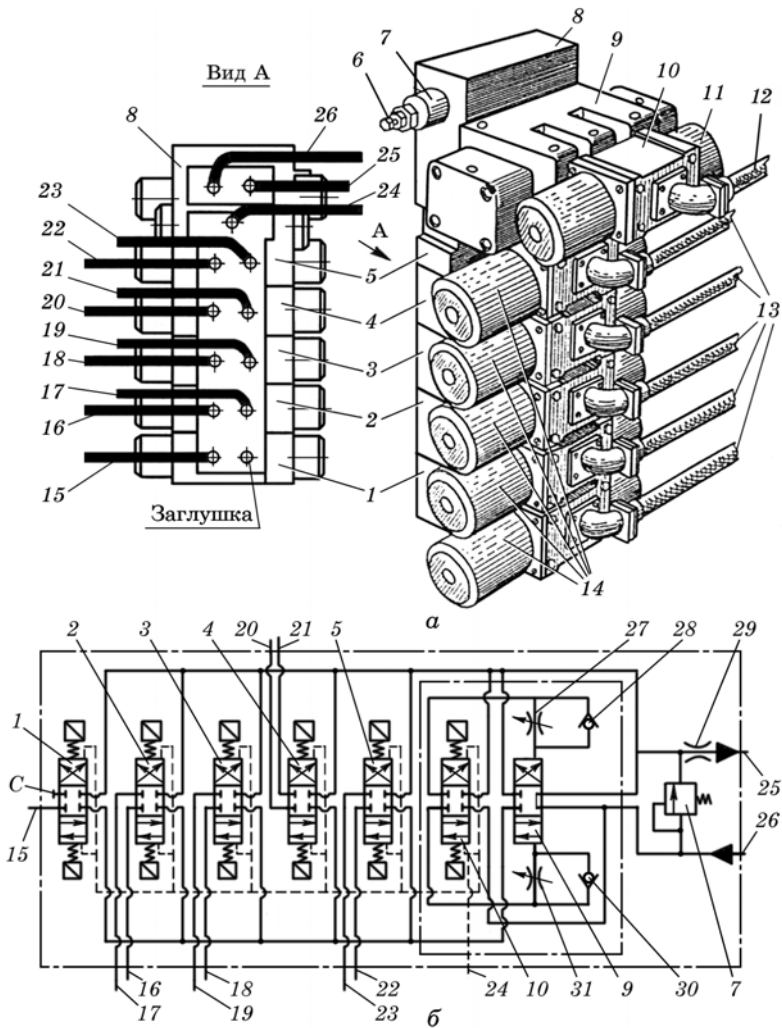


Рис. 6.19. Секційний гідророзподільник з електричним керуванням:

а — загальний вигляд; *б* — принципова гідралічна схема; 1–5 — робочі секції; 6 — регулювальний гвинт; 7 — запобіжний клапан; 8 — панель; 9 — головний золотник переливної секції; 10 — золотник керування переливної секції; 11 і 14 — електромагнітні приставки; 12, 13 — електропроводи; 15–23 — трубопроводи до гідроциліндрів; 24 — лінії дренажу; 25 — лінія зливу; 26 — лінія напірна; 27 і 31 — дроселі; 28 і 30 — зворотні клапани; 29 — місце звуження потоку

6.1. Технічні характеристики секційних розподільників

Показник	ГА-34000	РЭГ-50
Максимальна пропускна спроможність, л/хв	50	60
Число робочих секцій, шт.	5...8	2...3
Умовний прохід (зведений діаметр), мм	—	12
Робочий тиск, МПа	6,3	16
Маса, кг	22,3	4,7

Моноблокові золотникові гідравлічні розподільники (далі — розподільники) набули найширшого застосування у гідроприводах тракторних навісних систем. Такі розподільники мають спільний корпус для всіх робочих секцій.

Запірно-регулювальний елемент робочої секції — це циліндричний золотник з осьовим переміщенням. Керування золотником — ручне. У золотнику може бути вмонтований бустерний пристрій (для повернення золотника в положення «Нейтральне»). Золотник фіксується у всіх положеннях, крім нейтрального, за допомогою спеціального пристрою.

У корпусі розподільника вмонтовані переливний (іноді називають перепускний) і запобіжний клапани. Моноблокові гідравлічні розподільники ще називають клапанно-золотниковими розподільниками.

ГОСТ 8754–80 передбачає такі позначення і маркування розподільника: буква Р означає розподільник; перші дві цифри — номінальну пропускну спроможність (л/хв); цифра через дефіс — виконання за номінальним тиском; цифра через косу лінію — виконання за конструкцією; останні цифри — тип золотника в порядку розміщення від переливного клапана.

Наприклад, марка розподільника Р80-2/1-332 означає: пропускна спроможність 80 л/хв, виконання 2 за тиском, виконання 1 за конструкцією, два золотники типу 3 і один золотник типу 2.

Розподільник для роботи при номінальному тиску робочої рідини 10 МПа — це виконання 1; 14 — виконання 2; 16 — виконання 3 і 20 МПа — виконання 4.

За конструктивними відмінностями розподільники розподілені на вісім груп:

- виконання 1 — лінія керування переливним клапаном сполучена із зливом в бак всередині розподільника;
- виконання 2 — лінія керування переливним клапаном сполучена із зливом поза розподільником;
- виконання 3 — розподільник без переливного клапана;
- виконання 4 — те саме, що і 2, для роботи з регулятором глибини оранки;

- виконання 5 — те саме, що і 1, для роботи з трелювальним трактором;

- виконання 6 — те саме, що і 2, для роботи із суматором (поєднувачем) потоку.

Типи золотників характеризуються такими відмінностями:

- тип 1 немає фіксації у позиціях «Піднімання», «Опускання» і «Плаваюче»; у таких золотниках є бустерний пристрій для автоматичного повернення із позицій «Піднімання», «Опускання» в нейтральне положення;

- тип 3 відрізняється від типу 2 тим, що фіксованого положення в позиції «Опускання» немає;

- тип 4 не фіксується в позиціях «Піднімання» і «Опускання»; «Плаваючого» положення немає; такі золотники використовують на навантажувачах;

- тип 5 — золотник з електрогідравлічним керуванням.

Золотники типів 2 і 3 застосовують у гідроприводах навісних систем тракторів сільськогосподарського призначення. Технічні характеристики моноблокових гідравлічних розподільників наведено у дод. 35 і 36.

Раніше промисловість випускала розподільники з пропускною спроможністю 75 л/хв (Р-75-23, Р-75-33, Р-75-43, Р-75-43ПГА, Р-75-ПГ2Б, Р-75-42, Р-75-42ПГІ, Р-75-22, і Р-80-23Р) і 150 л/хв (Р-150-23-30-000, Р-150-13-20-000, Р-150-13-10-000 і Р-150-23-20-000).

Нині освоєно виробництво розподільників: Р-80-2/1-44, Р-80-2/2-44, Р-80-2/1-22, Р-80-2/1-444, Р-80-2/2-444, Р-80-2/3-444, Р-160-2/3-444, Р-160-2/1-220-20, Р-160-2/1-111-10, Р-160-2/1-222-30 і Р-160-2/1-111-20.

Моноблокові розподільники типу Р-75. Загальна будова. У розточках чавунного корпусу 11 (рис. 6.20) розміщені золотники 12, переливний 2 і запобіжний 3 клапани. До корпусу закріплено дві алюмінієві кришки: нижня 4 з порожниною В зливу і верхня 13, в якій шарнірно закріплені три важелі для керування положенням золотників. В корпусі є порожнина Б лінії високого тиску (від насоса) і напірний канал, що сполучені між собою, канал керування Ж і зливний канал Е, а також канали Г і Д, сполучені із трубопроводом гідроциліндра.

Порожнина Б може сполучатись з каналами Г і Д, а останні — з порожниною В за допомогою буртиків золотника. Порожнина Б також може сполучатись із каналом Ж через дросельний отвір *m*, порожниною А і проточками на золотнику. Канали Ж, Е і Г постійно сполучені із порожниною зливу В, а порожнина А — з каналом *n*. Порожнина Б може сполучатись із порожниною В за допомогою запірною елемента переливного клапана 2.

У деяких розподільниках такого типу є дублюючі канали Г і Д, а також порожнини Б (закриті пробками). Це пов'язано із застосуванням їх на різних машинах.

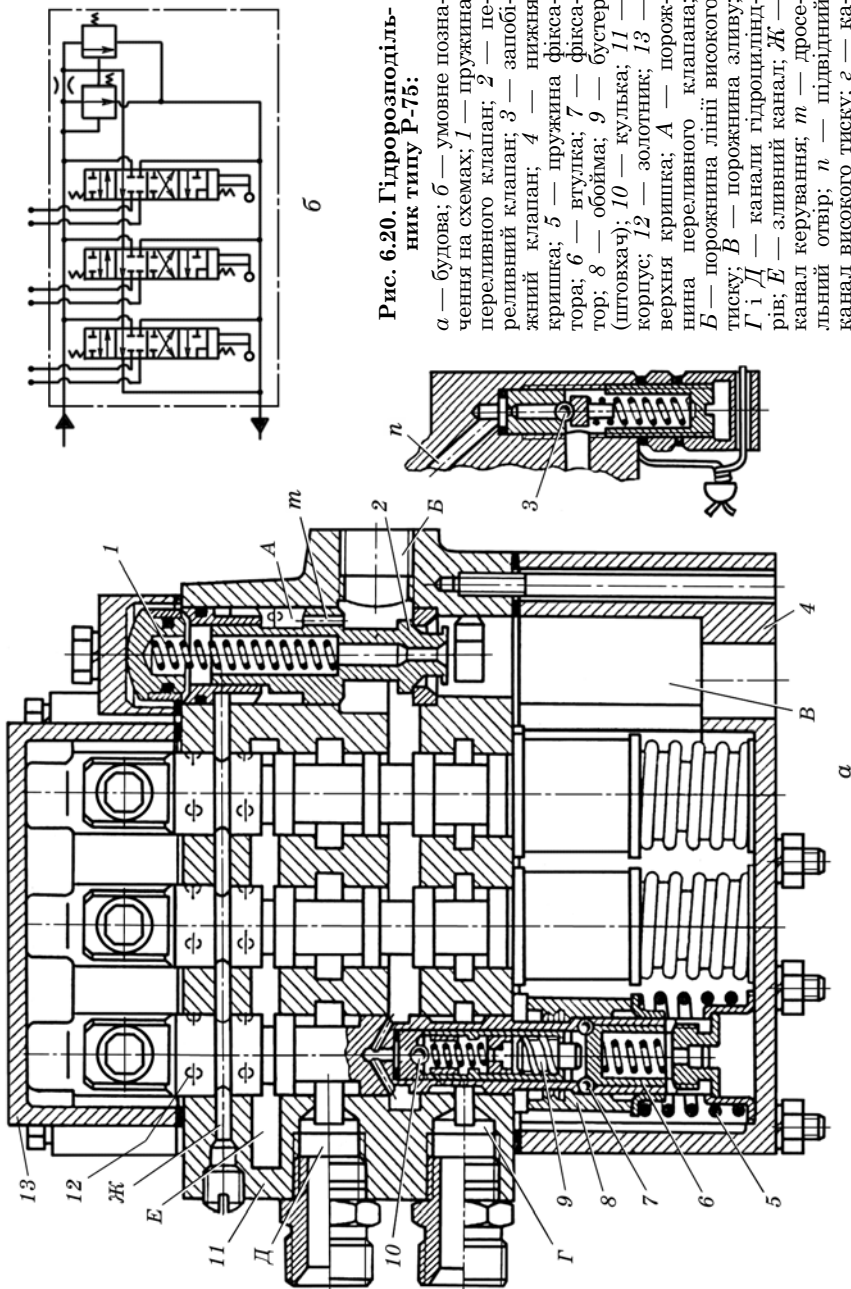


Рис. 6.20. Гідророзподільник типу Р-75:

a — будова; *б* — умовне позначення на схемах; 1 — пружина переливного клапан; 2 — переливний клапан; 3 — запобіжний клапан; 4 — нижня кришка; 5 — пружина фіксатора; 6 — втулка; 7 — фіксатор; 8 — обойма; 9 — бустер (штовхач); 10 — кулічка; 11 — корпус; 12 — золотник; 13 — верхня кришка; А — порожнина переливного клапана; В — порожнина ліній високого тиску; Г, Д — канали гідроциліндрів; Е — зливний канал; Ж — канал керування; *m* — дросельний отвір; *n* — підвідний канал високого тиску; 2 — канал низького тиску

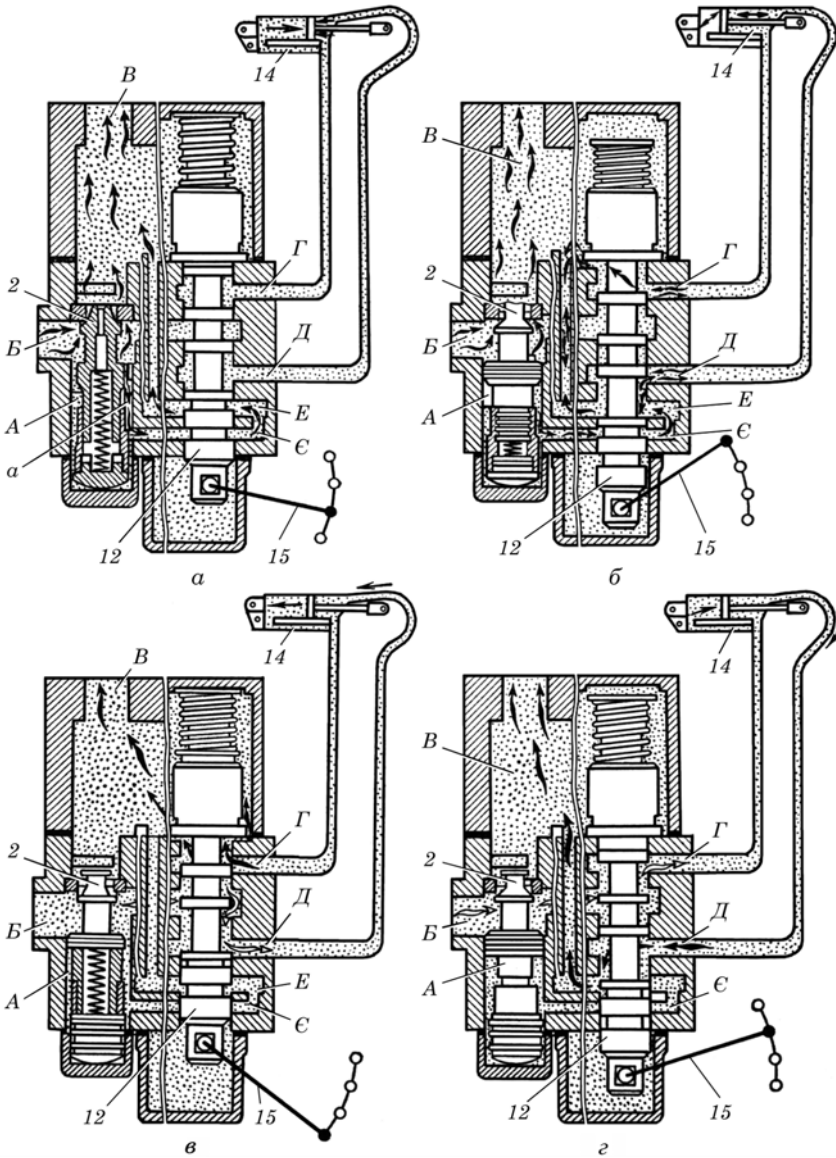


Рис. 6.21. Схема роботи гідророзподільника типу Р-75 при положеннях золотника:

a — нейтральне; *б* — плаваюче; *в* — підняття; *г* — опускання; 2, 12, А, Б, В, Г, Д, Е і Ж — ті самі, що і на рис. 6.20; 14 — гідроциліндр; 15 — важіль розподільника

У розподільниках тракторів МТЗ-80/82, обладнаних силовими регуляторами, канал керування *Ж* не сполучений із зливним каналом *Е*. Замість пробки на каналі *Ж* загвинчено штуцер, через який робоча рідина відводиться до силового регулятора. Крім того, в переливний клапан додатково вмонтовано стрижневий клапан.

Принцип дії. У положенні золотника «Нейтральне» (рис. 6.21, *а*) робоча рідина з порожнини *Б* високого тиску (від насоса) через дросельний отвір переливного клапана *2* надходить у канал керування *Ж*, а з нього — в зливний канал *Е*, порожнину зливу *В* і в бак. Оскільки потік рідини в порожнину *А* переливного клапана обмежується малим отвором, запірний елемент переливного клапана буде гідравлічно незрівноважений і він, стискаючи пружину, опуститься вниз. Порожнини *Б* і *В* сполучаються і робоча рідина, що нагнітається насосом, надходить на злив. При цьому порожнини гідроциліндра роз'єднані із зливною і напірною лініями буртиками золотника. Отже, коли хоч один із золотників знаходиться в нейтральному положенні (канал керування не перекритий буртиком золотника), насос розвантажений завдяки клапану *2* (зусилля стиску пружини до 50 Н, нерегульоване).

У найнижчому положенні золотника «Плаваюче» (див. рис. 6.21, *б*) запірний елемент переливного клапана *2* також буде в нижньому положенні (відходить від свого сідла), робоча рідина від насоса надходить на злив. Порожнини гідроциліндра будуть сполучені між собою і порожниною зливу *В* розподільника.

У положеннях золотника «Піднімання» (див. рис. 6.21, *в*) чи «Опускання» відповідні буртики перекривають канал керування. Запірний елемент переливного клапана гідравлічно зрівноважується (тиск в порожнинах *А* і *Б* однаковий) і під дією пружини піднімається вгору. Лінії напірна і зливу роз'єднуються (порожнини *Б* і *В*). Інші порожнини гідроциліндра буртиками золотника сполучаються із напірною лінією *Б* і *Д* та із зливною *Г* і *В* або *Б* і *Г* та *Д* і *В*.

У положеннях «Піднімання», «Опускання» і «Плаваюче» золотник *12* встановлюють вручну за допомогою важеля *15*. Утримується золотник в цих положеннях фіксувальним пристроєм.

Після закінчення операції «Піднімання», «Опускання» золотник повертається в положення «Нейтральне» автоматично, а із положення «Плаваюче» — вручну.

Золотник гідророзподільника типу *Р-75* має корпус (рис. 6.22, *б*) циліндричної форми з шістьма буртиками, у розточках якого розміщені бустерний (див. рис. 6, 22, *в*) і фіксувальний *3*, *4*, *5* і *7* пристрої. На нижньому кінці корпусу золотника розміщені стакани *6*, *9* і пружина *10*, що утримує корпус у нейтральному положенні.

Бустерний пристрій призначений для повернення золотника в нейтральне положення після піднімання чи опускання навісної

машини. Фіксувальний пристрій утримує золотник у всіх положеннях, крім нейтрального.

Взаємодія фіксаторного і бустерного пристроїв така. Будь-яке положення золотника досягається переміщенням його в осьовому напрямку за допомогою важеля. Обойма 3 фіксатора нерухома в корпусі розподільника. Тому при переміщенні корпусу 2 золотника, наприклад униз, верхній стакан 6 також переміщується вниз, стискуючи пружину 10 (нижній стакан 9 впирається в дно кришки).

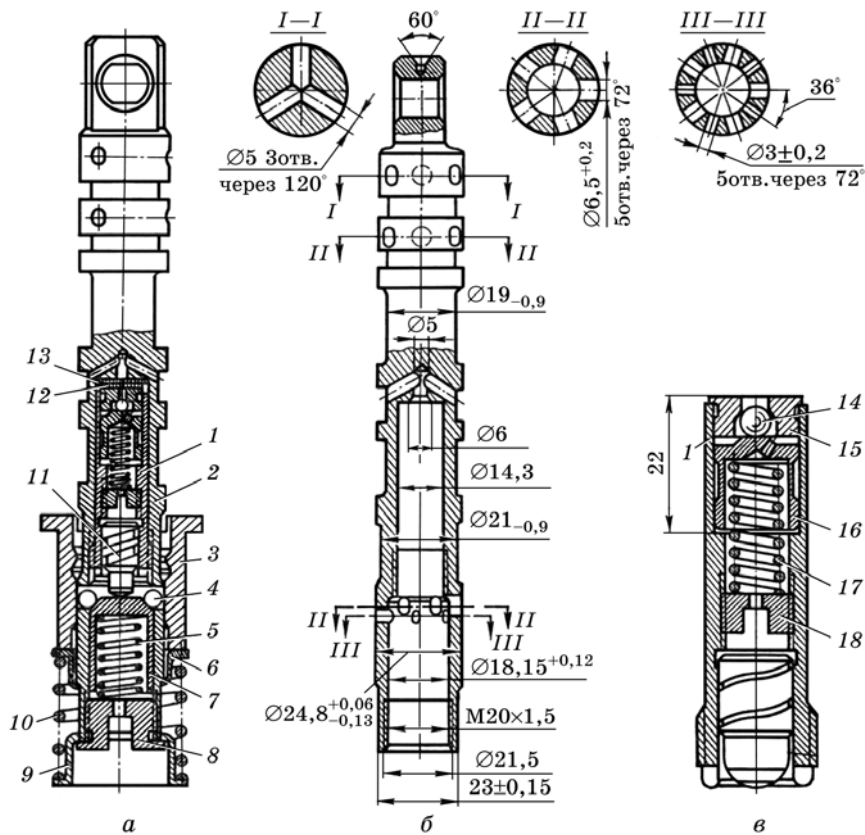


Рис. 6.22. Золотник гідророзподільника типу P-75:

a — золотник в зборі; *б* — корпус золотника; *в* — бустерний пристрій в зборі; 1 — гільза; 2 — корпус золотника; 3 — обойма фіксатора; 4 — кулька фіксатора; 5 — пружина фіксатора; 6 — верхній стакан; 7 — втулка фіксатора; 8 — пробка; 9 — нижній стакан; 10 — пружина корпусу золотника; 11 — бустер (штовхач); 12 — прокладка; 13 — фільтр (сітка); 14 — кулька бустерного пристрою; 15 — сидло кульки; 16 — напрямна; 17 — пружина бустера; 18 — регулювальний гвинт

Кульки 4 фіксатора, що вільно розміщені в отворах стінки корпусу золотника, виштовхуються назовні конічною частиною втулки 7 фіксатора, яка підтискується пружиною 5. Як тільки кульки розмістяться навпроти нижньої розточки обойми 3, втулка спрямує кульки з отворів стінки корпусу золотника в розточку обойми фіксатора на половину їх діаметра. Завдяки зусиллю пружин 5 і 10 кульки надійно фіксуються у розточці обойми і цим самим золотник фіксується в заданому положенні, наприклад «Піднімання».

Як тільки операція «Піднімання» закінчиться (поршень гідроциліндра у крайньому положенні), тиск в гідросистемі підвищиться. Завдяки цьому кулька 14 бустерного пристрою відходить від свого сидла 15, стискаючи пружину 17, і робоча рідина надходить до бустера 11. Останній, переміщуючись униз, тисне на втулку 7 фіксатора, яка, стискаючи пружину 5, також зміщується вниз. Тепер кульки фіксатора можуть вільно переміщуватись в радіальному напрямку корпусу золотника. Під дією пружини 10 кульки виштовхуються золотником із розточки обойми і він повертається в нейтральне положення.

На буртиках корпусу золотника (переріз I–I) є отвори для гідравлічного розвантаження від дії бокових сил. Між четвертим і п'ятим буртиками зроблено отвори для підведення робочої рідини до бустерного пристрою. В перерізі II–II показано отвори для розміщення кульок фіксаторного пристрою, а в перерізі III–III — отвори для підведення робочої рідини із бустерного пристрою.

На зовнішній поверхні бустера є гвинтова канавка для перепускання робочої рідини на злив. Вона запобігає заїданню бустера в гільзі.

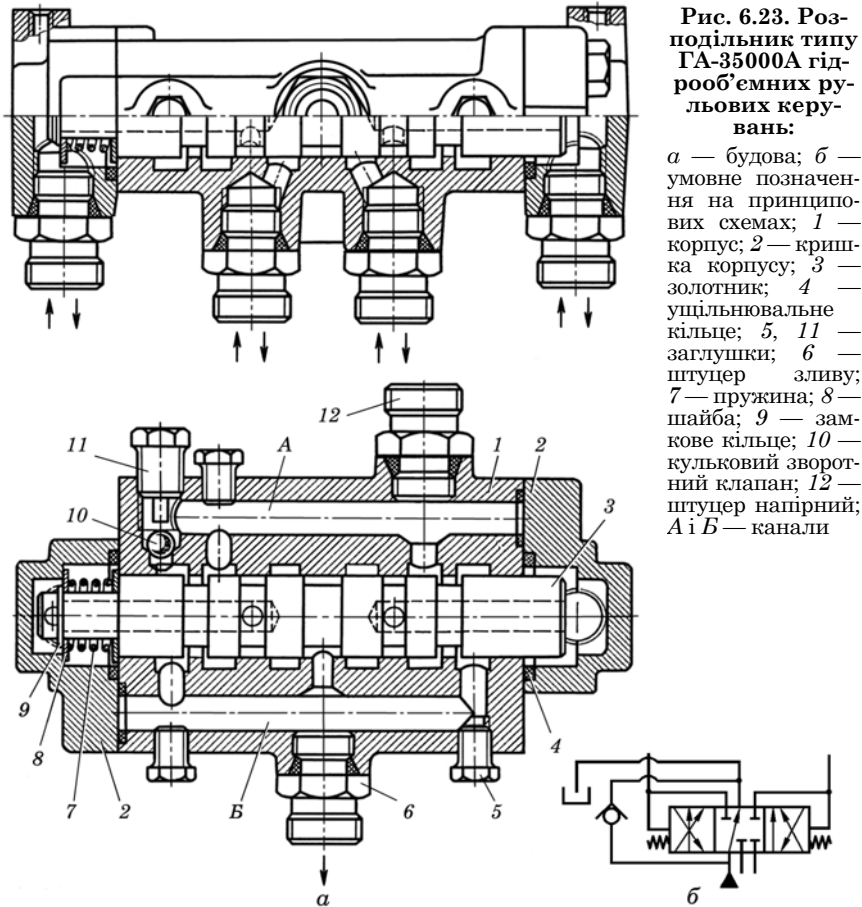
Тиск спрацювання бустерного пристрою регулюють стисканням пружини 17 за допомогою регулювального гвинта 18.

Запобіжний клапан 3 (див. рис. 6.20) обмежує максимально допустимий тиск робочої рідини в гідроприводі. Запірний елемент клапана — кулька. Тиск спрацювання клапана регулюють стисканням пружини за допомогою гвинта. Запобіжний клапан гідророзподільника типу Р-75 прямої дії, але він під'єднаний в систему з переливним клапаном 2 так, що разом вони утворюють клапан прямої дії.

Односекційні золотникові розподільники ГА-35000А застосовують у гідроприводах рульового керування зернозбиральних комбайнів СК-5М «Нива», «Енисей-1200», самохідної косарки-плющилки КПС-5Г тощо.

Загальну будову розподільника тиску ГА-35000А наведено на рис. 6.23. Такі розподільники шестилінійні трипозиційні з відкритим центром (проточні) з гідравлічним керуванням.

Принцип дії. Переміщення золотника у крайнє праве або ліве положення здійснюється завдяки перепаду тиску робочої рідини



на торцях золотника у камерах 3 і 16 (рис. 6.24, *a*) корпусу, що створюється насосом-дозатором 1, який приводиться в роботу вручну рульовим колесом. Повертання золотника у нейтральне (вихідне) положення відбувається завдяки пружині 31.

При непрацюючому дизелі, тобто коли шестеренний насос гідроприводу рульового керування не працює, робоча рідина із порожнин 19 і 20 гідроциліндра перекачується насосом-дозатором через розподільник при крайніх положеннях золотника (див. рис. 6.24, *з, д*).

При працюючому дизелі (насос працює також) шестеренним насосом рідина нагнітається у відповідні порожнини гідроциліндра через насос-дозатор і розподільник при крайніх положеннях золотника (зусилля на рульовому колесі зменшується) (див. рис. 6.24, *б, в*).

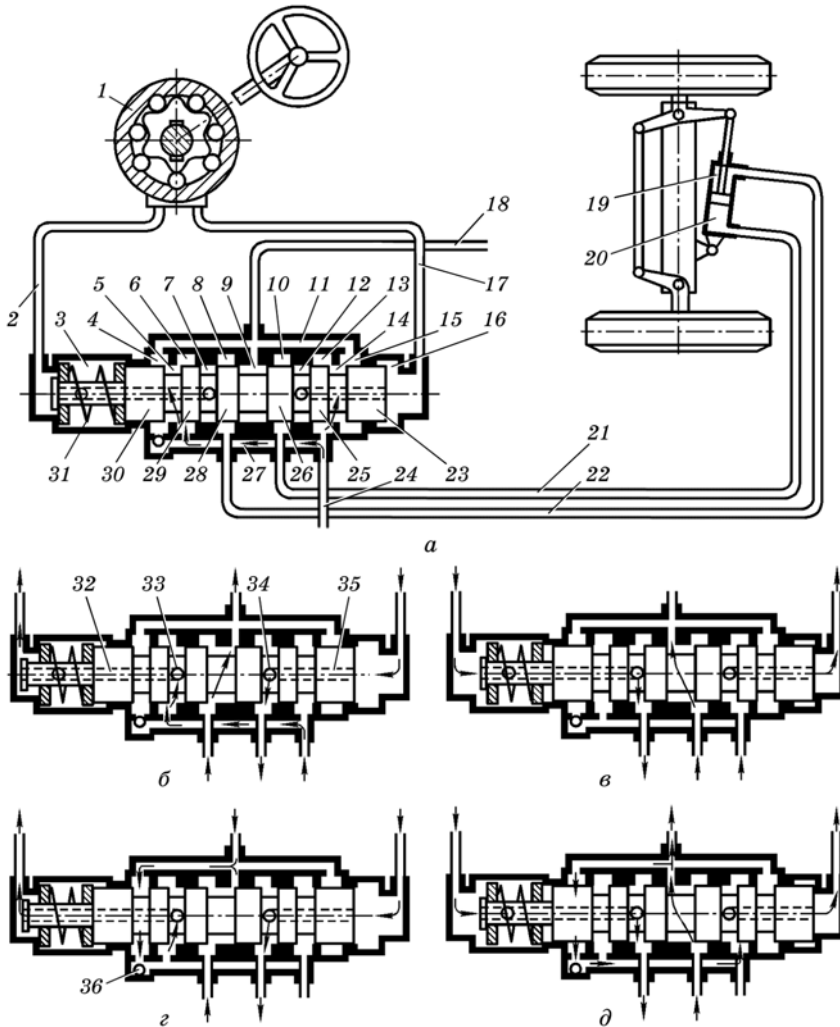


Рис. 6.24. Схема роботи розподільника типу ГА-35000А:

a — нейтральне положення золотника; *б, в* — положення золотника при обертанні рульового колеса за стрілкою годинника відповідно при працюючому і непрацюючому дизелі; *в, д* — положення золотника при обертанні рульового колеса проти стрілки годинника відповідно при працюючому і непрацюючому дизелі; 1 — насос-дозатор; 2, 17, 18, 21, 22 і 24 — гідропроводи; 3 і 16 — торцеві камери розподільника; 4, 6, 8, 10, 13 і 15 — розточки корпусу; 5, 7, 9, 12 і 14 — виточки золотника; 11 — зливний канал; 19 і 20 — порожнини гідроциліндра; 23, 25, 26, 28 і 29 — пояски (буртики) золотника; 27 — напірний канал; 30 — корпус розподільника; 31 — центрувальна пружина; 32, 35 — осьові канали золотника; 33, 34 — радіальні отвори; 36 — зворотний кульковий клапан

Односекційні золотникові розподільники застосовують і у гідроприводах рульових керувань тракторів та автомобілів. Проте у більшості випадків зміщення золотника здійснюється завдяки осьовому зусиллю, що виникає, наприклад на черв'яку (черв'ячна передача).

Застосовують односекційні розподільники з циліндричним золотником у гідроприводі клапана копнувача зернозбирального комбайна, для зміни кута нахилу диска аксіально-поршневого насоса гідроприводу ведучих коліс тощо.

Розрахункові залежності. У розподільниках із циліндричним золотником, наприклад чотирилінійним, робоча рідина надходить від насоса крізь вікно 1 (рис. 6.25) і золотник, а з розподільника вона спрямовується крізь вікно 2 до гідродвигуна. Злив рідини із гідродвигуна здійснюється через вікна 4 і 5 та золотник.

Розрахунковими параметрами золотникового розподільника є витрата рідини та зусилля на переміщення золотника.

Витрату рідини визначають за залежністю

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}, \quad (6.1)$$

де μ — коефіцієнт витрати, $\mu = 0,60 \dots 0,75$; ρ — густина рідини; P_1 — тиск на вході у розподільник; P_2 — тиск на виході із розподільника; S — площа перекритого прохідного перерізу.

$$S = \pi D x, \quad (6.2)$$

де D — діаметр золотника; x — ширина робочої щілини перекритого каналу.

Осьова сила, що необхідна для зміщення золотника, визначається за формулою

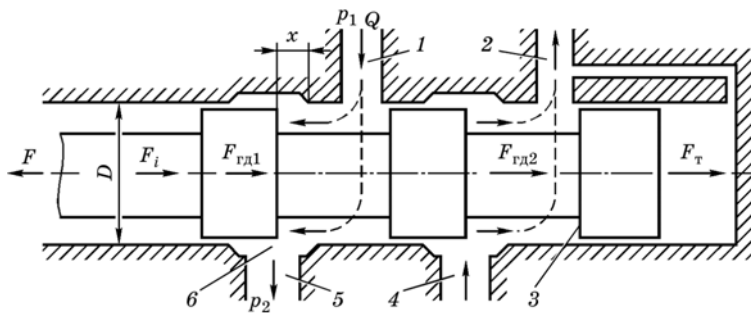


Рис. 6.25. До визначення параметрів золотникового розподільника:

1, 2, 4, 5 — вікна; 3 — торець зливної кромки; 6 — вихідна щілина

$$F = F_1 + F_{\text{гд}} + F_{\text{т}}, \quad (6.3)$$

де F_1 — сила інерції; $F_{\text{гд}}$ — гідродинамічна сила; $F_{\text{т}}$ — сила тертя.

Сила інерції залежить від прискорення a і приведеної маси m золотника і з'єднаних з ними деталей

$$F_1 = ma. \quad (6.4)$$

Сила тертя $F_{\text{т}}$ дорівнює сумі сил тертя спокою $F_{\text{т.с}}$ і сили тертя $F_{\text{т.м}}$ при переміщенні з мащенням.

Сила тертя спокою згідно з експериментальними даними становить

$$F_{\text{т.с}} = (0,23 \dots 0,34)F. \quad (6.5)$$

Силу тертя при переміщенні з мащенням визначають із залежності:

$$F_{\text{т.м}} = \rho v S v / \delta, \quad (6.6)$$

де ρ — густина рідини; ν — кінематична в'язкість; v — швидкість руху золотника; δ — радіальний зазор між золотником і корпусом.

Гідродинамічна сила, наприклад для чотирилінійного розподільника, визначається за формулою

$$F_{\text{гд}} = F_{\text{гд1}} + F_{\text{гд2}} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho(P_1 - P_2)}, \quad (6.7)$$

де $F_{\text{гд1}}$ — сила, що виникає в зоні кромки вихідної щілини b (див. рис. 6.25); $F_{\text{гд2}}$ — сила, що виникає в результаті натікання потоку на торець зливної кромки 3 ; α — кут нахилу потоку відносно осі золотника при витіканні із виточки золотника, $\alpha = 69^\circ$.

Приклад 6.1. Визначити силу, яку необхідно прикласти до золотника чотирилінійного розподільника (див. рис. 6.25) у момент відкриття щілини на величину $x = 2$ мм, якщо швидкість рівномірного руху золотника $v = 5$ мм/с, перепад тисків $\Delta P = P_1 - P_2 = 1$ МПа. Діаметр золотника $D = 20$ мм, радіальний зазор між корпусом і золотником $\delta = 0,05$ мм, коефіцієнт витрати $\mu = 0,6$. Робоча рідина — олива ИС-50 з температурою $t = 50$ °С.

Розв'язок. Величина прохідного перерізу щілини розподільника:

$$S = \pi D x = 3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Витрата рідини через розподільник:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} = 0,6 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{2}{910} \cdot 1 \cdot 10^6} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Сила тертя при переміщенні золотника з мащенням:

$$F_{\text{т.м}} = \rho v S v / \delta = 910 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} / 0,05 \cdot 10^{-3} \approx 0.$$

Гідродинамічна сила, що діє на золотник:

$$F_{\text{гд}} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho \Delta P} = 2 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 69^\circ \cdot \sqrt{910 \cdot 1 \cdot 10^6} = 76 \text{ Н.}$$

Сила, яку необхідно прикласти до золотника:

$$F = F_{\text{т.м}} + F_{\text{гд}} = 0 + 76 = 76 \text{ Н.}$$

6.1.2. Кранові розподільники

Кранові розподільники застосовують при невеликих витратах і тисках робочої рідини. Це пояснюється ускладненням підтримки витрати рідини в заданих межах, а також збільшенням зусиль для їх вмикання в роботу.

Крановий розподільник має корпус 3 (рис. 6.26), у циліндричний отвір якого вільно вставлено пробку 5. У пробці є радіальний канал 6, а у корпусі отвори 2 і 4 для підведення робочої рідини від насоса і зливу в бак та отвори 7 і 8 для під'єднання до гідродвигуна.

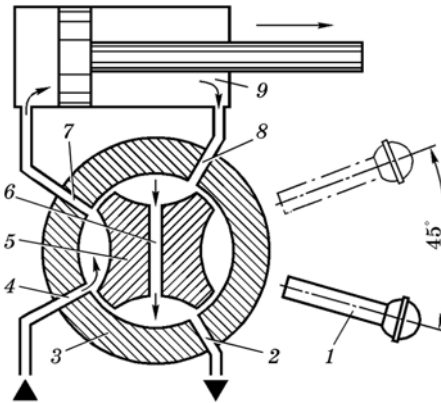


Рис. 6.26. Схема роботи кранового розподільника:

1 — рукоятка; 2, 4, 7 і 8 — отвори; 3 — корпус; 5 — пробка; 6 — радіальний канал; 9 — гідроциліндр

Пробка під дією зусилля, прикладеного до рукоятки 1, може повертатись відносно своєї вертикальної осі. Так, при положенні пробки, як показано на рис. 6.26, робоча рідина від насоса надходить через отвори 4 і 7 корпусу в безштокову порожнину гідроциліндра 9. Штокова порожнина гідроциліндра сполучається із зливом через отвори 8 і 2 корпусу і радіальний канал 6 пробки.

Пробки кранових розподільників виготовляють циліндричної, конічної та сферичної форми.

На рис. 6.27 показано крановий розподільник з циліндричною пробкою кор-

мозбирального комбайна КПКУ-75.

Пробки кранових розподільників можуть не тільки повертатися навколо вертикальної осі, а й переміщуватися в осьовому напрямку вздовж осі. Повертати пробку із робочого положення в нейтральне можна вручну або автоматично за допомогою спеціального механізму. Фіксується пробка в будь-яких положеннях рукояткою, яку переміщують в пазах напрямної пластини.

Кранові розподільники з циліндричними пробками типу 34-9-6 і 34-9-2 застосовували у гідроприводах зернозбиральних комбайнів

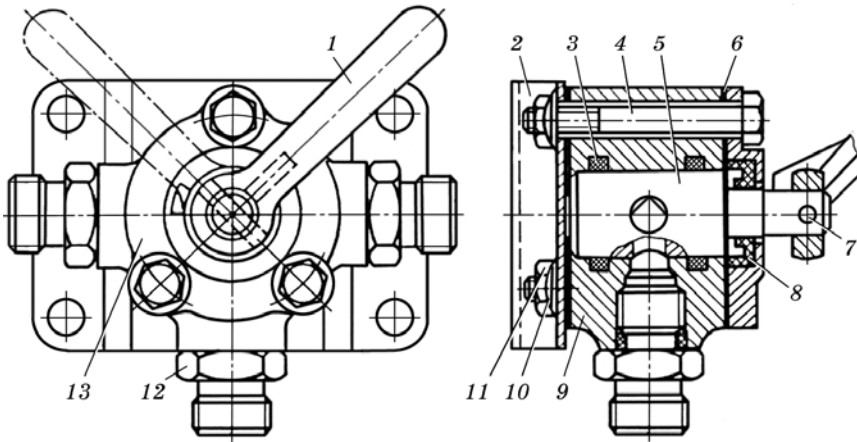


Рис. 6.27. Двопозиційний триходовий крановий розподільник гідроприводу кормозбирального комбайна КПКУ-75:

1 — рукоятка; 2 і 13 — кришки; 3 — ущільнювальне кільце; 4 — болт; 5 — пробка; 6 — прокладка; 7 — штифт; 8 — манжета; 9 — корпус; 10 — шайба; 11 — гайка; 12 — штуцер

СК-3, СК-4, СКД-5. Нині кранові розподільники набули застосування в кормозбиральних комбайнах КПКУ-75, льонозбиральних комбайнах ЛК-4, підбирачах трести ПТП-1 та ін.

Аналогічну будову і принцип дії мають кранові розподільники типу Г-71-31, БГ-71-31, ПГ-71-31, які застосовують у гідроприводах верстатів.

6.1.3. Клапанні розподільники

Клапанні розподільники порівняно із золотниковими і крановими мають вищу герметичність завдяки наявності в них запірно-регулювального елемента у вигляді сідло-клапан.

За конструкцією запірно-регулювального елемента клапанні розподільники бувають кулькові та конічні, а за переміщенням цього елемента — з ручним, механічним, електромагнітним та гідравлічним керуванням. Клапанний розподільник складається із корпусу 1 (рис. 6.28), кулькового чи конічного елемента 2, штовхача 3 і пружини 4. Корпус має дві порожнини: напірну А і робочу Б, яка під'єднана до споживача.

У вихідній позиції, коли зовнішньої дії на штовхач 3 немає, пружина 4 притискує запірний елемент 2 до сідла. Завдяки цьому порожнини А і Б роз'єднані. У разі зовнішньої дії на штовхач запірний

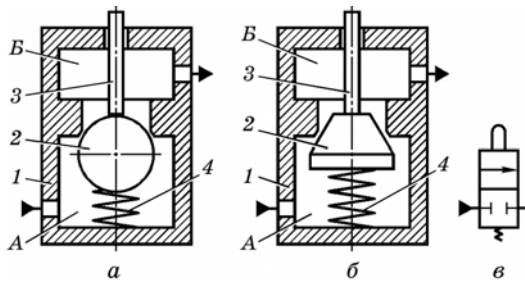


Рис. 6.28. Схеми клапанних розподільників:

a — кулькового; *б* — конічного; *в* — умовне позначення на схемах; 1 — корпус; 2 — запірно-регулювальний елемент; 3 — штовхач; 4 — пружина; А — напірна порожнина; В — робоча порожнина

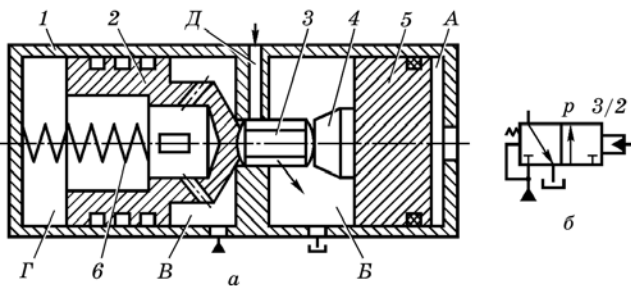
елемент відходить від сідла, стискаючи пружину. При цьому порожнини А і В сполучаються і робоча рідина від напірної лінії надходить до споживача. Коли зусилля із штовхача знімається, запірний елемент під дією пружини повертається у вихідне положення, порожнини А і В роз'єднуються.

На рис. 6.29 показано клапанний розподільник 3/2 з гідравлічним керуванням. У вихідній позиції, коли гідравлічного сигналу керування немає (порожнина А сполучена зі зливною лінією керування), пружина *б* притискає запірний елемент 2 до свого сідла. При цьому напірна порожнина В роз'єднана із робочою порожниною Д, а остання сполучена із зливною порожниною Б через проточні канали штовхача 3.

Якщо підвести робочу рідину під тиском у порожнину А (по напірній лінії керування), запірний елемент 4 та штовхач 3 змістяться вліво до контакту запірного елемента 4 із своїм сідлом. Штовхач при цьому відтисне запірний елемент 2 від свого сідла. Завдяки цьому напірна порожнина В сполучається із робочою порожниною Д.

Рис. 6.29. Клапанний розподільник 3/2 з гідравлічним керуванням:

a — будова; *б* — умовне позначення на схемах; 1 — корпус; 2 і 4 — запірні елементи; 3 — штовхач; 5 — ущільнювальне кільце; 6 — пружина; порожнини: А — керування; Б — зливна; В — напірна; Г — торцева; Д — робоча



Нині клапанні розподільники в гідроприводах сільськогосподарської техніки застосовуються не так часто, як золотникові і кранові.

6.2. Гідроклапани

Загальні відомості. Гідроклапан (далі — клапан) — це складовий елемент гідроприводу. Він належить до автоматичних гідроапаратів.

Отже, клапан — це гідроапарат, у якому розміри робочого прохідного перерізу змінюються під дією потоку робочої рідини, що проходить через гідроапарат.

Клапан будь-якого типу складається із корпусу 3 (рис. 6.30) і запірною чи запірно-регулювальним елементом 4. У корпусі є канали для підведення і відведення робочої рідини та сідло під запірний елемент. Найважливішим є пристроєм 1 залежить від призначення клапана та інших ознак їх класифікації.

Принцип дії. Під дією тиску робочої рідини запірний елемент 2 відходить від свого сідла, стискаючи пружину 4, і робоча рідина зливається.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки застосовують регулювальні та спрямівні клапани. До регулювальних клапанів належать клапани тиску (напірні, редуційні, різниці тиску та інші). Напірні клапани бувають запобіжними і переливними. Клапани тиску призначені для регулювання тиску робочої рідини.

Спрямівні клапани (роздільники і поєднувачі потоків, зворотні клапани, гідрозамки та інші) керують потоком робочої рідини.

За характером дії потоку рідини на запірно-регулювальний елемент клапани поділяють на прямої і непрямої дії.

6.2.1. Клапани тиску

Клапани тиску призначені для регулювання тиску робочої рідини у лініях підведення і відведення (напірних і зливних).

Класифікують клапани: за призначенням — напірні (запобіжні та переливні), редуційні, різниці тисків та інші; за дією потоку рідини на запірно-регулювальний елемент — прямої і непрямої дії.

Запобіжні клапани призначені для обмеження гідроприводів від тисків робочої рідини, що перевищують встановлені.

У запобіжних клапанах прямої дії величина відкриття робочого прохідного перерізу змінюється безпосередньою дією потоку робочої рідини на запірно-регулювальний елемент.

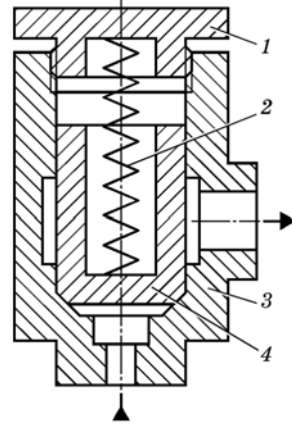


Рис. 6.30. Схема клапана:
1 — регулювальний пристрій; 2 — пружина; 3 — корпус; 4 — запірний елемент

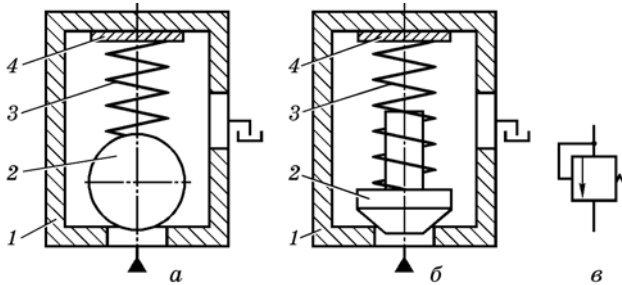


Рис. 6.31. Схеми запобіжних клапанів прямої дії:

a — кулькового; *б* — конусного; *в* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус; 2 — кулька або конус; 3 — пружина; 4 — регулювальна шайба

За конструкцією запірно-регулювального елемента запобіжні клапани прямої дії у гідроприводах сільськогосподарської техніки найбільш поширені кулькові, (рис. 6.31, *a*), але застосовують ще конусні (рис. 6.31, *б*), тарілчасті (див. рис. 6.34) та золотникові (див. рис. 6.30).

Принцип дії таких клапанів однаковий. Він ґрунтується на зрівноваженні сил стискання пружини і рідини на запірно-регулювальний елемент. У цьому разі клапан «закритий», тобто напірна і зливна лінії роз'єднані. Коли сила тиску рідини перевищує силу стискання пружини, запірно-регулювальний елемент відходить від свого сидла і гідролінії (напірна і зливна) сполучаються. Тиск у напірній лінії зменшується.

Слід мати на увазі, що тиск рідини, при якому клапан «відкривається», більший ніж тиск, при якому клапан «закривається».

У клапанах прямої дії тиск рідини у напірній лінії (тиск спрацювання клапана) регулюють зміною стиску пружини 3 (див. рис. 6.31) за допомогою регулювальних шайб 4, встановлених у пробках 2 (рис. 6.32), або гвинтом 6 (рис. 6.33), чи гвинтом 4 (рис. 6.34).

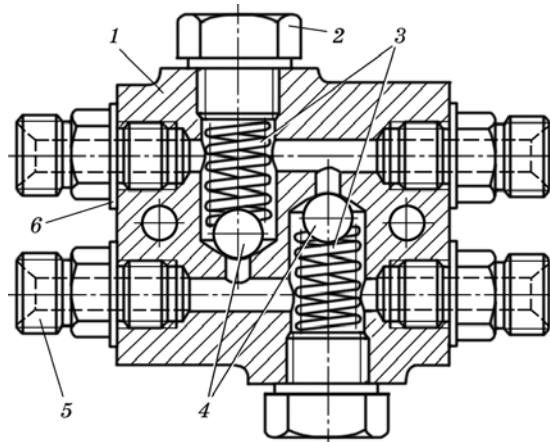
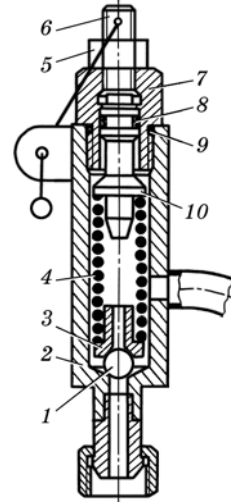


Рис. 6.32. Запобіжний клапан обмеження крутного моменту на валу гідромотора ГДП-630 гідроприводу підбирача-стогуутворювача СПТ-60:

1 — корпус; 2 — пробка; 3 — пружина; 4 — кулька; 5 — штуцер; 6 — прокладка

Рис. 6.33. Запобіжний клапан обмеження крутного моменту на валу гідромотора 210.20 чи ГПР-Ф-160А гідроприводу підбирача-завантажувача ПТН-4,0:

1 — кулька; 2 — корпус; 3 — напрямна; 4 — пружина; 5 — контргайка; 6 — регулювальний гвинт; 7 — втулка; 8, 9 — ущільнювальні кільця; 10 — упор



Для запобіжних клапанів прямої дії характерні такі недоліки. При роботі клапанів тиск рідини залежить від її витрати. Так, при регулюванні їх на тиск відкриття 5 МПа і при витраті рідини 45 л/хв тиск рідини в момент спрацювання підвищується до 7 МПа і більше, а це призводить до надмірного нагрівання робочої рідини і в цілому знижується якість роботи гідроприводу.

При конструюванні таких клапанів на тиск спрацювання 15–35 МПа регулювальні пружини повинні мати великі габаритні розміри, оскільки існує потреба у великих зусиллях їх стискання.

Ось чому перевага надається клапанам непрямої дії. Їх іноді називають сервоклапанами, що згідно з ДСТУ неприпустимо.

Запобіжний клапан непрямої дії — це такий клапан, в якому розміри робочого прохідного перерізу змінюються основним запірно-регулювальним елементом внаслідок дії потоку робочої рідини на допоміжний запірно-регулювальний елемент.

Основний запірно-регулювальний елемент, як правило, виготовляють у вигляді золотника 10 (рис. 6.35) а допоміжний — у вигляді кульки 6 або конуса 2 (рис. 6.36).

Принцип дії. При роботі насоса олива із напірної лінії 16 (див. рис. 6.35, б) гідроприводу через отвір 15 золотника надходить у післядросельну порожнину 18, а з неї через отвори в шпинделі — до кульки 6. Якщо тиск у напірній лінії 16 не перевищує встановленого (6,3 МПа), кулька 6 притиснута до свого сидла пружиною 8. Тиск оливи в лінії 16 і порожнині 18 однаковий. Золотник 10 гідравлічно зрівноважений і пружина 11 утримує його в крайньому нижньому положенні.

У разі підвищення тиску в лінії 16 збільшується тиск і в порожнині 18. Як тільки

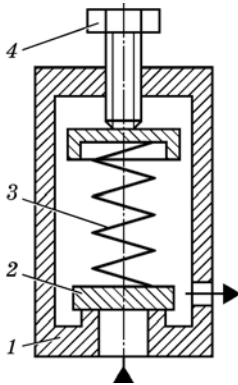


Рис. 6.34. Схема запобіжного клапана прямої дії тарілчастого:

1 — корпус; 2 — тарілка; 3 — пружина; 4 — гвинт

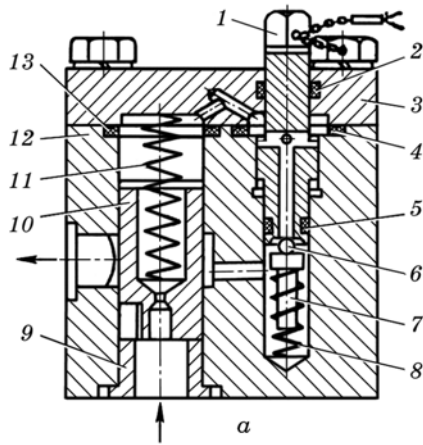
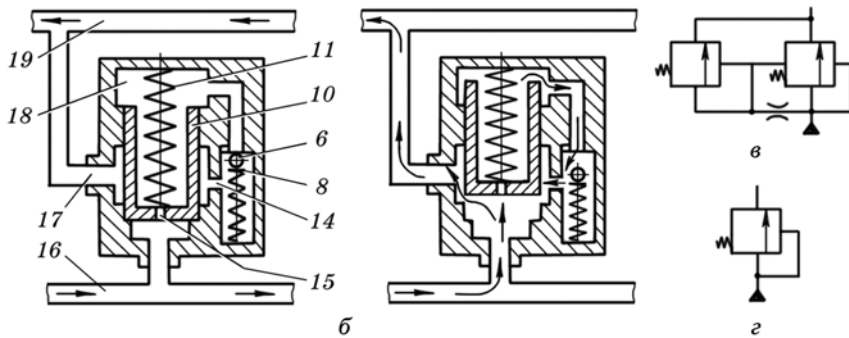


Рис. 6.35. Запобіжний клапан непрямої дії основного гідроприводу комбайна СК-5 «Нива»:

a — будова; *б* — схема роботи; *в* і *г* — умовні позначення на принципових схемах відповідно розгорнуте і загалне; 1 — шпindelь; 2, 4, 5 і 13 — ущільнювальні кільця; 3 — кришка; 6 — кулька; 7 — тарілочка; 8 і 11 — пружини; 9 — втулка; 10 — золотник; 12 — корпус; 14 — отвір; 15 — дросельний отвір; 16 — напірна лінія; 17 — зливний канал; 18 — післядросельна порожнина; 19 — зливна лінія



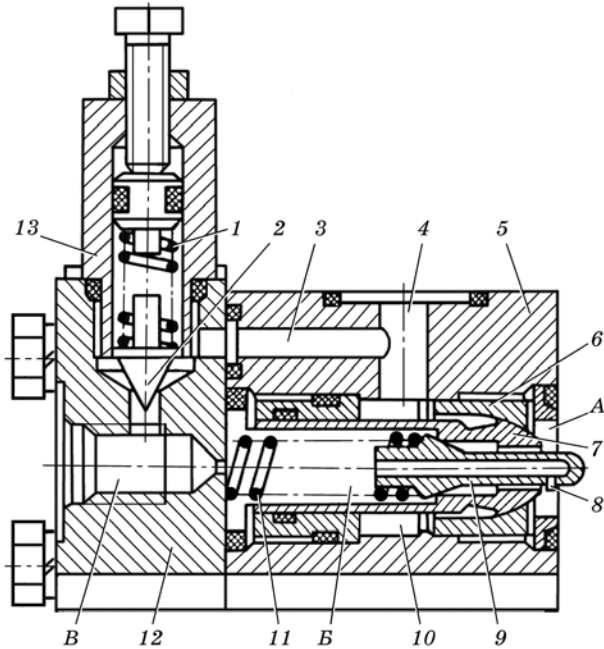
перед кулькою 6 він перевищить встановлений, вона відійде від сідла і олива із порожнини 18 через отвір 14 і каналу 17 надійде в зливну лінію 19. Оскільки потік оливи в порожнину 18 обмежується малим отвором 15, тиск у ній менший, ніж у лінії 16. Завдяки цьому золотник 10 піднімається вгору і напірна 16 та зливна 19 лінії сполучаються. Отже, обмежується максимальний тиск у гідроприводі.

Якщо ж тиск буде менший за встановлений, кулька 6 під дією пружини 8 піднімається і закриває отвір, який сполучає порожнину 18 із зливним каналом 17. Перетікання оливи із порожнини 18 припиняється, тиск у ній зрівнюється з тиском в лінії 16, і золотник під дією пружини 11 опускається вниз, зливна 19 та напірна 16 лінії роз'єднуються.

Останнім часом у гідроприводах, наприклад комбайнів «Дон», застосовують запобіжно-переливні клапани, що працюють в режимі запобіжного клапана непрямої дії і виконують функцію клапана

Рис. 6.36. Запобіжно-переливний клапан непрямої дії основного гідроприводу зернозбирального комбайна «Дон-1500»:

1, 11 — пружини; 2 — конус допоміжного клапана; 3 — зливний канал; 4 — зливний отвір; 5 — корпус переливного клапана; 6 — сідло; 7 — золотник; 8 — дросельний отвір; 9 — осердя; 10 — кільцева виточка; 12 — кришка; 13 — корпус допоміжного клапана; А — порожнина напірної лінії; В — післядросельна порожнина; В — порожнина лінії керування



переливної секції гідророзподільника. Тобто у секційних розподільниках таких гідроприводів переливної секції немає.

Запобіжно-переливний клапан складається з основного (переливного) і допоміжного (запобіжного). Запірним елементом переливного клапана є порожнистий золотник 7 (див. рис. 6.36), який через осердя 9 підтиснутий пружиною 11 до сідла 6. В осерді є дросельний отвір 8. Запірний елемент допоміжного клапана — конус 2, який пружиною 1 підтиснутий до сідла в кришці 12.

У кришці 12 є порожнина В, під'єднана до каналу лінії керування секційного розподільника з ручним керуванням. Ця порожнина сполучена із зливним отвором 4 і каналом з післядросельною порожниною В.

У корпусі 5 переливного клапана є кільцева виточка 10, сполучена із зливним отвором 4, а також порожнина А для під'єднання напірної лінії насоса.

Запобіжно-переливний клапан у режимі запобіжного клапана непрямої дії працює так. При підвищенні тиску рідини в напірній лінії гідроприводу (наприклад, коли шток гідроциліндра знаходиться у крайньому положенні, а золотник розподільника утримується в робочому положенні), такий самий тиск буде і в порожнинах В і В. Це пов'язано з тим, що рідина не зливається з порожнини В через

канал лінії керування, оскільки він перекритий буртиком золотника розподільника. Тоді під дією надмірного тиску рідини конус 2 допоміжного клапана відходить від свого сідла і порожнина *B* сполучається через канал 3 із зливним отвором 4.

Тиск у порожнинах *B* і *Б* буде меншим, ніж в порожнині *A*. Осердя 9 і золотник 7 зміщуються вліво і порожнина *A* сполучається із зливним отвором 4. Тиск у напірній лінії знижується. Як тільки у порожнині *A* він стає нормальним (дорівнює зусиллю регулювання пружини 1 допоміжного клапана), конус роз'єднає порожнину *B* із зливним отвором 4, тиск у порожнинах *B*, *Б* і *A* зрівнюється і золотник переливного клапана під дією пружини повернеться у початкове положення, роз'єднає порожнину *A* і напірну лінію з отвором 4.

У режимі переливного клапана (як переливна секція) запобіжно-переливний клапан працює так. При нейтральному положенні золотників розподільника порожнина *B* сполучається з каналом лінії керування і зливом. Тоді тиск у порожнині *A* буде вищим, ніж в порожнині *Б*. Золотник 7 переливного клапана гідравлічно не зрівноважується і під дією тиску рідини зміщується вліво, сполучаючи порожнину *A* із зливним отвором 4. Рідина, що подається насосом, надходить у зливу лінію під невеликим тиском. Таким чином, насос захищається від перевантажень, коли споживачі (гідродвигуни) не працюють.

Переливні клапани призначені для підтримання заданого тиску безперервним зливанням робочої рідини під час роботи гідроприводу.

Істотна відмінність їх від запобіжних в тому, що вони спрацювують при невеликих перепадах тиску (тиск наладки «спрацювання» становить 0,5 – 1,5 МПа і менше). До переливних клапанів не ставлять високі вимоги щодо герметичності. Тому їх зафірмовують елемент часто виконують у вигляді золотника. Переливні клапани, як правило, прямої дії, оскільки їх пружини мають невелику жорсткість.

На рис. 6.37, *a* зображено переливний клапан золотникового типу прямої дії.

З метою зменшення розмірів пружини іноді застосовують клапани з диференціальним золотником (див.

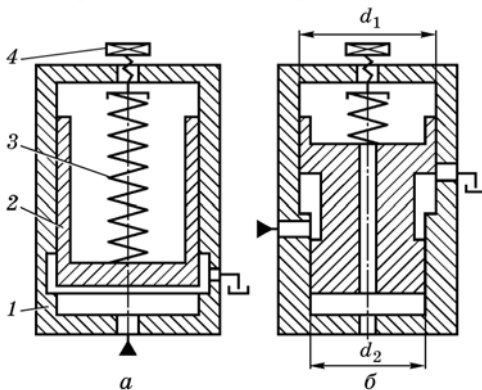


Рис. 6.37. Переливні клапани прямої дії: *a* — золотниковий; *б* — золотниковий диференціальний; 1 — корпус; 2 — золотник; 3 — пружина; 4 — регулювальний гвинт

рис. 6.37, б). Такий клапан має на золотнику 2 два циліндричних пояски різних діаметрів (d_1 і d_2). Пружина 3 сприймає тиск рідини, що діє на площу, яка дорівнює різниці площ торців поясків золотника. Чим більша витрата рідини, що зливається із напірної лінії, тим більший поперечний переріз каналу зливу. При цьому зміна тиску в напірній лінії пропорційна висоті піднімання золотника, жорсткості пружини і різниці торцевих площ циліндричних поясків золотника.

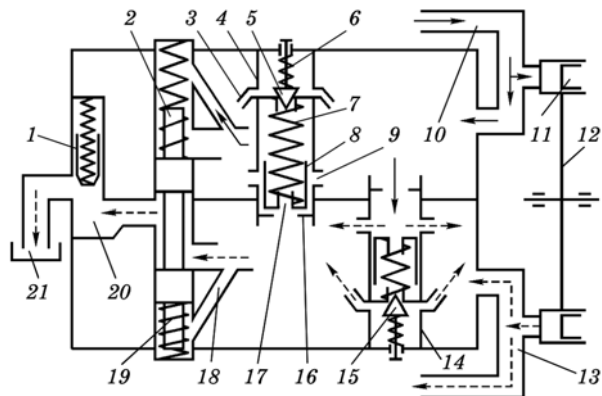
Переливні клапани золотникового типу (див. рис. 6.37, а) застосовують у секційних розподільниках гідроприводу комбайнів СК-5 «Нива», КСКУ-6 «Херсонь-200», СКТ-2, а також у моноблокових розподільниках типу Р-80. Вони розвантажують насоси від високих тисків при непрацюючих споживачах. При цьому злив основного потоку рідини відбувається при тиску 0,5 МПа.

Переливні клапани, встановлені в зливних лініях гідроприводу, називають ще *підпірними*. У цьому разі вони забезпечують злив рідини під певним тиском, що необхідно для спрямування потоку в охолоджувачі чи забезпечення постійного натягу пасів у гідрофікованих варіаторах тощо.

Наприклад, переливний клапан 1 (рис. 6.38) клапанної коробки гідромотора об'ємного гідроприводу ведучих коліс самохідних комбайнів КСК-100 (див. рис. 9.43), КСКУ-6, РСМ-10 та інших відрегульований на тиск спрацювання 1,0 – 1,27 МПа. Завдяки цьому робоча рідина, що витискується плунжерами гідромотора, надходить у радіатор для охолодження, а свіжа рідина, що засмоктується підживлювальним насосом, під тиском 1,0 – 1,27 МПа спрямовується у всмоктувальну лінію аксіально-плунжерного (основного) насоса, тобто, переливний клапан підтримує певний тиск (1,0 – 1,27 МПа) у всмоктувальній лінії основного насоса.

Рис. 6.38. Схема клапанної коробки гідромотора:

1 — переливний клапан; 2 — золотник шпунтувального клапана; 3 і 9 — зливні отвори; 4 і 14 — корпуси запобіжних клапанів; 5 — конусний допоміжний клапан; 6, 7 і 19 — пружини; 8 — золотник; 10 — напірна лінія; 11 — плунжер; 12 — блок циліндрів; 13 — зливна лінія; 15 — запобіжний клапан високого тиску; 16 — упорне кільце; 17 — дросельний отвір; 18 і 20 — канали; 21 — порожнина корпусу гідромотора



У гідрофікованому варіаторі молотильного апарата зернозбирального комбайна «Нива» підпірні клапани (див. рис. 9.12) встановлено в гідролінії «розподільник — циліндри» вала барабана і вала контрприводу. Запірний елемент клапана — гумове кільце, надіте на шток.

Редукційні клапани підтримують у відведеному від них потоці рідини більш низький тиск, ніж у підведеному. Редукційні клапани застосовують у гідроприводах, в яких від одного джерела (насоса) живляться декілька споживачів, що працюють при різних тисках.

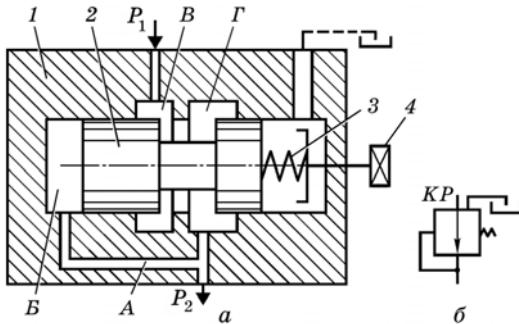


Рис. 6.39. Редукційний клапан прямої дії:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус; 2 — золотник; 3 — пружина; 4 — регулювальний гвинт; А — канал; В і Г — порожнини; В — робочий прохідний переріз

Основні елементи клапана: корпус 1 (рис. 6.39), золотник 2 з двома циліндричними поясками, пружина 3 і регулювальний гвинт 4. Робочий прохідний переріз В створений кромками циліндричних розточок корпусу і поясками золотника. У вихідному положенні величину прохідного перерізу встановлюють зусиллям пружини 3.

Принцип дії.

Робоча рідина під тиском P_1 підводиться до прохідного перерізу В, дроселюється і надходить у порожнину В. Тиск P_2 (редукований) на виході з порожнини В знижується.

При підвищенні редукованого тиску золотник зміщується вправо. При цьому робочий прохідний переріз В зменшується і тиск рідини на виході із порожнини В знижується до розра-

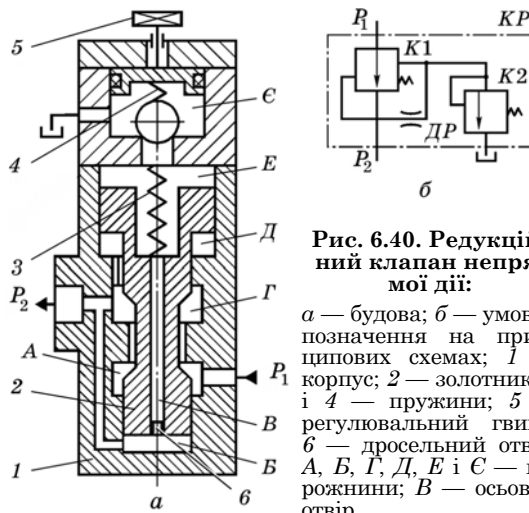


Рис. 6.40. Редукційний клапан непрямої дії:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус; 2 — золотник; 3 і 4 — пружини; 5 — регулювальний гвинт; 6 — дросельний отвір; А, В, Г, Д, Е і С — порожнини; В — осьовий отвір

хункового. Зниження тиску в порожнині *Б* (а одночасно і в порожнині *Г*) дає можливість пружині змістити золотник вліво. Робочий прохідний переріз і редукований тиск збільшаться до розрахункового. Такий редуційний клапан — прямої дії.

Для забезпечення стабільного редукованого тиску застосовують редуційні клапани непрямої дії (рис. 6.40).

Клапани різниці тисків призначені для підтримання заданої різниці тисків у підвідному і відвідному потоках або в одному з цих потоків. Їх застосовують у гідроприводах з об'ємним регулюванням як підживлювальні клапани. Будову клапана різниці тисків показано на рис. 6.41.

Умова рівноваги золотника *2* (без урахування тертя):

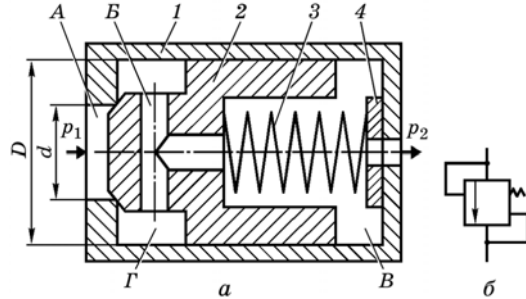


Рис. 6.41. Клапан різниці тисків:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; *1* — корпус; *2* — золотник; *3* — пружина; *4* — регулювальна шайба; *A* і *Б* — отвори; *В* і *Г* — порожнини

$$P_1 \frac{\pi d^2}{4} + P_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - P_2 \frac{\pi D^2}{4} - P_{\text{пр}} = 0. \quad (6.8)$$

Звідки різниця тисків:

$$P_1 - P_2 = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d^2} = \text{const},$$

де $P_{\text{пр}}$ — зусилля стиснення пружини.

Золотник відкриває отвір *A* за умови:

$$P_1 - P_2 > \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d^2}. \quad (6.9)$$

Сповільнювальні клапани призначені для плавного опускання машини чи робочого органа із транспортного положення в робоче, щоб уникнути удару на ґрунт тощо.

Клапан складається із корпусу *1* (рис. 6.42), трьох штифтів *2* і хрестоподібної шайби *3* з каліброваним отвором *5*. Корпус клапана, як правило, загвинчено в отвір передньої кришки гідроциліндра. У деяких гідроприводах він монтується безпосередньо на трубопроводі, наприклад, як у гичкозбиральній машині типу БМ-6.

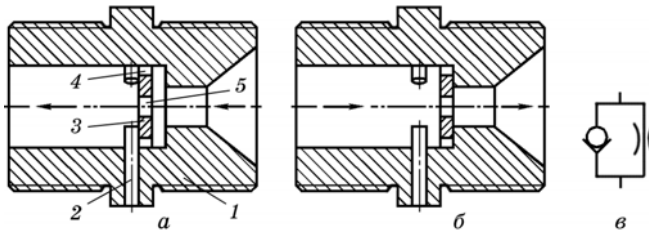


Рис. 6.42. Сповіднювальний клапан:

a і *б* — положення шайби відповідно при підніманні та опусканні машини; *в* — умовне позначення клапана на принципових схемах; 1 — корпус; 2 — штифт; 3 — шайба; 4 — виріз; 5 — калібрований отвір

Принцип дії. При підніманні машини робоча рідина під тиском переміщує хрестоподібну шайбу 3 (див. рис. 6.42, *a*) до упору в штифти 2 і надходить через калібрований отвір 5 і вирізи 4 (розміщені по периферії шайби) в порожнину гідроциліндра без особливої опору. Коли ж машину опускають, шайба 3 (див. рис. 6.42, *б*) притискується рідиною до торця циліндричної розточки в корпусі. Вирізи в шайбі перекриваються і прохід для рідини обмежується каліброваним отвором 5.

Калібровані отвори шайби можуть мати отвори діаметром 2, 3, 4 і 5 мм.

Клапани співвідношення витрат рідини ще називають синхронізаторами витрат. Залежно від місця встановлення в гідролініях їх називають подільниками і суматори (роздільники і поєднувачі) потоків.

Роздільники потоків призначенні для розділення одного потоку робочої рідини на два чи більше потоків. Їх застосовують у гідро-

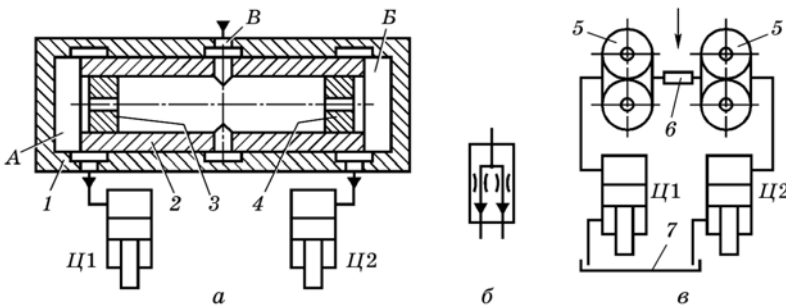


Рис. 6.43. Роздільники потоку:

a, *в* — конструктивні схеми відповідно дросельного і об'ємного типів; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус; 2 — золотник; 3 і 4 — дроселі; 5 — гідромотори; 6 — трійник; 7 — бак; А і Б — камери; В — напірна порожнина; Ц1 і Ц2 — гідроциліндри

приводах машин, де потрібен синхронний рух паралельно працюючих гідродвигунів, що долають неоднакове навантаження.

Роздільник потоку має таку будову. У центральній розточці корпусу 1 (рис. 6.43, а) розміщено плаваючий циліндричний золотник 2. В осьовому каналі золотника встановлено однакові дроселі 3 і 4. Корпус має напірну порожнину В і дві торцеві камери А та Б.

Принцип дії. Робоча рідина під тиском надходить у порожнину В, а потім, розділившись на два потоки, через дроселі 3 і 4 в камери А і Б та робочі прохідні перерізи до циліндрів Ц1 і Ц2. При однакових тисках рідини в камерах А і Б (навантаження на штоках гідроциліндрів однакові) золотник перебуває в рівновазі. Внаслідок цього робочі прохідні перерізи в камерах А і Б однакові, а тому і витрати рідини в обох підвідних лініях до гідроциліндрів Ц1 і Ц2 будуть однакові. Штоки поршнів цих циліндрів рухатимуться синхронно.

При збільшенні навантаження, наприклад, в циліндрі Ц2, збільшується і тиск рідини у камері Б. Рух штока поршня циліндра Ц2 сповільнюється. Золотник зміщується вліво. Внаслідок робочий прохідний переріз до гідроциліндра Ц1 зменшується, витрата рідини і швидкість руху штока поршня Ц1 також зменшуються. Оскільки робочий прохідний переріз до гідроциліндра Ц2 збільшився, збільшаться й витрати рідини та швидкість штока поршня гідроциліндра Ц2, а тиск у камері Б зменшиться. Золотник зміститься вправо, а швидкість штока поршня гідроциліндра Ц1 збільшиться (оскільки збільшиться витрата рідини).

Якщо навантаження на шток поршня гідроциліндра Ц2 збільшиться настільки, що він зупиниться, то золотник зміститься вліво і повністю перекриє подачу рідини до гідроциліндра Ц1.

Отже, підтримання однакових швидкостей руху потоків гідроциліндрів забезпечується завдяки дроселюванню потоку рідини в тій лінії, де гідроциліндр (гідродвигун) навантажений менше.

Такий роздільник потоку — дросельного типу. Недоліком таких роздільників є неминучі втрати тиску у дроселях, а також те, що вони розраховані на обслуговування не більше ніж двох споживачів. Внаслідок цього вони набули застосування у гідроприводах з незначними витратами рідини.

Об'ємний роздільник потоку (див. рис. 6.43, в) — це два або більше гідромотори 5 (як правило шестеренні), зібраних у один блок так, що їх ведучі шестерні нерухомо закріплені на одному спільному валу, а ведені вільно обертаються на спільній осі. Робоча рідина від насоса подається до трійника 6, звідти вона надходить до гідромоторів, приводячи їх у рух.

Завдяки жорсткому кінематичному зв'язку усі шестерні обертаються з однаковою частотою, тому у кожний із гідроциліндрів Ц1 і Ц2 надходить однакова кількість рідини, незалежно від розподілу навантаження на їх штоки.

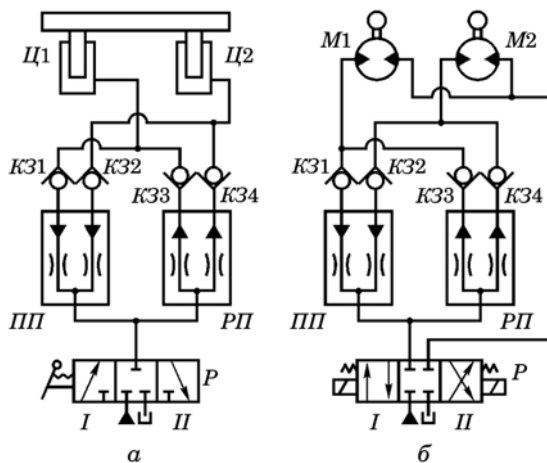


Рис. 6.44. Схеми встановлення роздільників і поєднувачів у гідроприводах:

а і б — для синхронізації руху вихідних ланок відповідно гідроциліндрів і гідромоторів; *P* — розподільник; *ПП* — поєднувач потоку; *РП* — роздільник потоку; *K31*, *K32*, *K33* і *K34* — зворотні клапани; *Ц1* і *Ц2* — гідроциліндри; *M1* і *M2* — гідромотори

Зворотні клапани призначені для вільного пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і запирання у зворотному.

За конструкцією вони подібні до запобіжних чи переливних. Основна їх відмінність — наявність пружини з малим зусиллям, призначеної лише для подолання сил тертя при поверненні запирного елемента до свого сідла. Крім цього, у зворотних клапанах не передбачено пристроїв для регулювання стискання пружини. Існують зворотні клапани, в яких пружин немає.

Запірні елементи у зворотних клапанах — кулька, конус, плунжер (золотник). Застосовують клапани і з еластичним запирним елементом.

На рис. 6.45, а зображено конструктивну схему зворотного клапана. Він складається із корпусу 2, плунжера 3 з конічним торцем, пружини 4, сідла 5 і кришки 1 з ущільнювальним кільцем 6.

Принцип дії. При підведенні рідини в порожнину *A* плунжер відходить від свого сідла, стискаючи пружину. Завдяки цьому порожнини *A* і *B* сполучаються. Якщо напрямок потоку зміниться (в плунжері є радіальний і осевий отвори), зусиллям пружини плунжер щільно притиснеться до свого сідла. Прохід з порожнини *B* в *A* перекриється.

Коефіцієнт корисної дії роздільників потоку об'ємного типу значно вищий, ніж у дросельних, тому їх застосовують у більш потужних гідроприводах.

Поєднувачі потоків призначені для сполучення двох і більше потоків робочої рідини в один потік.

Конструктивно поєднувачі (суматори) потоків відрізняються від роздільників лише розміщенням каналів, що сполучають дроселі з торцями золотника. На рис. 6.44 показано схеми встановлення клапанів співвідношення витрат у гідроприводах.

На рис. 6.45, б показано, що рідина із напірної лінії насоса H_2 може надходити в напірну лінію насоса H_1 , а навпаки — ні.

У клапанах із запірними елементами (кулька, конус) через наявність точних поверхонь, що стикаються (запірний елемент — сідло), ускладнюються конструкція та технологія виготовлення і ремонту цих елементів. Усунути або деякою мірою спростити зазначені недоліки можна застосуванням еластичних запірних елементів. У таких клапанах еластичне кільце 1 (рис. 6.46) круглого перерізу. Воно одночасно є запірним та ущільнювальним елементом. Під час руху потоку робочої рідини по осьову каналу 5 вона

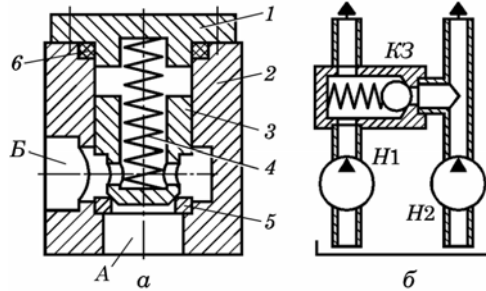


Рис. 6.45. Зворотний клапан:

a — конструктивна схема; $б$ — схема встановлення в гідросистемах; 1 — кришка; 2 — корпус; 3 — плунжер; 4 — пружина; 5 — сідло; 6 — ущільнювальне кільце; H_1 і H_2 — насоси; $K1$ — зворотний клапан; A і B — порожнини

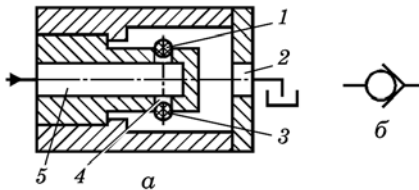


Рис. 6.46. Зворотний клапан з еластичним запірним елементом:

a — конструктивна схема; $б$ — умовне позначення на принципових схемах; 1 — еластичне кільце; 2, 4 і 5 — канали; 3 — сідло

проходить по радіальних каналах 4, відтискає кільце 1 від сідла 3 і надходить на вихід через канал 2. Якщо потік змінюється, кільце під дією тиску рідини притискується до сідла і запирає канали 4 і 5. Такі еластичні кільця витримують понад мільйон циклів навантаження. Втрати тиску не перевищують 0,1–0,2 МПа.

Зворотні клапани з еластичними елементами застосовують у реверсивних шестеренних гідромоторах.

Гідрозамки призначені для пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і запирання в зворотному при відсутності керованої дії, а при наявності — для пропускання в обох напрямках. Вони є спрямівними гідроапаратами.

За кількістю запірних елементів гідрозамки поділяються на одно- і двобічні, за конструкцією запірних елементів — на кулькові, конічні та плунжерні (золотникові), за типом керованої дії — з

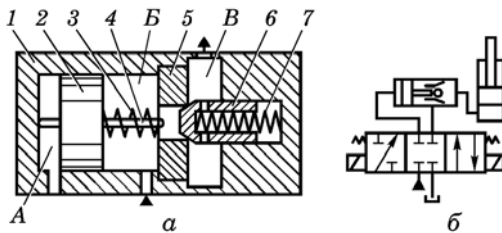


Рис. 6.47. Однобічний гідрозамок:

a — конструктивна схема; *б* — принципова схема під'єднання гідрозамка в гідроприводах; 1 — корпус; 2 — поршень; 3 і 7 — пружини; 4 — штовхач; 5 — сідло; 6 — плунжер; А, В і В — порожнини

сили пружини 3 поршень знаходиться у крайньому положенні і штовхач не торкається плунжера.

Корпус гідрозамка має порожнину А керованої дії на поршень, порожнину В напірну (зливну) та порожнину В для сполучення з порожниною гідроциліндра (див. рис. 6.47, б).

Гідрозамок може працювати як в режимі зворотного клапана, так і в режимі клапанного розподільника. При відсутності керованої дії на поршень гідрозамка з боку порожнини А гідрозамок працює в режимі зворотного клапана. При цьому плунжер під дією пружини запирає отвір у сідлі. Порожнини В і В гідрозамка і поршнева порожнина гідроциліндра роз'єднані, тому поршень гідроциліндра знаходиться у запертому положенні.

Якщо порожнину В гідрозамка сполучити з напірною лінією насоса, плунжер під дією тиску рідини відійде від сідла і рідина надійде в порожнину В, а далі — в порожнину гідроциліндра. У зв'язку з цим поршень гідроциліндра піднімається.

Коли порожнину А сполучити з напірною лінією, а В — із зливною, поршень гідрозамка зміститься вправо і штовхачем відтисне плунжер від свого сідла. Порожнини В і В гідрозамка і поршнева порожнина гідроциліндра сполучається, а поршень гідроциліндра опуститься. В цьому разі гідрозамок працює в режимі клапанного розподільника.

Двобічний гідрозамок одночасно працює в режимі зворотного клапана і клапанного розподільника.

Якщо порожнину В (рис. 6.48) сполучити із напірною лінією насоса, плунжер 9 під дією тиску рідини відійде від свого сідла, стискаючи пружину 10. Порожнини В і Г сполучаться, рідина надійде від насоса в порожнину гідроциліндра. Одночасно під дією тиску

гідравлічним, пневматичним, електромагнітним і механічним керуванням.

Однобічний гідрозамок зображено на рис. 6.47, а.

Запірний елемент гідрозамка виконано у вигляді плунжера 6 з конічним торцем. Плунжер підтиснутий пружиною 7 до сідла 5. У лівій розточці корпусу 1 розміщено плаваючий поршень 2 зі штовхачем 4. Під дією

рідини (з боку порожнини *В*) поршень *6* зміститься вліво і своїм штовхачем *4* відтисне плунжер *2*. Порожнини *А* і *В* сполучаються, і рідина із другої порожнини гідроциліндра надійде на злив. Коли порожнину *В* сполучити із

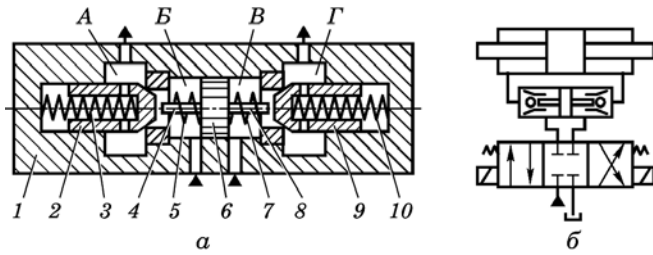


Рис. 6.48. Двобічний гідрозамок:

а — конструктивна схема; *б* — принципова схема під'єднання гідрозамка в гідроприводах; *1* — корпус; *2* і *9* — плунжери; *3* і *10*, *5* і *7* — пружини; *4* і *8* — штовхачі; *6* — поршень; *А*, *В*, *В* і *Г* — порожнини

напірною лінією насоса, процес повториться у зворотному напрямку.

При нейтральному (див. рис. 6.48, *б*) положенні золотника розподільника (рідина від насоса не надходить в порожнини *В* і *В*) плунжери *2* і *9* притиснуті до своїх сідел і порожнини гідроциліндра запираються.

У гідроприводах сільськогосподарських машин застосовують як однобічні, так і двобічні гідрозамки. Їх встановлюють безпосередньо на робочих секціях розподільника або автономним вузлом. Причому однобічні гідрозамки використовують для запирання плунжерних гідроциліндрів, а двобічні — поршневих двобічної дії. Так, у гідроприводах керування гідроциліндрами комбайнів СК-5, КСКУ-6, СКТ-2, коренезбиральної машини КС-6 та ін. гідрозамки розміщено в корпусах робочих секцій розподільників. В інструкціях з експлуатації цих машин такі гідрозамки ще називають запирними клапанами.

У гідроприводі керування гідроциліндрами кормозбирального комбайна КСК-100 гідрозамки вмонтовано в гідролінії як самостійні (автономні) вузли.

Швидкорознімні муфти із зворотними клапанами призначені для швидкого роз'єднання (сполучення) гідроліній гідроприсроїв навісних та причіпних машин до гідросистеми трактора чи комбайна з автоматичним запиранням (сполученням) порожнин, що роз'єднуються (сполучаються), для запобігання витіканню рідини із гідроліній. Муфти поділяють на запирні та розривні.

Запірна муфта складається із двох зворотних клапанів, з'єднаних накидною гайкою *12* (рис. 6.49).

Лівий зворотний клапан має корпус *5*, хрестовину *3*, стопорне кільце *1*, пружину *4* і кульку *6*, правий — таку саму будову, але відрізняється конструкцією корпусу.

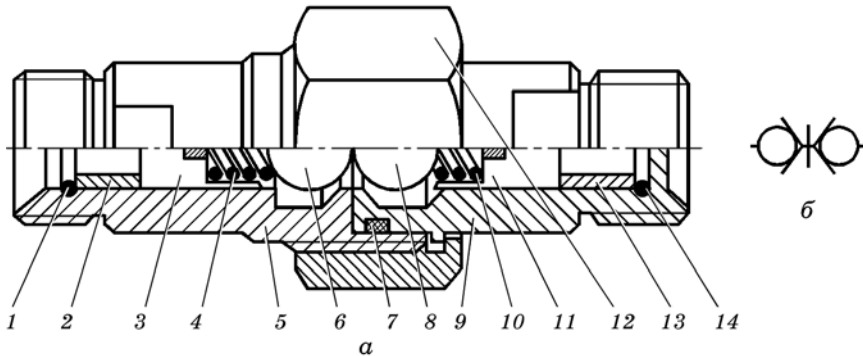


Рис. 6.49. Запірна муфта:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 і 14 — стопорні кільця; 2 і 13 — втулки; 3 і 11 — хрестовини; 4 і 10 — пружини; 5 і 9 — корпуси; 6 і 8 — кульки; 7 — ущільнювальне кільце; 12 — накидна гайка

При загвинчуванні гайки 12 корпуси зворотних клапанів наближаються, кульки 6 і 8 відтискаються від своїх сідел і рідина вільно проходить через порожнини корпусів, тобто гідролінії гідропрістроїв сполучаються. Якщо гайку 12 відгвинчувати, кульки під дією пружин 4 і 10 притискаються до своїх сідел, завдяки чому перекривається прохід рідини і гідролінії роз'єднуються.

Розривна муфта має таке саме призначення. До того ж, вона забезпечує швидке з'єднання і роз'єднання гідроліній вручну, а також автоматичне роз'єднання і запирання гідроліній при виникненні в них аварійних розтягуючих зусиль.

Розривна муфта складається із двох півмуфт, з'єднаних між собою кульковим фіксатором. У корпусах півмуфт розміщені зворотні клапани, які за конструкцією подібні до клапанів запірної муфти.

В отворах (рис. 6.50) корпусу правої півмуфти 9 знаходяться кульки 4, які запірною втулкою 5 затиснуті в кільцевій канавці корпусу 1 лівої півмуфти. Пружина 13, що знаходиться між буртиками корпусу правої півмуфти і запірної втулки, запобігає виходу кульок із кільцевої канавки корпусу лівої півмуфти. Кульки 12 і 15 зворотних клапанів, упираючись одна в одну, відведені від своїх сідел, завдяки чому рідина може вільно проходити через порожнини обох півмуфт.

Працює розривна муфта так. У разі різкої дії в осьовому напрямку, наприклад вліво на корпус 1 лівої півмуфти, обидві півмуфти зміщуються вліво, стискаючи пружину 13 (запірна втулка 5 закріплена нерухомо на рамі). Півмуфта переміщується доти, поки кульки 4 фіксатора не вийдуть з-під нерухомої запірної втулки. Після цього кульки фіксатора виходять із кільцевої канавки корпусу лівої пів-

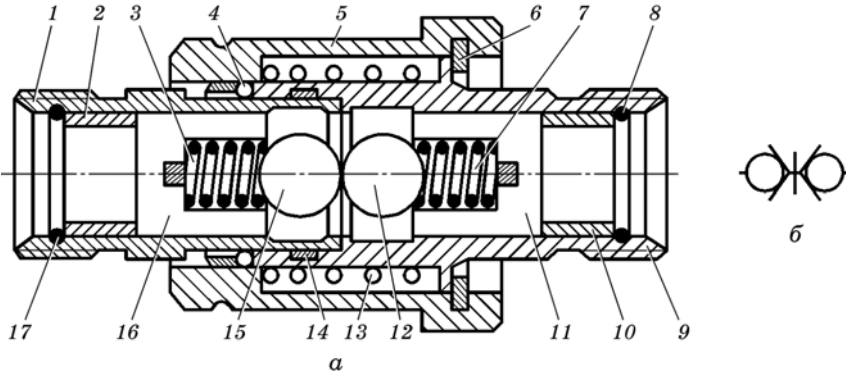


Рис. 6.50. Розривна муфта:

a — будова; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус лівої півмуфти; 2 і 10 — опорні втулки; 3, 7, і 13 — пружини; 4, 12 і 15 — кульки; 5 — запірні втулки; 6, 8 і 17 — стопорні кільця; 9 — корпус правої півмуфти; 11 і 16 — хрестовини; 14 — ущільнювальне кільце

муфти і він від'єднується від корпусу правої півмуфти. Кульки 12 і 15 зворотних клапанів під дією пружини 3 і 7 притискається до своїх сідел і закривають вихідні отвори порожнин півмуфт. Таким чином гідролінія закривається.

Для з'єднання півмуфт у вихідне робоче положення необхідно корпус правої півмуфти змістити вліво, стискаючи пружину 13, до виходу кульок фіксатора з під запірної втулки. Потім ввести корпус лівої півмуфти в корпус правої до потрапляння кульок фіксатора в кільцеву канавку корпусу 1, відпустити корпус правої півмуфти. Пружина 13, розтискаючись, поверне праву півмуфту у вихідне положення, і кульковий фіксатор з'єднає обидві півмуфти, а кульки зворотних клапанів відтиснуться від своїх сідел і порожнини півмуфт сполучаться.

Логічні гідроклапани — це напрямні гідроапарати, що здійснюють логічну функцію керування напрямком потоку, пропускаючи рідину у вихідну лінію залежно від наявності тиску у відповідних лініях. Їх поділяють на гідроклапани «І» та гідроклапани «АБО».

Гідроклапан «АБО» (рис. 6.51) забезпечує напрямок потоку у відповідну лінію за наявності тиску рідини в одній із підвідних ліній. Такий

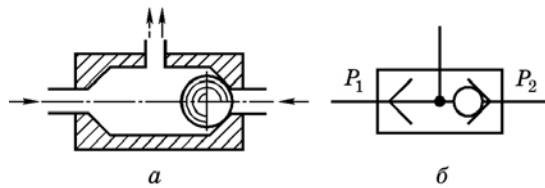


Рис. 6.51. Гідроклапан «АБО»:

a — конструктивна схема; *б* — умовне позначення на принципових схемах

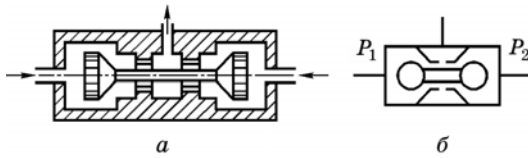


Рис. 6.52. Гідроклапан «І»:

a — конструктивна схема; *б* — умовне позначення на принципових схемах

клапан встановлено в гідроприводі гнчкозбиральної машини типу БМ-6Б.

Гідроклапан «І» (рис. 6.52) забезпечує спрямування потоку у відвідну лінію за наявності тиску рідини у підвідних лініях. При цьому підвідна лінія з меншим тиском

рідини запирається.

Розрахунок гідроклапанів тиску. Витрата рідини, що проходить через щілину напірного гідроклапана

$$Q = \mu S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}, \quad (6.10)$$

де $\mu = 0,62 \dots 0,70$ — коефіцієнт витрати; $S_{\text{кл}}$ — площа щілини клапана; P_1 і P_2 — відповідно тиск на вході і на виході із клапана; ρ — густина робочої рідини.

Для кромкових запірних елементів (рис. 6.53)

$$S_{\text{кл}} = \pi dz \sin \beta, \quad (6.11)$$

де d — діаметр вхідного каналу; z — висота піднімання запірного елемента; β — кут конуса

Діаметр вхідного каналу

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \quad (6.12)$$

де v — швидкість рідини у вхідному каналі, $v = 10 \dots 15$ м/с і лише при тисках понад 20 МПа $v = 30$ м/с.

Рівновага запірно-регулювального елемента у момент відкриття визначається рівнянням

$$F_0 = cz_0 = P_{\text{кл}} S_{\text{кл}}, \quad (6.13)$$

де F_0 — зусилля пружини в момент відкриття клапана; c — жорсткість пружини; z_0 — попередня деформація пружини.

При сталому русі рідини крізь щілину відкритого клапана (див. рис. 6.53, б) рівновага його запірного елемента визначається рівнянням

$$F_{\text{п}} = c(z_0 + z) - P_{\text{кл}} S_{\text{кл}} - F_v - F_c, \quad (6.14)$$

де F_{Π} — зусилля стискання пружини; F_c — зусилля, що виникає в результаті натікання з боку сидла; $P_{\text{кл}}$ — тиск спрацювання клапана; F_v — зусилля, що виникає внаслідок потоку рідини в зоні щілини

$$F_v = \rho Q v_{\text{щ}} \cos\beta, \quad (6.15)$$

де $v_{\text{щ}}$ — швидкість рідини в щілині.

$$F_c = \rho Q v. \quad (6.16)$$

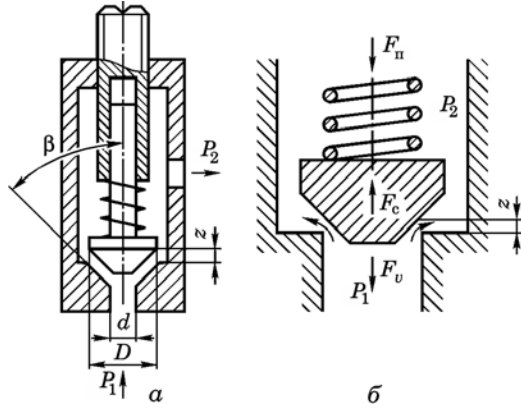


Рис. 6.53. До розрахунку гідроклапана тиску

Приклад 6.2. Кульковий запобіжний клапан має такі параметри: максимальна витрата рідини $Q = 0,4$ л/с, тиск на вході $P_1 = 10$ МПа, тиск на виході $P_2 = 0$, густина рідини $\rho = 850$ кг/м³. Визначити зусилля пружини в момент відкривання клапана і величину піднімання запірнього елемента.

Розв'язок. Визначимо перепад тиску у клапані

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 0 = 10 \text{ МПа.}$$

Площу перерізу клапанної щілини визначимо із залежності (6.10)

$$S_{\text{кл}} = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3}}{0,65 \sqrt{\frac{2}{850} \cdot 10^7}} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 4 \text{ мм}^2.$$

Діаметр вхідного каналу при швидкості рідини в ньому $v = 10$ м/с визначимо за залежністю (6.12)

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10}} = 0,007 \text{ м} = 7 \text{ мм.}$$

Зусилля пружини у момент відкривання клапана згідно із залежністю (6.13) дорівнюватиме

$$F_0 = P_1 S_{\text{кл}} = P_1 \frac{\pi d^2}{4} = 10^7 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,007^2}{4} = 385 \text{ Н.}$$

Приймаємо діаметр кульки $D = 1,8d = 1,7 \cdot 7 = 13$ мм.

Висота піднімання запірнього регулювального елемента

$$z = \frac{S_{\text{кл}}}{\pi d} = \frac{4}{3,14 \cdot 7} = 0,18 \text{ мм.}$$

6.3. Гідродроселі

Гідрравлічні дроселі (далі дроселі) належать до гідроапаратів неклапанної дії. **Дроселем** називають гідропристрій для створення опору потокові робочої рідини з метою обмеження або регулювання витрати усієї рідини, чим забезпечується певна швидкість вихідної ланки гідродвигуна. Вони можуть бути постійними, регульованими і регулюючими. Перші використовують тоді, коли виникає потреба в сталому обмеженні витрати рідини в гідролінії, другі — за потреби не тільки обмеження, а й регулювання витрати, а треті — забезпечують автоматичну зміну витрати рідини залежно від сигналу, що надходить до дроселя.

Постійні або нерегульовані дроселі — це калібровані круглі отвори, виконані в шайбах (рис. 6.54, а), в порожнистих болтах кріплення трубопроводів до розподільника тощо. Як елемент опору круглий отвір дросельної шайби, крім простоти виготовлення, має перевагу ще і в тому, що при однаковості площ поперечного перерізу він має найменший змочений периметр порівняно з іншими формами отворів і найменше піддається забрудненню та облітерації.

Для отримання значного опору потокові рідини використовувати одну дросельну шайбу не вигідно, оскільки виникає потреба у значному зменшенні діаметра d отвору. Останнє обмежується технологічними можливостями та облітерацією. Рекомендують приймати найменший

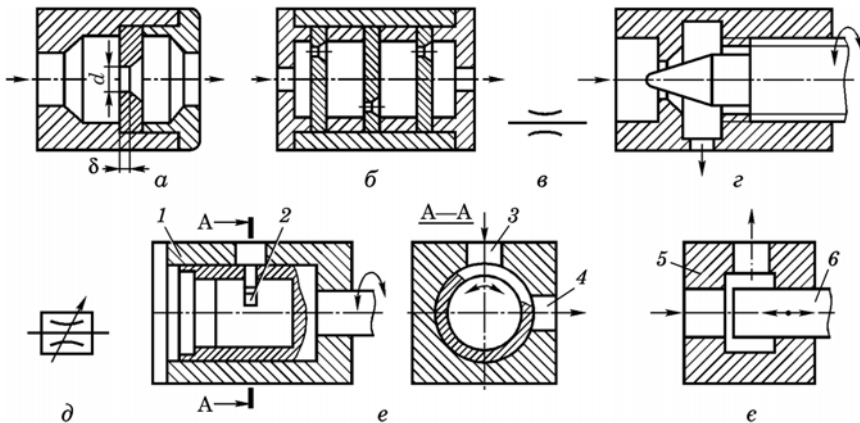


Рис. 6.54. Схеми дроселів вихрового опору:

а — дросельна шайба; б — пакет дросельних шайб; в — умовне позначення нерегульованого дроселя; г — голчастий дросель; д — умовне позначення регульованого дроселя; е — крановий дросель; е — золотниковий дросель з гострими кромками; 1 — пробка; 2 — щілина; 3 — вхідний канал; 4 — вихідний канал; 5 — корпус; 6 — золотник

діаметр отвору $d_{\min} = 0,3$ мм. Тому намагаються застосовувати пакет дросельних шайб (див. рис. 6.54, б), отвори в яких можна зробити досить великими ($d = 0,5 \dots 0,5$ мм), а ступінь дроселювання забезпечити кількістю шайб у пакеті. При збиранні пакета шайб осі отворів в них зміщують так, щоб отвори не знаходились один навпроти одного.

Регульовані дроселі забезпечують безступінчасте регулювання витрати рідини. За конструкцією запірно-регульованого елемента в гідроприводах сільськогосподарської техніки найпоширеніші голчасті, кранові та золотникові дроселі.

У голчастих дроселях (див. рис. 6.54, з) розміри дросельної щілини змінюються осьовим зміщенням конічного перекривного елемента, у кранових (див. рис. 6.54, е) — поворотом пробки 1 із щілиною 2, а в золотникових (див. рис. 6.54, е) — осьовим зміщенням циліндричного золотника 6. Останні застосовують тоді, коли потрібна підвищена точність регулювання витрати рідини.

На рис. 6.55 показано конструкцію кранового дроселя зі зворотним клапаном, що призначений для регулювання швидкості опускання жатної частини зернозбирального комбайна КЗС-9-1 зміною величини витрати рідини і забезпеченням вільного її проходу у зворотному напрямку (при підніманні жатної частини).

У розточці зовнішнього поворотного корпусу 1 розміщено нерухомий корпус 2 з отвором *М*, призначеним для сполучення вхідного каналу *А* з вихідним каналом *В*.

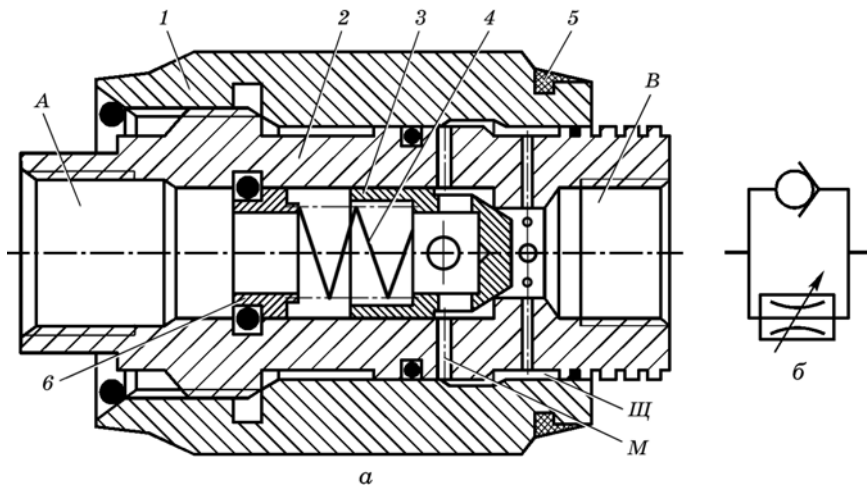


Рис. 6.55. Крановий гідродросель із зворотним клапаном:

a — будова; *б* — умовне позначення; 1 — зовнішній поворотний корпус; 2 — внутрішній нерухомий корпус; 3 — запірний елемент зворотного клапана; 4 — пружина; 5 — лімба; 6 — упорна шайба; *А* і *В* — канали; *М* — отвір; *Щ* — щілина

При надходженні рідини до каналу A відбувається зміна її витрати. Ступінь зміни (дроселювання) витрати рідини визначається розміром дроселюючої щілини $Щ$, утвореної кромкою кільцевої канавки у зовнішньому корпусі і такої самої канавки на внутрішньому корпусі. Розмір щілини $Щ$ змінюється при обертанні зовнішнього корпусу з лімбом $Б$, що переміщується в осьовому напрямку відносно внутрішнього корпусу.

Для забезпечення вільного проходу робочої рідини у зворотному напрямку у внутрішній корпус вмонтовано зворотний клапан. Останній складається із запірної частини $З$, пружини $П$, упорної шайби $Ш$ та сідла, виготовленого у розточці внутрішнього корпусу. Рідина, що підводиться під тиском у канал B , відтискує запірний елемент $З$ від сідла, стискаючи пружину $П$, отже, відкривається прохід рідини в канал A і жатна частина піднімається.

Чотири модифікації такого типу дроселів дають можливість регулювати витрату робочої рідини в межах $3 - 250$ л/хв, а тиск у межах $0,5 - 35$ МПа.

Постійні (нерегульовані) і регульовані дроселі називають ще нелінійними, квадратичними, вихрового опору. Характерною ознакою таких дроселів є незалежність витрати рідини і перепаду тисків на дроселюючому елементі від в'язкості рідини, завдяки чому виключається і вплив температури рідини на витратні характеристики дроселів. Перепад тисків між входом і виходом дроселюючого елемента $\Delta P_d = P - P_1$ у дроселях вихрового опору спричинює деформацію потоку рідини і вихроутворення в дроселюючій щілині.

Швидкість руху рідини в дроселі, як правило, не перевищує десятикратного значення її швидкості в каналі підведення. Отже, найменше значення площі поперечного перерізу дроселя можна визначити із співвідношення $S_d = 0,1 S_{тр}$ де $S_{тр}$ — площа поперечного перерізу трубопроводу, на якому встановлено дросель. Для мінеральних олій, що застосовують у об'ємних гідроприводах, мінімальна площа поперечного перерізу вікна дроселя не повинна бути меншою за $0,3$ мм². При перепаді тисків на дроселі 10 МПа мінімальна витрата рідини через дросель становить близько 60 см³/хв.

В нелінійних дроселях (квадратичних, див. рис. 6.54, а) втрата тиску прямопропорційна квадрату витрати рідини:

$$Q = \mu S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_d} = \mu S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (6.17)$$

де μ — коефіцієнт витрати (для щілинних дроселів, $\mu = 0,64...0,70$, для голчастих $\mu = 0,75...0,80$); S_d — площа прохідного перерізу (вікна) дроселя; P_1 і P_2 — тиск рідини відповідно до і після дроселя.

Приклад 6.3. Робоча рідина, густина якої $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, через дросель надходить у безштокову порожнину гідроциліндра діаметром $D = 100 \text{ мм}$. Дросель встановлено в напірній лінії насоса перед гідророзподільником. Визначати тиск рідини перед дроселем, при якому поршень переміщуватиметься зі швидкістю $v_{\text{п}} = 5 \text{ см/с}$, якщо зусилля на штоці $F = 4 \text{ кН}$, прохідний переріз дроселя $S_{\text{д}} = 8 \text{ мм}^2$, коефіцієнт витрати $\mu = 0,66$, об'ємний ККД гідроциліндра $\eta_V = 0,98$. Тертям в гідроциліндрі і тиском у штоковій порожнині знехтувати

Розв'язок. Витрата рідини через дросель дорівнює витраті рідини, що надходить в гідроциліндр:

$$Q = \frac{\pi D^2 v_{\text{п}}}{4 \eta_V} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,05}{4 \cdot 0,98} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тиск на виході із дроселя прийемо таким, що дорівнює тиску рідини в гідроциліндрі:

$$P_2 = \frac{4F}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 0,1^2} = 5,1 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Перепад тиску в дроселі знаходимо із формули (6.17):

$$\Delta P_{\text{д}} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{\mu S_{\text{д}}} \right)^2 = \frac{900}{2} \left(\frac{4 \cdot 10^{-4}}{0,66 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 2,59 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Тиск рідини перед дроселем:

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{\text{д}} = 0,51 + 2,59 = 3,10 \text{ МПа}.$$

Лінійні дроселі або дроселі в'язкісного опору характерні тим, що витрата рідини через них залежить від перепаду тисків на вході і виході дроселюючого елемента, який визначається в'язкісним тертям при протіканні рідини.

Прикладом лінійного дроселя є *гвинтовий дросель*. Він складається із корпусу 2 (рис. 6.56), в якому розміщено дроселювальний гвинт 1 і регулювальний гвинт 3. Робоча рідина підводиться до каналу P і по каналу гвинта 1, яка має прямокутну форму поперечного перерізу, надходить до каналу A . За допомогою гвинта 3 змінюють довжину гвинтової канавки, по якій проходить рідина, надаючи їй витрату.

Завдяки лінійній залежності перепаду тисків від довжини дроселюючого каналу гвинтові дроселі мають ліній-

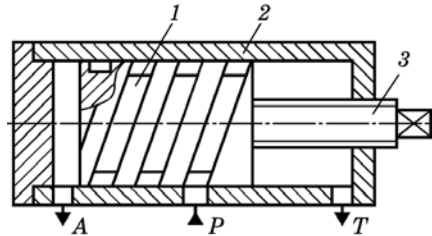


Рис. 6.56. Схема регульованого гвинтового дроселя:

1 — дроселювальний гвинт; 2 — корпус; 3 — регулювальний гвинт; P — канал підведення рідини; A — канал відведення рідини; T — дренажний канал

ну характеристику, що є позитивною якістю даного дроселя. Проте в реальних умовах гідроприводу машин характеристика такого дроселя нестабільна через зміну в'язкості робочої рідини при зміні температури. Такі дроселі в гідроприводах машин знаходять обмежене застосування.

У системах гідроавтоматики широко застосовують регульовані дроселі «сопло-заслінка» (див. рис. 9.58). Такі дроселі мають сопло і плоску заслінку, яку переміщують уздовж осі сопла, змінюючи цим самим площу кінцевої щілини.

Характеристики таких дроселів достатньо стабільні в широкому діапазоні зміни температур.

Регулюючі дроселі — це, по суті, *дроселючі розподільники*, що широко використовують у стежних гідроприводах.

Можливі варіанти встановлення дроселів у гідроприводах показано на рис. 9.65.

6.4. Регулятори витрати

Витрата рідини через дросель залежить не тільки від площі робочого прохідного перерізу, а й від перепаду тисків. Чим менший перепад тисків, тим менша витрата і навпаки. Оскільки перепад тисків залежить від навантаження, прикладеного до вихідної ланки гідродвигуна, то при змінному навантаженні не можна отримати постійну витрату за допомогою тільки дроселя, а отже, і стабільну швидкість вихідної ланки гідродвигуна. Ось чому у гідроприводах з дросельним регулюванням застосовують регулятори витрати.

Регулятор витрати — це регульовальний гідроапарат, що підтримує задану витрату рідини незалежно від перепаду тисків у відповідному і відвідному потоках.

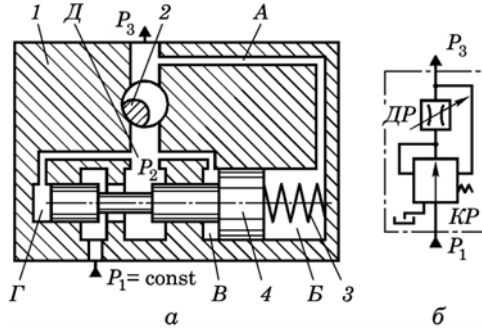
Конструктивно регулятор витрати — це модуль, що має регульований дросель та редуційний або переливний клапан. За допомогою дроселя дозують витрату рідини, а клапан автоматично забезпечує постійний перепад тиску на дроселі. Клапан в регуляторі потоку може бути під'єднаний як послідовно, так і паралельно з дроселем.

Прикладом *послідовного з'єднання клапана і дроселя* є регулятор витрати Г55-2. Він має таку будову. У корпусі 1 (рис. 6.57) регулятора розміщений регульований дросель 2 і золотник 4 редуційного клапана. Золотник підтиснутий пружиною 3. Порожнина Б клапана сполучена каналом А з виходом із регулятора, а порожнини В і Г — каналами з порожниною Д.

Принцип дії. Робоча рідина під тиском $P_1 = \text{const}$ надходить крізь вікна клапана у порожнину Д, потім під тиском P_2 надходить до дроселя 2, а після нього рідина матиме тиск P_3 . Таким чином, в

Рис. 6.57. Регулятор витрати з послідовним з'єднанням редуційного клапана з дроселем:

a — конструктивна схема; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус; 2 — регульований дросель; 3 — пружина; 4 — золотник клапана; А — канал; Б, В, Г, Д — порожнини; P_1, P_2, P_3 — тиск рідини, відповідно: на вході, в порожнині Д, на виході із регулятора; ДР — дросель регульований; КР — клапан редуційний



порожнинах В і Г на золотник 4 клапана діє тиск P_2 , а в порожнині Б — сила пружини та тиск P_3 рідини, який залежить від навантаження. Сума сил, що діють на золотник (без урахування сил тертя) дорівнює

$$P_3 \frac{\pi D^2}{4} + F_{\text{пр}} = P_2 \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) + P_2 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6.18)$$

де D і d — діаметри великого і малого пояска золотника; $F_{\text{пр}}$ — сила тиску пружини.

Перепад тисків на дроселі

$$\Delta P = P_2 - P_3 = \frac{4F_{\text{пр}}}{\pi D^2} = \text{const.} \quad (6.19)$$

Якщо навантаження на виконавчий орган збільшиться, то і тиск

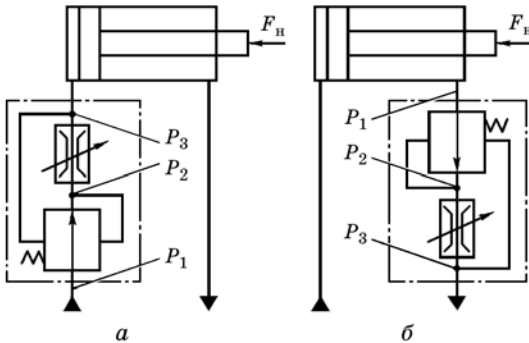


Рис. 6.58. Типові схеми розміщення регулятора витрати Г55-2 у гідроприводах машин:

a — на вході гідроциліндра; *б* — на виході гідроциліндра; P_1, P_2, P_3 — тиск рідини в порожнинах регулятора; F_n — зусилля навантаження

P_3 на виході із регулятора також збільшиться. В цьому разі завдяки збільшенню тиску в порожнині Б золотник 4 редуційного клапана автоматично зміститься вліво, збільшуючи робочий прохідний переріз вікон надходження рідини від напірної лінії насоса. Внаслідок витрати і тиск P_2 також збільшаться в порожнині Д, отже, попередній перепад тисків на дроселі відновиться.

При зменшенні тиску P_3 золотник 4 клапана переміститься вправо, завдяки чому тиск P_2 зменшиться і перепад тиску на дроселі відновиться.

Типові схеми розміщення регуляторів витрати у гідроприводах машин наведено на рис. 6.58.

Прикладом паралельного з'єднання клапана тиску (переливного) і дроселя є регулятор витрати із запобіжним клапаном типу Г55-1 (рис. 6.59). Схему розміщення такого регулятора в гідроприводах машин наведено на рис. 6.60.

Регулятор витрати Г55-1 встановлюють тільки на вході гідродвигуна (рис. 6.60), що живиться від індивідуального насоса, а це істотно обмежує можливості його використання. Водночас застосування такого регулятора має свої переваги: усувається потреба у запобіжному клапані, економніше витрачається енергія, тому що рівень створюваного насосом тиску не залишається постійним, а автоматично приводиться у відповідність із навантаженням гідродвигуна.

У регуляторах витрати Г55-1 та Г55-2 на дроселях підтримується перепад тисків 0,20 – 0,25 МПа.

Досконалішими порівняно із регуляторами Г55-1 і Г55-2 є регулятори витрати МПГ55-1 та МПГ55-2.

Прикладом застосування регулятора витрати МПГ55-2 (ПГ55-24) є гідропривід передньо-

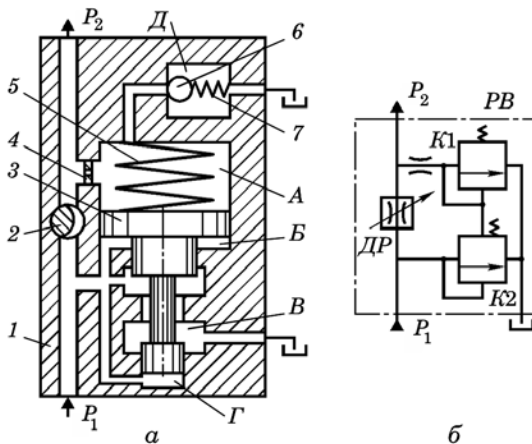


Рис. 6.59. Регулятор витрати з паралельним з'єднанням переливного клапана з дроселем:

a — конструктивна схема; *б* — умовне позначення на принципових схемах; 1 — корпус; 2 — регульований дросель; 3 — золотник переливного клапана; 4 — постійний дросель; 5, 7 — пружини; 6 — запірний елемент (кулька) запобіжного клапана; А, Б, В, Г, Д — порожнини; P_1 , P_2 — тиск в порожнинах регулятора; *PВ* — регулятор витрати; K_1 і K_2 — клапани допоміжний і основний; *ДР* — дросель регульований

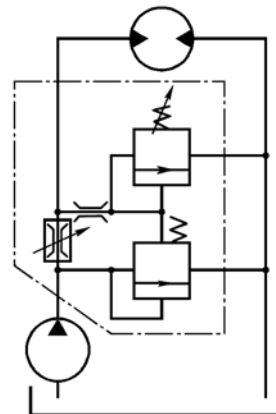


Рис. 6.60. Схема розміщення регулятора витрати типу Г55-1 в гідроприводах машин

го конвеєра машини для внесення твердих органічних добрив МТТ-23.

У гідроприводі переднього конвеєра використано дросельне регулювання швидкості обертання вала гідрообертача ГВТ-6300. Під час внесення добрив крутний момент опору, котрий долає гідрообертач, змінюється в широких межах: від максимального в початковий момент (конвеєр повністю завантажений добривами) до мінімального в кінці вивантаження. У зв'язку зі цим тиск у напірній лінії гідроприводу також змінюється в широких межах. Для забезпечення заданої норми внесення добрив, а отже, і постійної частоти обертання вала гідрообертача, у гідроприводі встановлено регулятор витрати, котрий відводить частину рідини на злив, обходячи гідрообертач.

Будову такого регулятора витрати наведено на рис. 6.61. Робоча рідина з каналу підведення крізь отвори 19 у втулці 18, частково перекриті робочою кромкою золотника 20, і отвори 16 у цій же втулці надходить до дроселюючої щілини втулки 2 і з її виходу — до каналу відведення. На золотник 20 діють взаємно зрівноважені зусилля пружини 13 та сили від тиску робочої рідини у порожнинах 14, 15 і 21. Порожнина 14 сполучена з вихідним каналом і в ній встановлюється тиск, що дорівнює тискові післядроселюючої щілини. Рівень тиску у порожнинах 15 та 21, сполучених з переддросельною порожниною 17, регулюється золотником 20, що обмежує над-

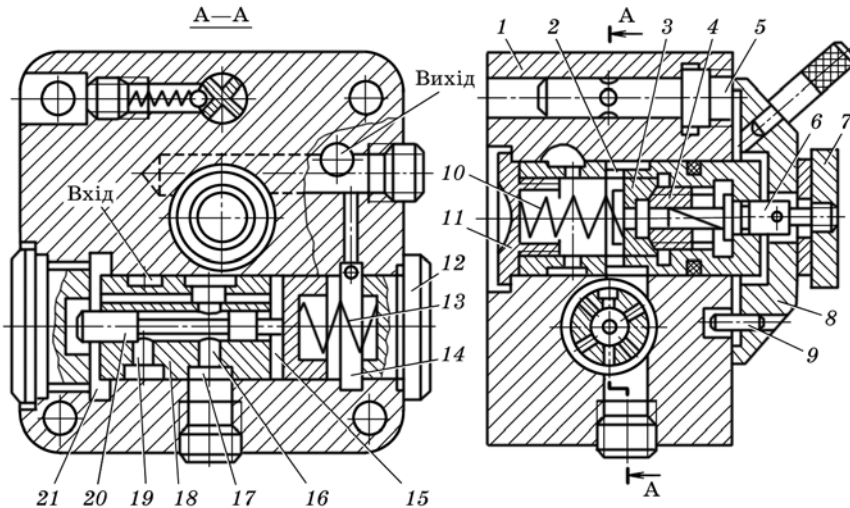


Рис. 6.61. Регулятор витрати МПГ55-2 (ПГ55-24):

1 — корпус; 2, 18 — втулки; 3 — втулка-дросель; 4 — гвинт; 5 — показчик обертів; 6 — валик; 7 — контргайка; 8 — лімб; 9 — штифт; 10, 13 — пружини; 11, 12 — пробки; 14, 15, 17 і 21 — порожнини; 16, 19 — отвори; 20 — золотник

ходження рідини з вхідного каналу перекиванням отворів пробками 12.

Регулюють витрату рідини зміщенням втулки-дроселя 3 за допомогою гвинта 4, що повертається валиком 6 з лімбаом 8. Початкове положення лімба встановлюють так, щоб при повністю закритому дроселі витрата рідини крізь нього не перевищувала $30 \text{ см}^3/\text{хв}$. Повне осьове зміщення втулки-дроселя 3 відбувається за чотири оберти лімба, що забезпечує достатній діапазон і плавність регулювання витрати рідини. Після кожного повного оберту лімба за допомогою штифта 9 повертає на 0,25 оберта покажчик 5, на торці якого нанесені цифри 1 – 4. Самочинному повороту покажчика запобігає кульковий фіксатор.

Основними параметрами будь-якого регулятора потоку є: умовний прохід (зведений діаметр), номінальний тиск на вході, номінальна витрата рідини, перепад тиску, допустимі відхилення витрати і витік рідини, маса.

6.5. Гідравлічний довантажувач ведучих коліс трактора

Збільшити силу тяги колісного трактора при тій самій величині буксування можна, поліпшивши зчеплення ведучих коліс з ґрунтом. Для цього потрібно частину сили тяжіння агрегатованої сільськогосподарської машини перенести на задні ведучі колеса. З цією метою трактори обладнують механічними або гідравлічними довантажувачами ведучих коліс.

Механічний довантажувач — це кронштейн, жорстко прикріплений до каркаса трактора. У кронштейні є ряд отворів для кріплення переднього кінця центральної тяги начіпного механізму. Переставляючи центральну тягу у певні отвори кронштейна, змінюють зусилля довантаження. Чим нижче на кронштейні розміщена центральна тяга, тим більше зусилля довантаження, і навпаки.

Гідравлічний довантажувач, порівняно з механічним, є більш досконалим, оскільки забезпечує швидке і плавне, регульоване на ходу під час проходження складної ділянки шляху, довантаження ведучих коліс.

Гідравлічний довантажувач складається із гідрозбільшувача 8 (рис. 6.62, а зчіпної ваги (ГЗВ) і пружинного гідроаккумулятора 9.

ГЗВ створює у гідроциліндрі гідроприводу начіпного механізму невеликий тиск (0,8 – 3,5 МПа) підпору. Величина тиску (до 3,5 МПа) недостатня для підняття начіпної машини (для підняття начіпної машини необхідний тиск рідини понад 12,5 МПа), тому копіювання рельєфу поля не порушується, а частина сили тяжіння сільськогосподарської машини «знімається» з її опорного колеса і «переноситься» на трактор, довантажуючи задні ведучі колеса.

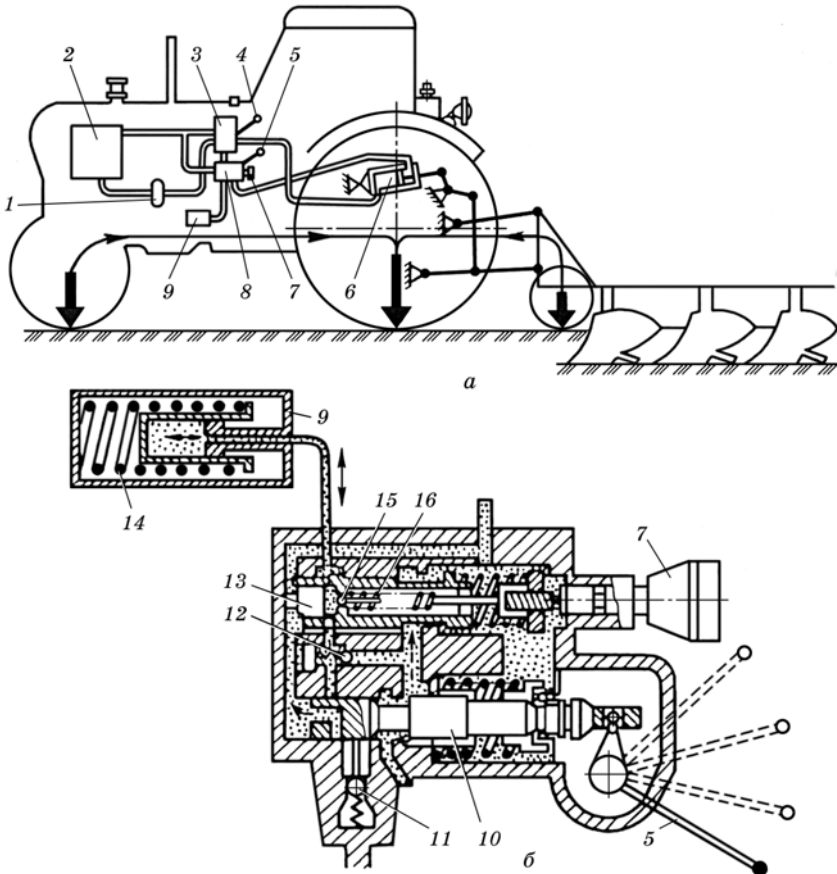


Рис. 6.62. Гідралічний довантажувач ведучих коліс трактора:

a — схема розміщення гідродовантажувача у гідроприводі націпного механізму;
б — будова гідродовантажувача; 1 — насос; 2 — гідробак; 3 — розподільник гідроприводу; 4 — рукоятка; 5 — важіль; 6 — гідроциліндр; 7 — маховичок; 8 — гідрозбільшувач зчпної ваги (ГЗВ); 9 — гідроаккумулятор; 10 — повзун; 11, 12 і 15 — відповідно запірний, зворотний і запобіжний клапани; 13 — плунжер гідрозбільшувача зчпної ваги; 14 — пружина; 16 — золотник

Гідроаккумулятор працює разом з ГЗВ і призначений для підтримування у гідроциліндрі гідроприводу необхідного тиску рідини, що виникає під дією пружини гідроаккумулятора.

Гідрозбільшувач зчпної ваги — це клапанно-золотниковий пристрій, що має корпус, в якому є повзун 10 (див. рис. 6.62, б), регулятор тиску із золотником 16 на нерухомому плунжері 13 та три клапани: запірний 11, зворотний 12 і запобіжний 15.

Повзун 10 з'єднаний з важелем 5 керування, який можна встановити у чотирьох положеннях: «Заперто», «Вимкнено», «Ввімкнено» і «Скидання тиску». У перших трьох положеннях повзун фіксується, а у положенні «Скидання тиску» не фіксується, тому його потрібно підтримувати ручкою. Якщо руку зняти з важеля, повзун автоматично стає у положення «Ввімкнено».

Якщо важіль ГЗВ перемістити у положення «Ввімкнено», одночасно рукоятка розподільника 3 (рис. 6.63, а) встановлюється у положення «Піднімання». Робоча рідина, що подається насосом 2 з бака 1 у розподільник 3, починає надходити у ГЗВ і гідроаккумулятор, заряджає його й одночасно надходить у гідроциліндр, підпирючи поршень. Цьому сприяють золотник і зворотний клапан ГЗВ.

Як тільки тиск у гідроаккумуляторі досягне необхідного підпору (гідроаккумулятор повністю зарядиться) — рідина від насоса спрямується на злив, а підпирання поршня підтримуватиметься гідроаккумулятором (див. рис. 6.63, б). Навантаження на опорне колесо сільськогосподарської машини зменшиться, тому частина сили тяжіння останньої «перенесеться» на задні колеса трактора.

Якщо важіль ГЗВ перемістити у положення «Вимкнено» (див. рис. 6.63, в), керування гідроциліндром здійснюватиметься рукояткою гідророзподільника гідроприводу, оскільки рідина від насоса не надходитиме в ГЗВ.

При переміщенні важеля ГЗВ у положення «Заперто» (див. рис. 6.63, г) гідроциліндр від'єднується від гідроприводу.

Якщо важіль ГЗВ перемістити у крайнє нижнє положення «Скидання тиску» перед початком роботи тракторного агрегата, сільськогосподарська машина із транспортного положення опуститься в робоче, рукоятка гідророзподільника установиться у положенні «Піднімання». Після зняття зусилля з важеля ГЗВ він автоматично встановиться у положенні «Ввімкнено».

При роботі трактора з використанням ГЗВ потрібно:

а) перевірити маховичок 7 (див. рис. 6.62, б) до упору проти стрілки годинника, відрегулювавши цим самим максимальний тиск підпору поршня у гідроциліндрі;

б) заїхавши у загінку, перемістити важіль 5 у крайнє нижнє положення «Скидання тиску» і затримати його у цьому положенні;

в) після повного опускання навісної сільськогосподарської машини відпустити важіль 5;

г) перевірити, чи копіює опорне колесо рельєф поля; за потреби маховичком 7 відрегулювати тиск підпору поршня у гідроциліндрі. Після правильного регулювання тиску підпору поршня опорне колесо машини копіює рельєф, не відриваючись від поверхні і не залишаючи глибокого сліду, а трактор нормально керується внаслідок розвантаження напрямних коліс.

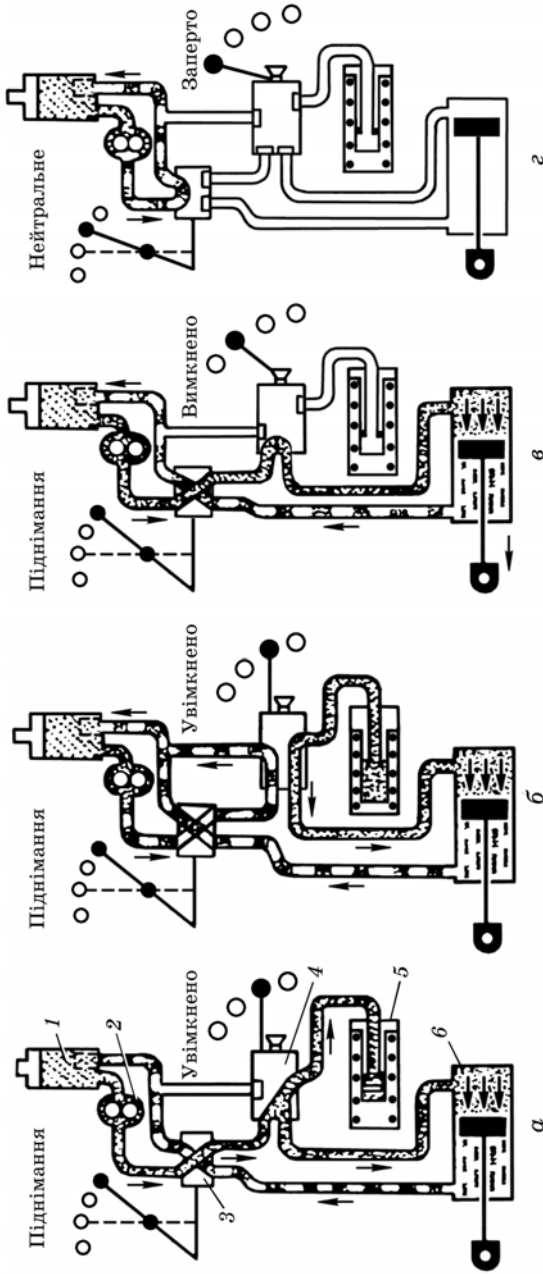


Рис. 6.63. Схема роботи гідравлічного довантажувача:
 а, б, в і г — положення важеля ГЗВ і рукоятки розподільника; 1 — бак; 2 — насос;
 3 — гідророзподільник; 4 — ГЗВ; 5 — гідроаккумулятор; 6 — гідроциліндр

6.6. Стабілізатори тиску

У гідроприводах, де від одного насоса періодично живляться кілька гідродвигунів з дросельним регулюванням, вимикання будь-якого гідродвигуна зумовлює надлишок подачі робочої рідини насосом. Внаслідок цього тиск на виході із насоса підвищується, що негативно впливає на роботу насоса і гідроприводу в цілому. З метою усунення такого недоліку застосовують стабілізатори тиску.

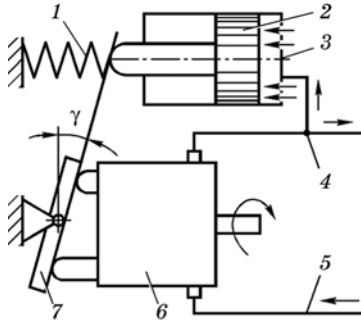


Рис. 6.64. Схема дії стабілізатора тиску:

1 — пружина; 2 — поршень; 3 — гідроциліндр; 4 — напірний гідропровід; 5 — всмоктувальний гідропровід; 6 — насос; 7 — похилий диск

Стабілізатор тиску — це гідроциліндр 3 (рис. 6.64), шток поршня 2 якого підпружинений і з'єднаний з регулювальним органом (похилим диском) 7 подачі насоса.

Поршнева порожнина гідроциліндра сполучена з напірним гідропроводом 4 насоса 6. Таким чином, регулювальний орган насоса (в цьому разі похилий диск 7) перебуває під тиском рідини з боку виходу насоса і пружини 1, яка намагається встановити похилий диск в положення максимальної подачі (максимального кута γ). Отже, тиск рідини у напірному трубопроводі стабілізується.

У гідроприводі розкидача мінеральних добрив типу 1-РМГ-4 стабілізатор тиску виконує дещо іншу функцію.

Будову гідроприводу показано на рис. 6.65. Гідромотор 7 призначений для приводу розкидального диска, гідроциліндр 8 — для керування положенням ролика 9 відносно ходового колеса (вмикання, вимикання конвеєра).

За допомогою фрикційної передачі від ходового колеса 10 до ролика 9 і ланцюгової передачі від ролика до конвеєра відбувається привід останнього.

Стабілізатор тиску 14 забезпечує постійне зусилля (3000 Н) притискування ролика 9 до ходового колеса 10 незалежно від зміни діаметра колеса і його деформації (налипання ґрунту, наїзд на перешкоду тощо).

У розточці стабілізатора нерухомо закріплено втулку 13, а в ній — рухомо золотник 12. Пружина 15 намагається змістити золотник до упору у спеціальний штуцер 11.

При вмиканні в роботу гідромотора 7 робоча рідина по напірному гідроприводу 5, штуцеру 18 і каналах корпусу стабілізатора та золотника надходить у безштокову порожнину гідроциліндра 8. Пор-

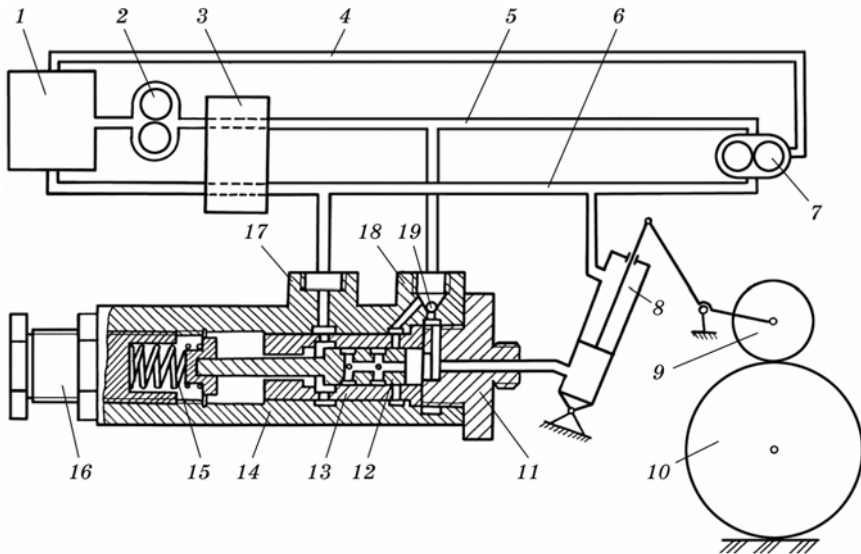


Рис. 6.65. Схема гідроприводу розкидача мінеральних добрив типу 1-РМГ-4:

1 — гідробак гідросистеми трактора; 2 — насос; 3 — гідророзподільник; 4 — дренажний гідропровід; 5 і 6 — відповідно напірний і зливний гідропроводи; 7 — гідромотор приводу розкидального диска; 8 — гідроциліндр; 9 — ролик; 10 — ходове колесо; 11, 17 і 18 — штуцери; 12 — золотник; 13 — втулка; 14 — стабілізатор тиску; 15 — пружина; 16 — регулювальний гвинт; 19 — зворотний клапан

шень, переміщуючись вгору, штоком переводить ролик 9 до зіткнення його з ходовим колесом. Як тільки ролик зіткнеться з ходовим колесом і зусилля притиснення досягне установленої величини, тиск рідини у безштоковій порожнині гідроциліндра підвищиться. Завдяки цьому золотник зміщується вліво (рис. 6.66, а), стискаючи пружину 15 (див. рис. 6.65), і напірний гідропровід 5 роз'єднується з безштоковою порожниною гідроциліндра. При такому положенні порожнини гідроциліндра заперті з боку напірного гідропроводу золотником і зворотним клапаном 19, а з боку зливного гідропроводу — зусиллям притиснення ролика до ходового колеса.

При збільшенні діаметра ходового колеса, наприклад у разі налипання ґрунту, ролик намагається зміститися вгору, а поршень гідроциліндра вниз див. (рис. 6.66, б). Внаслідок цього тиск у безштоковій порожнині гідроциліндра підвищується і золотник зміщується ще на більшу величину вліво, сполучаючи безштокову порожнину зі зливним гідропроводом. У безштоковій порожнині встановлюється тиск заданої величини. Під дією пружини золотника останній займе положення, як показано на рис. 6.66, а.

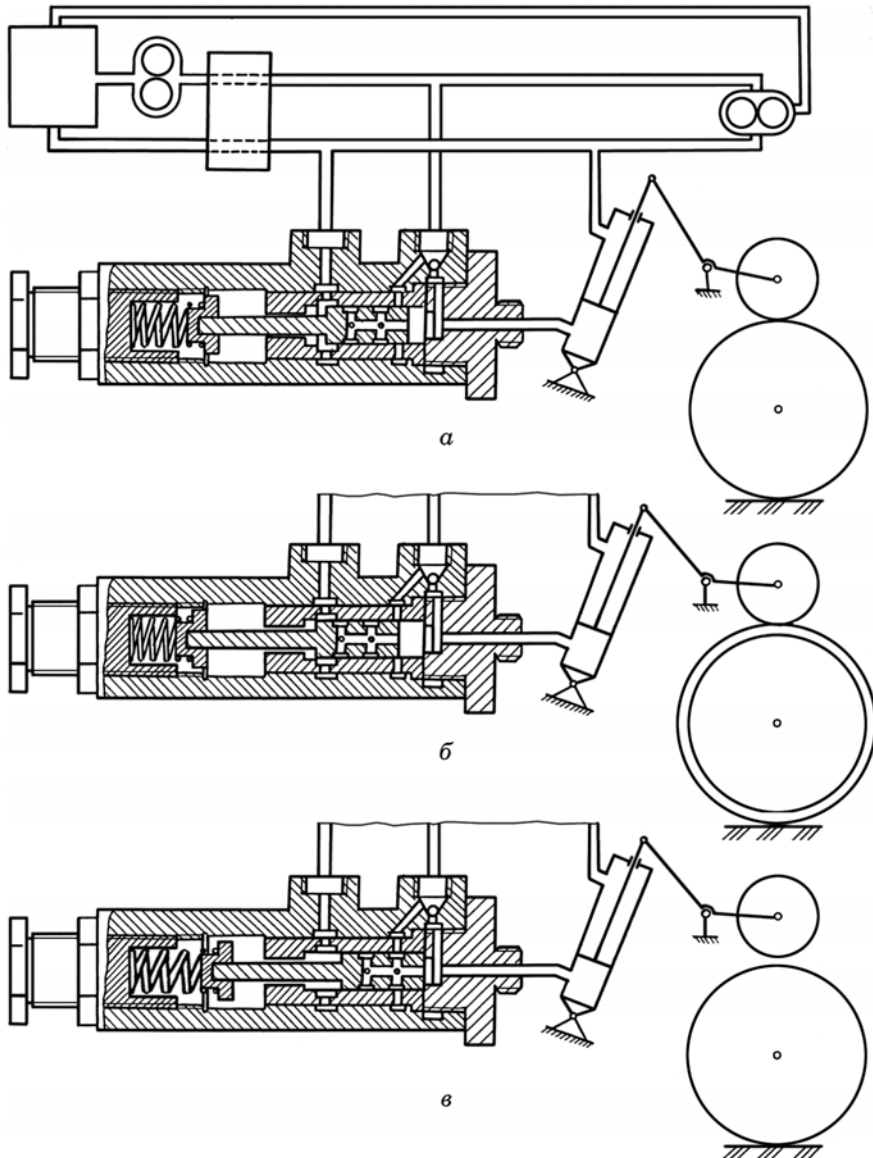


Рис. 6.66. Схема роботи стабілізатора тиску гідроприводу розкидача мінеральних добрив типу 1-РМГ-4:

а — робоче положення оптимальне; б — робоче положення вимушене; в — нейтральне положення

При вимиканні гідромотора золотник гідророзподільника 3 (див. рис. 6.65) встановлено у нейтральне положення, вал гідромотора продовжує обертатись за інерцією. Внаслідок цього тиск робочої рідини у напірному гідропроводі 5 і правій порожнині золотника 12 знижується, а у зливному гідропроводі 6, лівій порожнині золотника і штоковій порожнині гідроциліндра підвищується. У разі перепаду тисків у порожнинах золотника і зусилля пружини 15 золотник зміщується вправо (див. рис. 6.66, в) до упору у штуцер 11. Безштокова порожнина гідроциліндра через радіальні канали у штуцері 11, зворотний клапан 19, канали золотника і косий канал у корпусі стабілізатора сполучається з гідропроводом 5 (в цьому разі всмоктувальним гідропроводом гідромотора). Поршень під дією тиску рідини у штоковій порожнині зміщується вниз і ролик відводиться від ходового колеса.

Як тільки вал гідромотора зупиниться, тиск рідини у порожнинах стабілізатора і гідроциліндра зрівняється. Поршень гідроциліндра і золотник стабілізатора зафіксуються в такому самому положенні, як і у вихідному (див. рис. 6.65). Транспорт вимкнеться.

Умовне позначення стабілізатора тиску 4 на принципових схемах гідроприводу показано на рис. 6.67.

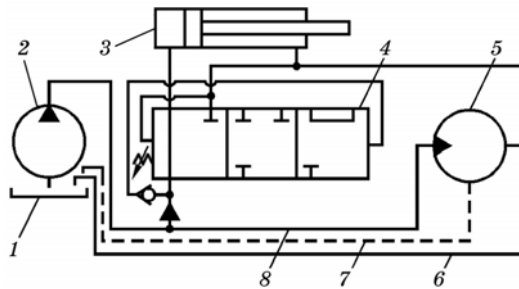


Рис. 6.67. Принципова схема гідроприводу розкидача мінеральних добрив типу 1-РМГ-4:

1 — бак; 2 — насос; 3 — гідроциліндр вмикання (вимикання) транспортера; 4 — стабілізатор тиску; 5 — гідромотор приводу розкидального диска; 6, 7 і 8 відповідно зливний дренажний і напірний гідропроводи

6.7. Гідрравлічні підсилювачі

Гідропідсилювач є одним із основних елементів систем автоматичного керування (САК) гідромеханічних рульових керувань колісних машин, гідроприводів гальмівних механізмів тощо. Гідропідсилювач — це гідроперетворювач, тобто об'ємна гідромашина. У гідроприводах машин застосовують гідроперетворювачі *роторного типу* у вигляді двох роторно-поршневих машин або *машин зворотного-поступального руху*, тобто обертального і поступального руху.

Обертальний гідроперетворювач (рис. 6.68, а) складається із двох машин 1 і 2, вали яких з'єднані між собою. Робочі об'єми цих

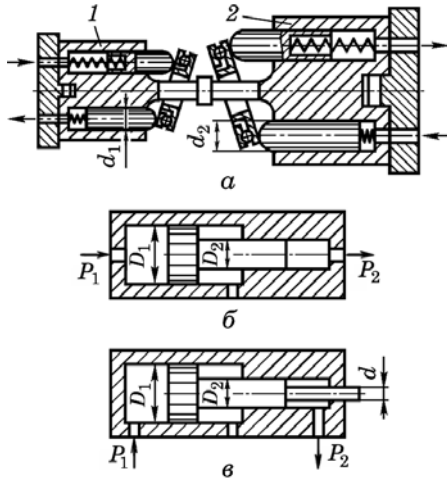


Рис. 6.68. Схеми гідроперетворювачів тиску:

a — обертального руху; *б* і *в* — поступального руху; 1 — гідромотор; 2 — насос

машин різні. При використанні машини 1 в режимі гідромотора, а машини 2 — в режимі насоса подача останнього перевищуватиме подачу гідромотора у співвідношенні:

$$i = \frac{n_2 q_2}{n_1 q_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \text{ або } Q_2 = i Q_1, \quad (6.20)$$

де q_2 і q_1 — відповідно робочі об'єми насоса і гідромотора; $n_2 = n_1 = n$ — частота обертання валів машин; Q_1 і Q_2 — подачі машин (без урахування витoku і стиснення робочої рідини).

Розрахунковий тиск P_2 насоса 2 за умови, що потужності однакові ($P_1 q_1 n_1 = P_2 q_2 n_2$), буде нижчий за тиск P_1 гідромотора у співвідношенні:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{Q_1}{Q_2}. \quad (6.21)$$

Звідки

$$P_2 = P_1 \frac{q_1}{q_2} = P_1 \frac{Q_1}{Q_2} \text{ або } Q_2 = Q_1 \frac{P_1}{P_2}. \quad (6.22)$$

При використанні машини 2 в режимі гідромотора, а машини 1 в режимі насоса

$$P_1 = P_2 \frac{Q_2}{Q_1} \text{ або } Q_1 = Q_2 \frac{P_2}{P_1}. \quad (6.23)$$

Поступальний гідроперетворювач складається із двох гідроциліндрів різних діаметрів, поршні яких жорстко з'єднані між со-

бою. Застосування їх доцільне у тому разі, коли необхідні великі тиски при малих витратах рідини.

Принципову схему гідроперетворювача одинарної дії, який підвищує тиск, наведено на рис. 6.68, б.

Тиск P_1 рідини, що подається, діє на площу $S_1 = \pi D_1^2/4$ циліндра, тиск P_2 рідини, що відводиться, діє лише на площу штока $S_2 = \pi D_2^2/4$.

Коефіцієнт підсилення тиску в такому разі (гертям знехтуємо)

$$i = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad (6.24)$$

де D_1 і D_2 — відповідно діаметр циліндра і штока.

В таких гідроперетворювачах коефіцієнт підсилення перебуває у межах від 2 : 1 до 1000 : 1.

На рис. 6.68, в наведено схему гідроперетворювача з диференціальним поршнем, за допомогою якого можна отримати необхідну для високих тисків невелику корисну площу при одночасному забезпеченні жорсткості і міцності конструкції гідроперетворювача.

У цьому разі

$$i = \frac{D_1^2}{D_2^2 - d^2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad (6.25)$$

де d — діаметр хвостовика штока.

Гідравлічний підсилювач — це пристрій, що дає змогу при невеликій потужності на вході керувати на виході розподілом потужного потоку робочої рідини, яка надходить від зовнішнього джерела енергії. Залежно від того, що є домінуючим на виході гідравлічного виконуючого механізму, можна розглядати підсилення за силою, швидкістю або потужністю.

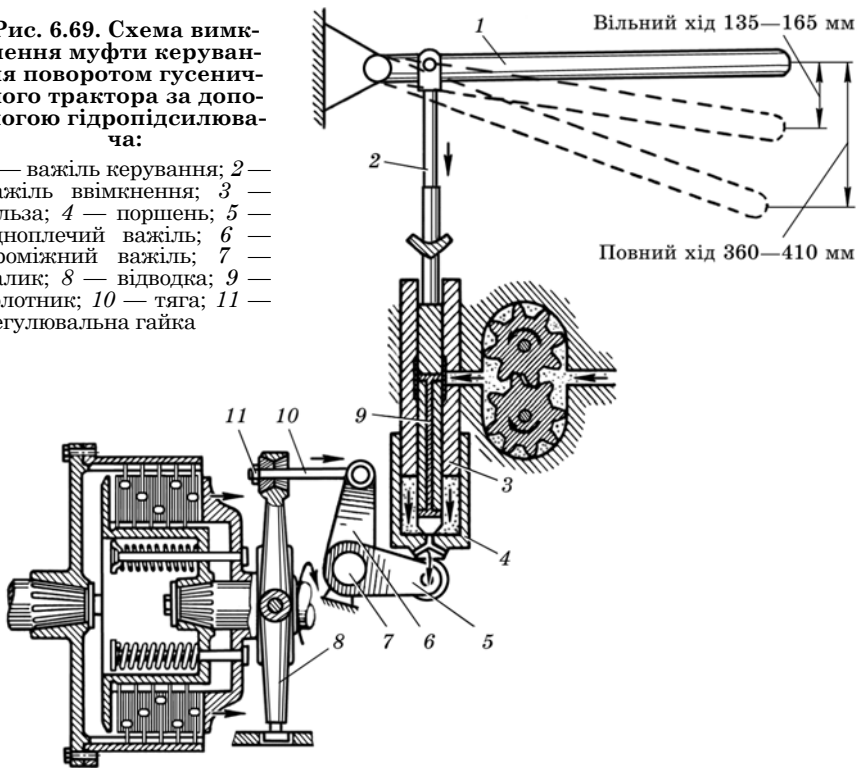
За методом керування вихідним елементом гідропідсилювачі поділяють на три групи: гідропідсилювачі без зворотного зв'язку, гідропідсилювачі із зворотним зв'язком, гідропідсилювачі з комбінованою системою керування.

За типом розподільника є гідропідсилювачі золотникового типу, типу сопло — заслінка, зі струминною трубкою із голчастим дроселем.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки переважно застосовують **золотникові гідропідсилювачі**. В них для забезпечення достатньої герметичності радіальний зазор не повинен перевищувати 5–10 мкм. Поверхнева твердість пари (золотник – корпус) має бути (HRC 60...62). Крім того, для забезпечення необхідного перекриття витратним вікном (нульове, позитивне, негативне), золотни-

Рис. 6.69. Схема вимкнення муфти керування поворотом гусеничного трактора за допомогою гідропідсилювача:

1 — важіль керування; 2 — важіль ввімкнення; 3 — гільза; 4 — поршень; 5 — одноплечий важіль; 6 — проміжний важіль; 7 — валик; 8 — відводка; 9 — золотник; 10 — тяга; 11 — регулювальна гайка



ки та їх корпуси потрібно виготовляти надвисокої точності (1–5 мкм) лінійних розмірів, що неможливо при виготовленні суцільного корпусу. Для забезпечення цих вимог застосовують вставні втулки (гільзи).

Будову і принцип найпростішого золотникового гідропідсилювача показано на рис. 6.69.

Гідропідсилювач складається із нерухомої гільзи 3, рухомого поршня 4, золотника 9, що може переміщуватись у гільзі, та насоса, бака, запобіжного клапана і системи гідроприводів.

Для вимкнення муфти керування (повороту) гусеничного трактора треба повернути вертикальний валик 7 з важелями 6 і 5 за стрілкою годинника. Для цього золотник 9 потрібно пересунути вниз. Зробити це можна двома способами: вручну (якщо насос не працює) і за допомогою елементів гідропідсилювача.

Якщо насос не працює, то для вимкнення муфти до верхнього кінця важеля 1 треба прикласти зусилля 350 Н. Щоб вимкнути муфту за допомогою гідропідсилювача, важіль 1 треба відвести вниз. При

цьому золотник 9 переміститься вниз і закрие своїм торцем отвір в денці поршня 4. При цьому радіальний отвір золотника співпадає з виточкою у гільзі, тому олива надходитиме від насоса осьовим і радіальним каналами золотника у порожнину поршня і переміщуватиме його вниз, вимикаючи муфту керування.

Коли важіль 1 відпускають, відводка 8 під дією пружин повертається у вихідне положення. Тому одноплечий важіль 5, повертаючись з валиком 7, переміщуватиме поршень вгору. Олива з порожнини поршня витікатиме крізь відкриті отвори в денці поршня.

Застосування гідропідсилювача зменшує зусилля, що прикладають до важеля 1, до 40 – 20 Н.

Докладніше використання гідропідсилювачів наведено в наступних розділах.

Схему класифікації гідроапаратів наведено у дод. 10.

Запитання для самоконтролю



1. Які гідроприскої належать до гідроапаратури? 2. Призначення гідророзподільника. 3. Призначення переливної секції у секційному гідророзподільнику. 4. Назвіть типи пристроїв, що керують запірними елементами гідророзподільників. 5. Назвіть типи запірно-регулювальних елементів гідророзподільників. 6. Що розуміють під поняттям «дросельований» гідророзподільник? 7. Яка відмінність секційного розподільника від моноблокового за конструкцією? 8. Яке призначення бустерного пристрою розподільника типу Р-80? 9. Що розуміють під поняттям «розподільник із закритим центром»? 10. Класифікація клапанів тиску. 11. Призначення запобіжного клапана. 12. Призначення редукційного клапана. 13. В чому відмінність за конструкцією клапана прямої дії від клапана непрямої дії? 14. У яких випадках застосовують сповільнювальні клапани? 15. Що розуміють під поняттям клапан «АБО»? 16. Призначення дроселів. 17. Що розуміють під поняттям «однобічний» та «двобічний» гідрозамки? 18. В яких випадках застосовують гідрозамки? 19. Призначення роздільника потоку рідини. 20. У яких випадках застосовують регулятори витрати (поток)? 21. Призначення гідравлічного довантажувача ведучих коліс трактора. 22. У яких випадках застосовують стабілізатори тиску? 23. Принцип дії стабілізатора тиску. 24. Принцип дії гідропідсилювача.

7. ГІДРОПРОВОДИ

Гідропроводом (гідролінією) називають пристрій, призначений для проходження оливи від одного елемента гідроприводу до іншого під час роботи гідроприводу. Схему класифікації гідропроводів наведено у дод. 11.

За призначенням гідропроводи поділяють на *всмоктувальні, напірні, зливні, керувальні та дренажні*. По всмоктувальних гідропроводах олива рухається до самовсмоктувальних насосів; по напірних — під тиском від насоса, гідроаккумулятора або гідромагістралі; по зливних — до гідробаків; по керувальних — до пристроїв для керування ними; по дренажних гідропроводах відводиться олива, що просочилась крізь ущільнення.

Конструктивно гідропроводи — це *трубопроводи, канали і з'єднання*.

7.1. Трубопроводи

Трубопроводи бувають жорсткі і гнучкі.

Жорсткі трубопроводи виготовляють із сталі, міді та сплавів алюмінію. Стальні труби застосовують за всіх тисків і витрат, що характерні для гідроприводів сільськогосподарської техніки. Їх виготовляють безшовними холоднотягнутими і холоднокатаними (при зведеному (внутрішньому) діаметрі $d < 30$ мм) або безшовними гарячекатаними (при $d > 30$ мм). Матеріал труб — вуглецева і легована сталь (сталь 20, 20Х тощо) та корозійностійка сталь (12Х18Н10Т та ін.).

Мідні труби застосовують за тисків рідини менших ніж 16 МПа і $d \leq 16$ мм. Перевага мідних труб, порівняно зі стальними, — їх гнучкість, що забезпечує монтаж складних за конфігурацією гідросхем. Проте вони більш важкі, дорого коштують та менш міцні.

Труби із сплавів алюмінію легкі, гнучкі, зручні під час монтажу гідроприводів, їх застосовують за тисків до 20 МПа у гідропроводах з обмеженою масою, а також як зливні і всмоктувальні гідропроводи.

Гнучкі трубопроводи — це рукави високого тиску (РВТ). Їх застосовують для з'єднання гідроприскоїв гідроприводу, що розміщені на рухомих частинах машин, які можуть переміщуватись одна відносно одної. Рукав має внутрішній шар 1 (рис. 7.1), бавовняну облітку 2, металеву облітку 3 і 5, проміжний 4 і зовнішній 6 гумові шари. Застосовують також РВТ з внутрішньою фторопластовою трубкою.

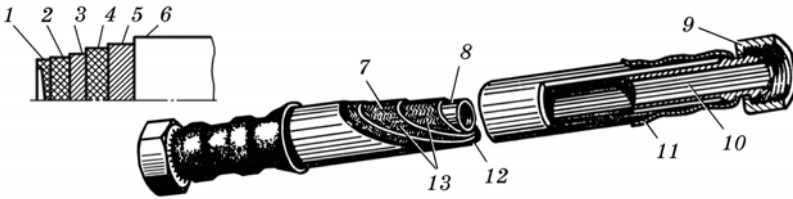


Рис. 7.1. Схема рукава:

1 — внутрішній шар; 2 і 13 — бавовняна облітка; 3, 5 і 7 — металеві облітки; 4 і 6 відповідно проміжний і зовнішній гумові шари; 8 — гумова камера; 9 — накидна гайка; 10 — ніпель; 11 — муфта; 12 — прогумована тканина

Способи запаковування рукавів в арматурі показано на рис. 7.2. На рис. 7.2, а показано спосіб затиснення рукава за допомогою закатки у профільний наконечник. Такий спосіб застосовують при тисках рідини до 16 МПа і більше. Він забезпечує надійну герметичність і допускає значні осьові навантаження. За робочих тисків до 0,5 МПа рукав нагвинчують на ніпель, що має гребінчасту поверхню (див. рис. 7.2, б).

З метою зменшення втрат тиску оливи на подолання гідравлічного опору необхідно дотримуватись певних правил монтажу РВТ (рис. 7.3).

У деяких випадках гідроприводи можуть бути безтрубними. Це тоді, коли окремі елементи гідроприводу розміщені близько один від одного або на спільній основі. В такому разі елементи гідроприводу сполучаються кана-

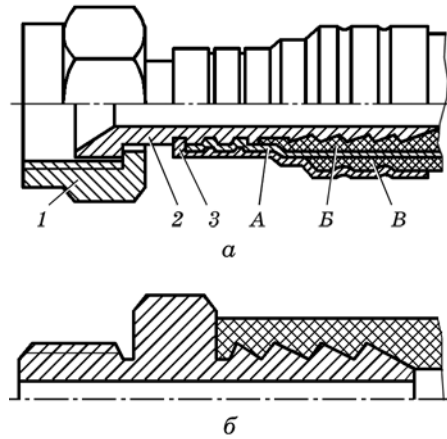


Рис. 7.2. Способи запаковування рукавів:
а — при тисках рідини до 16 МПа і більше;
б — при тисках рідини до 0,5 МПа; 1 — гайка; 2 — ніпель; 3 — муфта; А — металеві облітки; Б — внутрішній гумовий шар; В — зовнішній гумовий шар

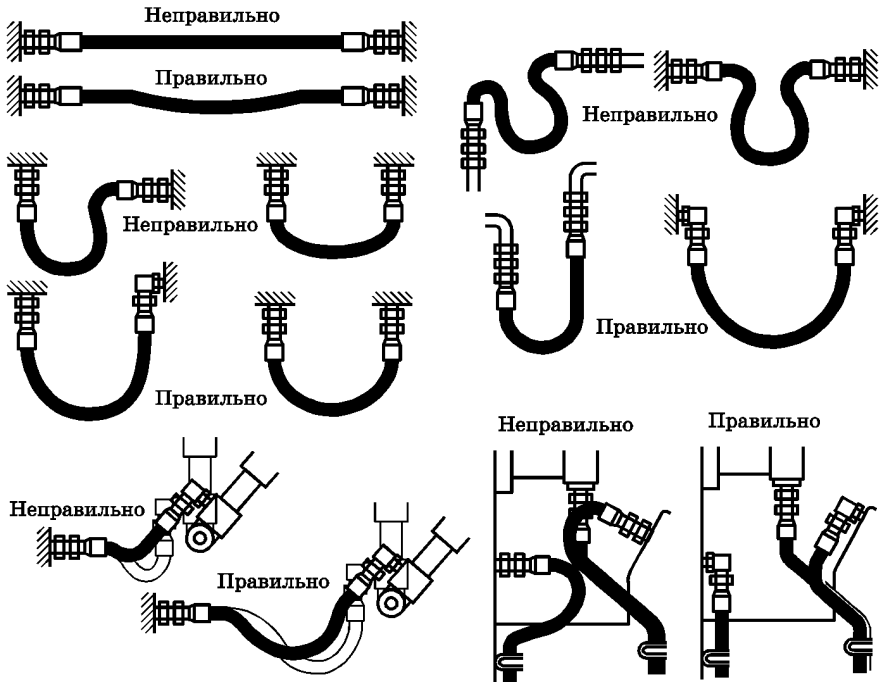


Рис. 7.3. Схеми монтажу рукавів високого тиску

лами, що виконані свердленням, штампуванням чи литвом у корпусі цих елементів або у спеціальних монтажних плитах стикового та модульного монтажу.

7.2. Трубопровідні з'єднання

Жорсткі та гнучкі трубопроводи приєднують один до одного, а також до гідромашин, гідророзподільників тощо за допомогою спеціальних деталей, які називають з'єднувальною арматурою (з'єднанням). Такі з'єднання мають бути міцними і герметичними.

З'єднання бувають нерозбірними і розбірними.

Нерозбірне з'єднання — це перехідна втулка 2 (рис. 7.4, а), яку приварюють (припаюють) до металевих труб 1. Таке з'єднання застосовують для трубопроводів, що не підлягають демонтажу.

Розбірні з'єднання нерухомі — це з'єднання за допомогою фланців, штуцерів, ніпелів тощо.

З'єднання з розвальцюванням (по зовнішньому конусу) застосовують для труб діаметром 30 – 35 мм, виготовлених із кольорових

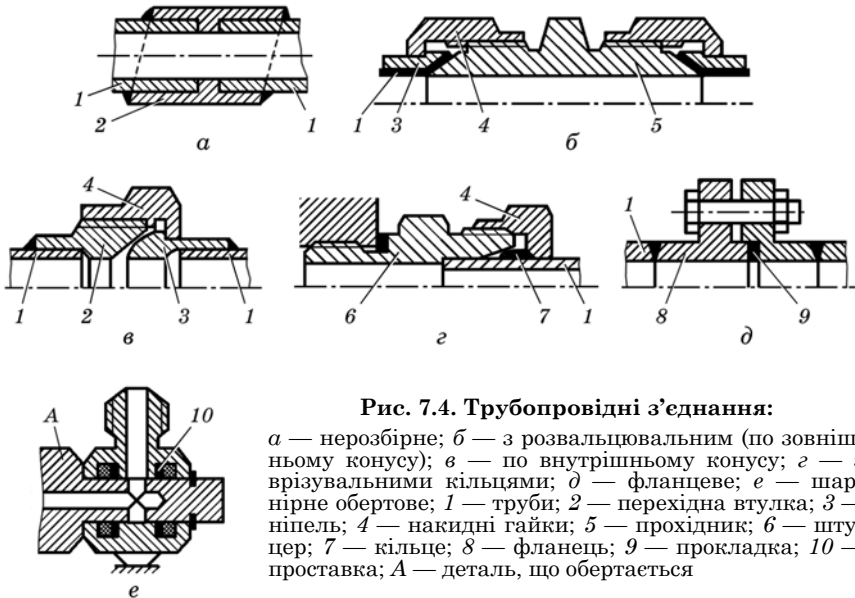


Рис. 7.4. Трубопровідні з'єднання:

а — нерозбірне; *б* — з розвальцювальним (по зовнішньому конусу); *в* — по внутрішньому конусу; *г* — з врізувальними кільцями; *д* — фланцеве; *е* — шарнірне обертове; 1 — труби; 2 — перехідна втулка; 3 — ніпель; 4 — накладні гайки; 5 — прохідник; 6 — штуцер; 7 — кільце; 8 — фланець; 9 — прокладка; 10 — проставка; А — деталь, що обертається

металів або ковкої сталі. Таке з'єднання відрізняється простотою, але має обмежене число повторних демонтувань, застосовують його при тисках не більш як 30 МПа. Труби 1 (див. рис. 7.4, б) з'єднують прохідником 5 за допомогою ніпеля 3 і двох накладних гайок 4.

З'єднання труб по внутрішньому конусу див. (рис. 7.4, в) застосовують у гідроприводах з робочим тиском до 40 МПа у разі частого демонтування трубопроводів. Герметичність цього з'єднання забезпечується контактом кулькового ніпеля 3 з конічною поверхнею втулки 2 за допомогою накладної гайки 4.

З'єднання труб з врізувальними кільцями (див. рис. 7.4, г) широко застосовують у гідроприводах, що працюють при високих тисках (до 40 МПа). Надійна герметичність забезпечується врізанням кільця 7 із твердої цементованої сталі у більш м'який матеріал труби 1. При цьому накладна гайка 4 нагвинчується на штуцер 6.

Фланцеве з'єднання трубопроводів (див. рис. 7.4, д) застосовують для труб діаметром понад 40 мм. Ущільнюють фланці 8 за допомогою м'яких прокладок 9 (мідних або алюмінієвих) або гумових кілець.

Стальні труби з'єднують з рукавами за допомогою швидкокорозійних муфт (нерухомі з'єднання) для запобігання витіканню оливи і її забрудненню при роз'єднанні. Муфти поділяють на запірні і розривні.

Запірна муфта складається з двох корпусів 4 (рис. 7.5, а) і зворотних клапанів I і II. Обидва корпуси стягують накидною гайкою 5, при цьому кульки 3, опираючись одна на одну, відходять від своїх сідел і звільняють прохід робочій рідині. Якщо накидну гайку відпустити, кульки під дією пружини щільно сядуть у сідла, перекриваючи вихід рідини із трубопроводів. Такі муфти застосовують, наприклад, при з'єднанні трубопроводів жатки і молотарки зернозбиральних комбайнів.

Докладніше будову запірної муфти розглянуто у розділі «Гідроапарати» (див. рис. 6.49).

Розривні муфти з'єднують рукави з виносними гідроциліндрами на причіпних машинах, і запобігають розриву рукавів та витіканню рідини при аварійному роз'єднанні агрегата. Корпуси 4 розривної муфти (див. рис. 7.5, б), на відміну від запірної, з'єднанні ста-

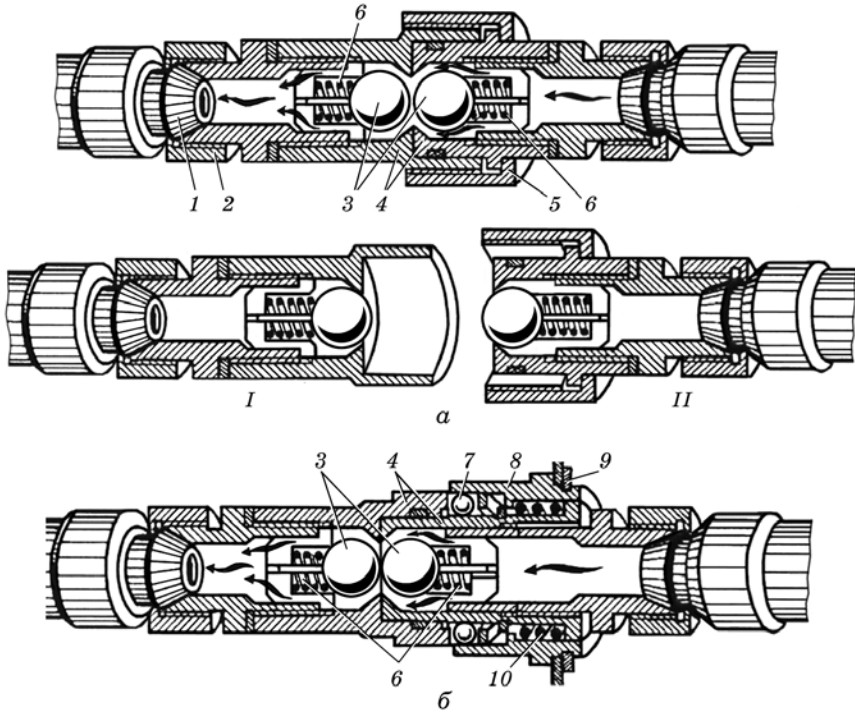


Рис. 7.5. Муфти:

а — запірна; б — розривна; 1 — ніпель; 2, 5 — накидні гайки; 3 — кульки зворотних клапанів; 4 — корпус муфти; 6, 10 — пружини; 7 — кульковий фіксатор; 8 — стакан; 9 — кронштейн; I, II — відповідно ліва і права півмуфти

каном 8 з кульковим фіксатором 7. При аварійному роз'єднанні трактора і сільськогосподарської машини рукави натягуються і при зусиллі 150 – 200 Н обидва корпуси муфт переміщуються відносно стакана до виходу кульок фіксатора 7 лівого корпусу, після чого муфта роз'єднується (див. також рис. 6.50).

Розбірні з'єднання рухомі бувають: обертовими, поворотними, телескопічними та сферичними. Такі з'єднання допускають відносне переміщення одного трубопроводу відносно іншого, забезпечуючи прохід рідини в ці трубопроводи.

На рис. 7.4, е показано шарнірне обертове з'єднання, яке застосовують у гідроприводах, наприклад варіаторів молотильних апаратів, платформ-підбирачів зернозбиральних комбайнів. Герметизація в таких з'єднаннях забезпечується гумовими кільцями із шкіряними або фторопластовими прокладками 10.

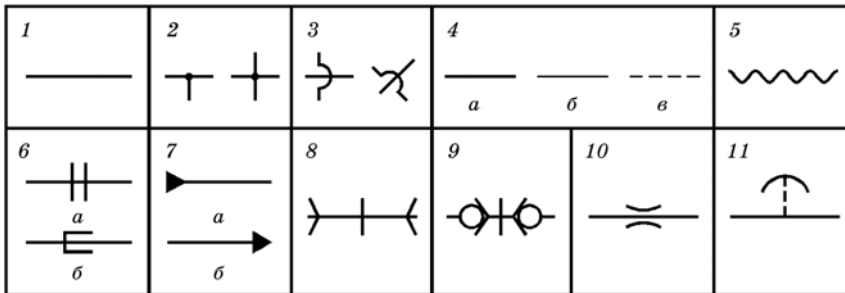


Рис. 7.6. Умовні графічні позначення елементів гідропроводів:

1 — гідропровід (загальне позначення); 2 — з'єднання гідропроводів; 3 — перехрещування гідропроводів (без з'єднання); 4 — гідропроводи: а — всмоктувальний, напірний, зливний; б — керувальний; в — дренажний; 5 — гідропровід гнучкий (рукав); 6 — трубопроводне з'єднання: а — фланцеве; б — штуцерне різьбове; 7 — гідропроводи: а — напірний; б — зливний; 8 — швидкокорознімна муфта без зворотних клапанів; 9 — швидкокорознімна муфта зі зворотними клапанами; 10 — місце гідравлічного опору у гідропроводі; 11 — місце видалення повітря з гідропроводу

Умовні графічні позначення елементів гідропроводів показано на рис. 7.6, а їх класифікацію — в дод. 10.

Запитання для самоконтролю



1. Що розуміють під поняттям «гідропровід»? 2. Класифікація гідропроводів. 3. Які використовують типи з'єднань трубопроводів? 4. Яке призначення запірної і розривної муфт? 5. Назвіть основні елементи гнучкого трубопроводу (РВТ).

8. УЩІЛЬНЮВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ

Ущільнювальні пристрої призначені для герметизації з'єднань з метою запобігання або зменшення витікання робочої рідини крізь зазори у рухомих і нерухомих з'єднаннях, а також для захисту гідравлічних порожнин від проникнення забруднювальних частинок із зовнішнього середовища.

Правильний вибір типу та матеріалу ущільнювальних пристроїв — один із важливих чинників, що визначає економічність, надійність і довговічність роботи машини, обладнаних гідроприводом. При виборі таких пристроїв враховують тиск у гідроприводі, діапазон зміни робочих температур, характер руху деталей, що стикаються, швидкість їх руху, тип робочої рідини.

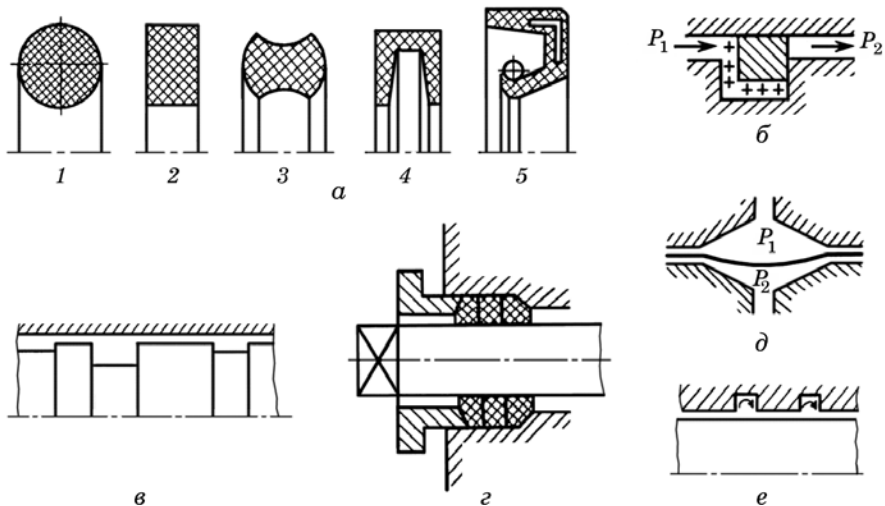


Рис. 8.1. Ущільнення:

a — еластичні: 1 — кругле кільце; 2 — прямокутне кільце; 3 — Х-подібне кільце; 4 — П-подібне кільце; 5 — манжета; *б* — механічне (чавунне кільце); *в* — безконтактне; *г* — набивне; *д* — діафрагмове; *е* — лабиринтне

Основним елементом ущільнювального пристрою є ущільнення, тобто деталь, що контактує з деталями, які стикаються, і запобігає перетіканню робочої рідини крізь зазори між цими деталями.

Ущільнення (рис. 8.1) поділяють за такими ознаками: за видом відносного руху — ущільнення нерухомих і рухомих з'єднань (обертального, зворотно-поступального, поворотного); за напрямком пружної деформації — аксіальні (торцеві) і радіальні; за конструкцією — еластичні ущільнювальні кільця, манжети, прокладки, механічні (чавунні кільця), безконтактні, діафрагмові, рідинні і лабіринтні ущільнення; за матеріалом — металеві і неметалеві.

Еластичні ущільнення (див. рис. 8.1, *a*) використовують для герметизації рухомих і нерухомих з'єднань. Кільця круглого перерізу розміщують у прямокутних канавках в обтиснутому стані. Вони надійно працюють при тисках до 35 МПа. Кільця прямокутного перерізу використовують для ущільнення поршнів або штоків з робочим тиском до 30 МПа. Х-подібні і П-подібні ущільнення рекомендують для герметизації деталей із зворотно-поступальним рухом. Іноді їх збирають у пакети по декілька штук. Такі ущільнення можуть працювати при тисках 34 – 50 МПа.

Гарантійний термін експлуатації кілець для нерухомих з'єднань із гуми групи 4 при тисках до 32 МПа і температурі 25 °С становить сім років (при температурах 50 і 70 °С — 8500 і 1800 годин відповідно); із гуми групи 2 — шість років (при температурах 50 і 70 °С — 3700 і 720 годин відповідно). Термін зберігання — 9 – 10 років. Кільця характеризуються внутрішнім діаметром d_1 (рис. 8.2, *a*) і діаметром перерізу d_2 . За монтажу кілець для ущільнення радіальних (див. рис. 8.2, *б*) рухомих або нерухомих з'єднань, а також торцевих (див. рис. 8.2, *в*) з'єднань розміри деталей, що стикаються (діаметр штока $d_{шт}$, циліндра $d_{ц}$, глибина h зенківки), вибирають такими,

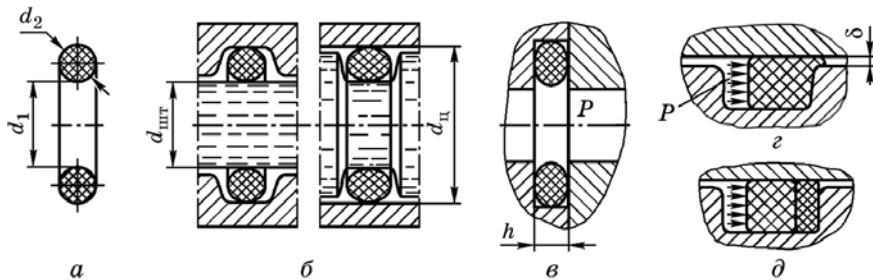


Рис. 8.2. Схема дії гумових ущільнювальних кілець:

a — гумове кільце; *б* — радіальне ущільнення шток-циліндр; *в* — ущільнення торцевих з'єднань; *г* — можливе витіснення кільця в зазор під тиском рідини; *д* — встановлення захисного кільця під гумове ущільнювальне кільце

щоб кільце деформувалось і притискувалось до ущільнювальних поверхонь. Під дією тиску P рідини (див. рис. 8.2, *з*) кільце може витискуватись у радіальний зазор δ , тому при $\delta > 0,02$ мм рекомендують встановлювати захисні кільця (див. рис. 8.2, *д*) із фторопласту, товщина яких має бути не менше ніж 1 мм, або з інших матеріалів.

Манжетні ущільнення застосовують при тисках рідини до 5 МПа, швидкостях переміщення деталей, що ущільнюються, до 3 м/с і в діапазоні температур від -50 до $+100$ °С. Манжети бувають шевронної та U-подібної форми (рис. 8.3).

Манжети шевронної форми (див. рис. 8.3, *а, б*) застосовують для герметизації поршнів і штоків гідроциліндрів. Ущільнення складається із опорного 1 і натискного 3 кілець та пакета манжет 2. Герметичність з'єднань забезпечується деформацією манжет під час монтажу і тиском робочої рідини. При підвищених вимогах до герметичності з'єднання обладнують натискною втулкою 4 або пружиною. Кількість манжет у пакеті зумовлюється робочим тиском у гідроприводі: при $P \leq 6,3$ МПа встановлюють дві — три манжети, а при $P > 6,3$ МПа — чотири — шість. Матеріал для виготовлення манжет і кілець — спеціальна бавовняна тканина, що з двох боків обгумована графітовою гумовою сумішшю. Застосовують також кап-

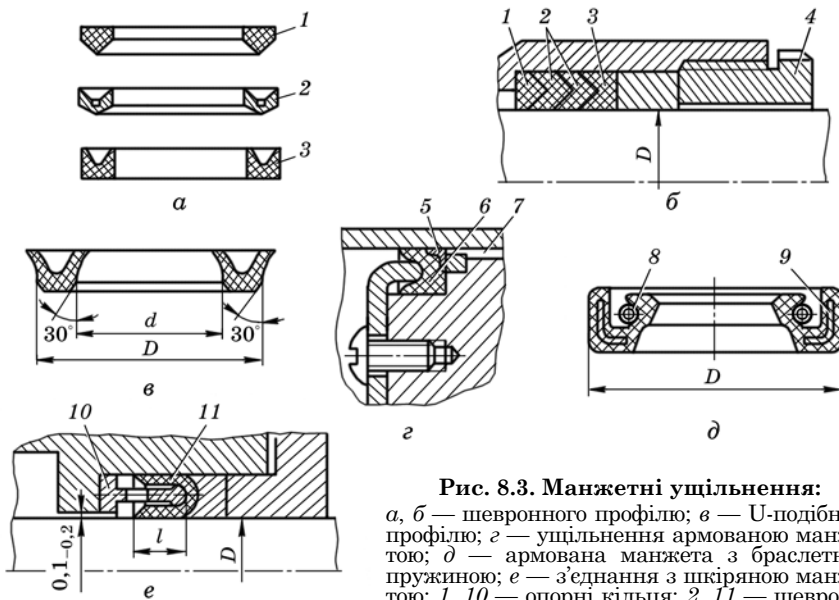


Рис. 8.3. Манжетні ущільнення:

а, б — шевронного профілю; *в* — U-подібного профілю; *г* — ущільнення армованою манжею; *д* — армована манжета з браслетною пружиною; *е* — з'єднання з шкіряною манжею; 1, 10 — опорні кільця; 2, 11 — шевронні манжети; 3 — натискне кільце; 4 — натискна втулка; 5, 9 — армувальні кільця; 6 — манжета U-подібної форми; 7 — зазор між поршнем і циліндром; 8 — браслетна пружина

рон, фторопласт, а для виготовлення кілець — ще і бронзу. Робоча поверхня кілець і манжет має бути гладенькою, без заусениць, вм'ятин і напливів. Недоліком ущільнень із манжет з шевронним профілем є громіздкість і порівняно велика сила тертя.

В ущільненнях із манжет U-подібної форми (див. рис. 8.3, в) герметизація з'єднання забезпечується контактною поверхнею манжети внаслідок її деформації під час монтажу і під дією тиску рідини. Для виготовлення манжет застосовують шкіру (при $P < 10$ МПа і $t = -20 \dots +70$ °С), спеціальні види гуми (при $P \leq 32$ МПа і $t = -35 \dots +30$ °С), поліхлорвініловий пластикат (при P до 100 МПа і $t = +3 \dots +60$ °С). Для ущільнення деталей з великим зазором, а також валів (при відсутності у порожнині, що ущільнюється, надлишкового тиску), застосовують армовані манжети різних конструкцій. Армувальне кільце 5 (див. рис. 8.3, з), що має форму рівнобічного кутника, запобігає випиранню манжети 6 в зазор 7 між поршнем і циліндром. Армовану манжету (див. рис. 8.3, д) застосовують для ущільнення валів. В цій манжеті армувальне кільце 9 розміщено всередині манжети, а для забезпечення надійного притискування до поверхні призначена спеціальна (браслетна) пружина 8. Якщо під час роботи манжетного ущільнення високий тиск рідини змінюється, то для поліпшення роботоздатності ущільнення використовують опорні кільця 10 (див. рис. 8.3, е).

При проектуванні монтажу манжетних ущільнень слід дотримуватись певних правил. Рідина має розтискувати пелюстки манжет

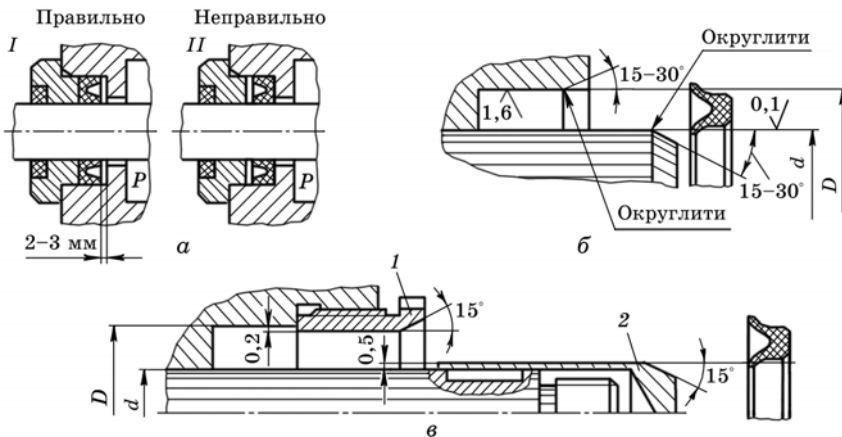


Рис. 8.4. Схема монтажу манжет:

a — розміщення манжет відносно порожнин рідини; *б* — фаски у гнізді і на штоці; *в* — розміщення монтажних втулок у корпусі і на штоці; *I* — правильно; *II* — неправильно; 1, 2 — монтажні втулки

(рис. 8.4, а, Д). Гніздо і шток повинні мати фаски (див. рис. 8.4, б та рис. 8.5, а, II), а якщо їх немає, слід застосовувати монтажні втулки 1 і 2 (див. рис. 8.4, в). Манжети, демонтовані із гнізд, як правило, не використовують. Для демонтажу використовують спеціальні отвори 1 (рис. 8.5, а).

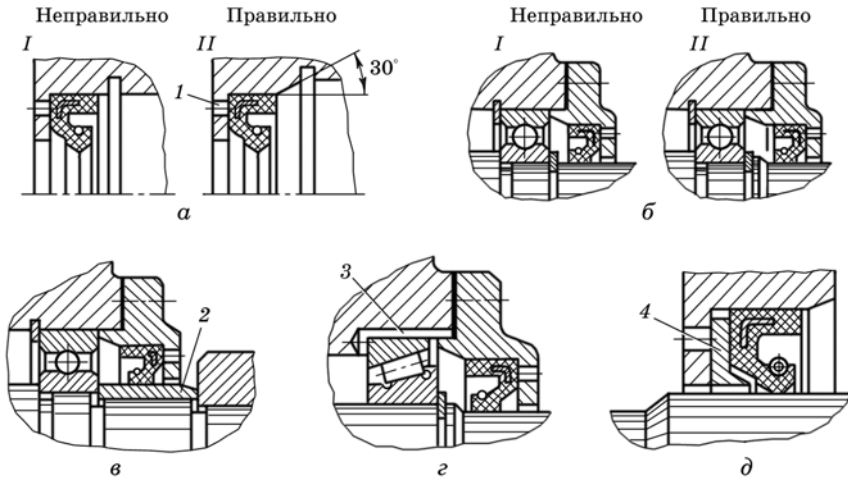


Рис. 8.5. Конструкція ущільнювальних пристроїв з армованими манжетами для валів:

а — розміщення західної фаски на гнізді; б — величина діаметрів валів під підшипник і манжету; в — розміщення захисної втулки на валу; г — розміщення каналу для відведення оливи; д — розміщення упорної шайби під манжету; 1 — отвір для демонтажу манжети; 2 — захисна втулка; 3 — канал для оливи; 4 — упорна шайба

Через посадочне місце під манжету не повинні протягуватись деталі, що можуть його подряпати. Для цього вал роблять ступінчастим (див. рис. 8.5, б).

Для полегшення ремонту ущільнювального пристрою рекомендують установлювати на вал захисну втулку 2 (див. рис. 8.5, в).

За наявності конічних підшипників слід передбачити канали 3 (див. рис. 8.5, г) для відведення оливи.

Установка упорних шайб 4 (рис. 8.5, д) дає можливість використовувати ущільнювальний пристрій за більших тисків рідини.

Рекомендовані параметри шорсткості поверхні вала — $R_a = 0,32$ мкм, твердості — HRC 49...53.

У механічних ущільненнях (див. рис. 8.1, б) ущільнювальний елемент виготовлений із металевого вуглеграфітового матеріалу або чавунного кільця. Ці ущільнення призначені для деталей зворотно-

поступального руху. При монтажу замки кожної пари суміжних чавунних кілець слід розвернути один відносно одного на 180° .

У **безконтактних ущільненнях** (див. рис. 8.1, в) герметизація створюється мінімальним зазором між деталями, що стикаються. Такі ущільнення застосовують в елементах золотник — корпус розподільників, коливальних складальних одиницях насосів і гідромоторів, клапанах тощо. При цьому діаметральний зазор має бути 3 – 5 мкм. Деталі, що виготовлені із різних матеріалів і мають неоднакові коефіцієнти розширення, встановлюють з урахуванням можливого заклинювання при нагріванні.

Набивні ущільнення (див. рис. 8.1, г) застосовують для герметизації тих середовищ, в яких швидко руйнуються еластичні ущільнення (у розчинах, гарячій воді тощо).

Діафрагмові ущільнення (див. рис. 8.1, д) виконані з еластичного матеріалу і забезпечують значну деформацію під дією перепаду тисків середовищ, що герметизуються.

Лабіринтні ущільнення (див. рис. 8.1, е) використовують на плунжерах і запірних елементах клапанів.

Будь-яке ущільнення вважається герметичним, якщо після тривалої дії тиску (для нерухомих з'єднань) або після установленної кількості переміщень (для рухомих з'єднань) витікання робочої рідини візуально не виявлено.

Запитання для самоконтролю



1. Класифікація ущільнень.
2. У яких випадках застосовують еластичні ущільнення?
3. У яких випадках застосовують манжетні ущільнення?
4. Які вимоги пред'являють до ущільнення?

9. ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ

9.1. Класифікація

Складовими одиницями об'ємного гідроприводу є: джерело гідравлічної енергії, споживач гідравлічної енергії (гідродвигун), гідроапаратура (пристрої керування) та допоміжні пристрої (кондиціонери, гідропосудини тощо). Схему класифікації об'ємних гідроприводів наведено у дод. 11.

За видом джерела енергії гідроприводи поділяють на три типи: насосний, акумуляторний та магістральний (рис. 9.1).

Насосний гідропривід (рис. 9.1, а) — це гідропривід, в якому робоча рідина подається в гідродвигун насосом, що входить до складу цього приводу, разом із з'єднаним із ним привідним двигуном, або без нього, якщо привід мускульний.

Як **привідний двигун** у насосному гідроприводі використовують електродвигуни, дизелі, карбюраторні двигуни, турбіни тощо. Залежно від типу привідного двигуна розрізняють: електронасосний гідропривід, дизельнасосний гідропривід, моторнасосний гідропривід, турбонасосний гідропривід і подібні.

Залежно від характеру циркуляції робочої рідини насосні гідроприводи бувають із замкненим потоком (рідина від гідродвигуна

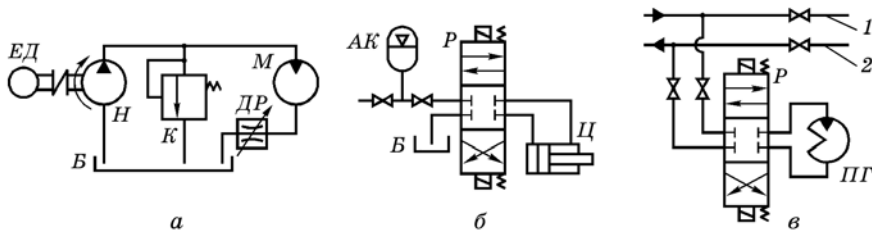


Рис. 9.1. Принципові схеми об'ємних гідроприводів:

а — електронасосного обертового руху з дросельним керуванням; б — акумуляторного поступального руху з електромагнітним керуванням пуску, реверсування і зупинки; в — магістрального поворотного руху з електромагнітним керуванням пуску, реверсування і зупинки; 1 — напірна магістраль; 2 — зливна магістраль

надходить до всмоктувального гідроприводу насоса, рис. 9.2, а) та з *розімкненням* (рідина від гідродвигуна надходить у гідробак, рис. 9.2, б).

Дизельнасосні гідроприводи широко застосовують у гідроприводах самохідних сільськогосподарських машин (комбайни КЗС-9-1, «Славутич», КЗС-1580 «Лан», коренезбиральні машини типу КС-6Б, МКК-6 та ін.).

Акумуляторний гідропривід — це гідропривід, у якому робоча рідина подається до гідродвигуна з гідроакумулятора, попередньо зарядженого від зовнішнього джерела, що не входить до складу цього приводу. Такий гідропривід застосовують, наприклад, у рулонному прес-підбирачі ПРП-1,6.

Магістральний гідропривід (див. рис. 9.1, в) — це гідропривід, в якому робоча рідина подається до гідродвигуна від гідромагістралі, що не входить до складу цього приводу. Під гідромагістраллю розуміють трубопровід, по якому робоча рідина подається від насосної станції до групи об'ємних гідроприводів не пов'язаних між собою конструктивно і які можуть бути під'єднані чи змонтовані незалежно один від одного.

За характером руху вихідної ланки гідродвигуна розрізняють гідроприводи: **обертального** (див. рис. 9.1, а), **поступального** (див. рис. 9.1, б) та **поворотного** (див. рис. 9.1, в) **руху**. Такі гідроприводи широко використовують для сільськогосподарської техніки.

Об'ємний гідропривід, в якому не передбачені пристрої для зміни швидкості вихідної ланки гідродвигуна, називають **некерованим**, а в якому є — **керованим**.

Керовані гідроприводи за способом регулювання швидкості вихідної ланки гідродвигуна поділяють на такі типи:

- з машинним керуванням — регулювання швидкості відбувається внаслідок зміни робочого об'єму насоса (рис. 9.2, а) або гідродвигуна, або обох гідромашин одночасно;
- з дросельним керуванням — швидкість регулюється дроселюванням потоку робочої рідини і відведенням частини потоку, обминувши гідродвигун (див. рис. 9.2, б);
- з машинним і дросельним регулюванням одночасно;
- з керуванням приводним двигуном — регулювання швидкості відбувається внаслідок зміни частоти обертання вала двигуна.

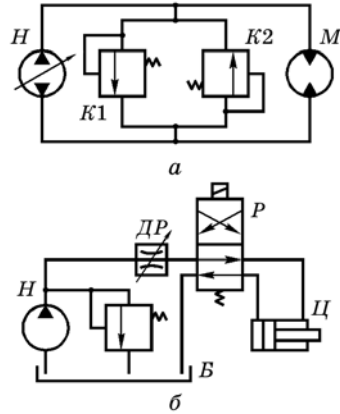


Рис. 9.2. Принципові схеми насосних об'ємних гідроприводів:

а і б — із замкнутою і розімкнутою циркуляцією робочої рідини

У гідроприводах сільськогосподарської техніки більше поширені перші два типи керованих гідроприводів.

Керовані гідроприводи бувають з ручним і автоматичним керуванням.

Гідропривід з ручним керуванням — це керований гідропривід, в якому параметрами гідродвигуна керує людина. Наприклад, гідроприводи ведучих коліс зернозбиральних комбайнів КЗС-9-1, КЗС-1580 тощо.

Гідропривід з автоматичним керуванням — це керований гідропривід, в якому керування параметрами руху вихідної ланки гідродвигуна здійснюється без втручання людини. Такий гідропривід буває *стабілізувальним, програмовим та стежним*.

Автоматично керований стабілізувальний гідропривід — це гідропривід, в якому регульований параметр руху вихідної ланки підтримується сталим, наприклад, гідропривід розкидача мінеральних добрив 1-РМГ-4 (див. рис. 6.65).

Автоматично керований програмовий гідропривід — це гідропривід, в якому регульований параметр руху вихідної ланки гідродвигуна змінюється за заданою програмою, наприклад гідроприводи металообробних верстатів або машин для точного землеробства та ін.

Автоматично керований стежний гідропривід — це гідропривід, в якому регульований параметр вихідної ланки гідродвигуна змінюється відповідно до кількісної характеристики зовнішнього, заздалегідь невідомого, впливу. Наприклад, стежні гідроприводи водіння машини для збирання цукрових буряків, кукурудзи, зернових тощо.

Щодо гідроприводів сільськогосподарської техніки, то їх поділяють за призначенням на такі гідроприводи:

- керування положенням робочих органів та елементів механізмів;
- активних виконуючих органів;
- ведучих коліс самохідних машин;
- рульових керувань;
- гальм і зчеплень;
- автоматичного регулювання режиму навантаження;
- автоматичного керування напрямку руху мобільних машин;
- валів відбору потужності.

9.2. Переваги і недоліки об'ємного гідроприводу

Широке застосування об'ємних гідроприводів пояснюється їх **перевагами** перед іншими приводами, до яких належать:

- можливість створення великих передатних відношень і безступінчастого регулювання швидкості та зусиль у широкому діапазоні;
- мала маса, що припадає на одиницю потужності (1,2 – 2,0 кг на 1 кВт);

- швидка зміна (0,03 – 0,10 с) режимів роботи (пуск, зупинка, реверс);
- момент інерції рухомих частин гідродвигунів у 5 – 6 разів менший, ніж в електродвигунах;
- можливість простого і надійного захисту виконавчих органів від надмірних навантажень при заданому силовому режимі роботи;
- простота у перетворенні руху і автоматизації процесів;
- придатність для роботи в умовах великих прискорень.

Недоліки:

- транспортування гідравлічної енергії пов'язане з великими втратами рідини і тиску порівняно з втратами в електропередачах;
- вплив температури на властивості робочого тіла (рідини), що негативно позначається на роботі гідроприводу;
- високий клас точності виготовлення деталей гідропристроїв, що ускладнює конструкцію і підвищує їх вартість.

Об'ємний гідропривід слід застосовувати там, де треба створювати велику потужність та забезпечувати швидку зміну режиму роботи, позиційну точність виконавчого органу, компактність, малу масу, високу надійність і розгалуження приводу.

9.3. Гідроприводи керування положенням робочих органів та елементів механізмів

Гідроприводи керування положенням робочих органів та елементів механізмів установлюють і фіксують робочі органи чи елементи механізмів у заданому положенні, але не передають енергії для використання корисної роботи. Наприклад, гідропривід піднімання та опускання мотовила, жатки, підбирача, переміщення рухомого шківа варіатора тощо.

Такий гідропривід складається в основному із подібних гідроагрегатів (гідропристроїв): шестеренного насоса типу НШ-32У, трипозиційного секційного золотникового розподільника з переливною секцією і ручним керуванням типу ГА-34000 або таких самих розподільників з електромагнітним чи електрогідравлічним керуванням, запобіжного клапана непрямої дії типу ГА-33000. Різняться гідропривід такого типу кількістю гідроциліндрів і величиною тиску оливи в системі (6,3; 10 і 12,5 МПа).

У причіпних, начіпних та напівначіпних машинах керують положенням робочих органів за допомогою гідросистеми трактора, тобто використовується насос 2 (рис. 9.3) і розподільник 6, що встановлені на тракторі. Проте гідросистема агрегатованих машин, крім гідродвигунів, може мати ще й інші гідроагрегати, наприклад розподільники: моноблокові типу Р-80 (косарки КТП-6), кранові (льо-

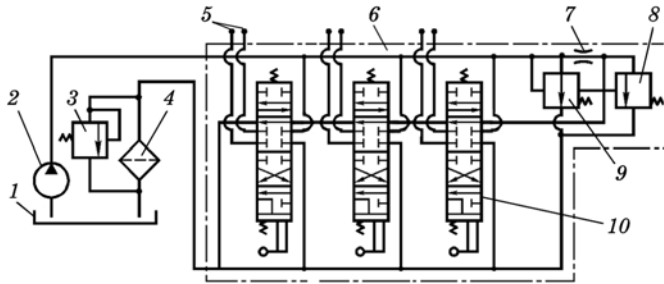


Рис. 9.3. Типова принципова схема гідросистеми трактора:

1 — бак; 2 — насос; 3 — запобіжний клапан фільтра; 4 — фільтр; 5 — виводи секції розподільника; 6 — розподільник; 7 — дросельний отвір; 8 — запобіжний клапан; 9 — переливний клапан; 10 — робоча секція розподільника

нокомбайн ЛК-4Г), а також односекційні золотникові з переливною секцією (гичкозбиральна машина БМ-6А).

Принципову схему найпростішого гідроприводу керування положенням робочого органа наведено на рис. 9.4.

Принцип дії. При встановленні запірного елемента розподільника 8 у положення «Нейтральне» (Б) рідина від насоса 1 подається в напірну лінію 3, проходить через розподільник і надходить у зливну лінію 9 і далі через фільтр 10 у бак 11.

При положенні запірного елемента розподільника «Опускання»

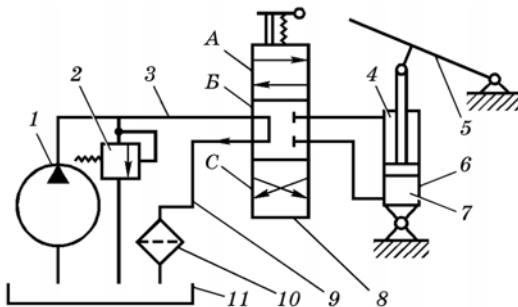


Рис. 9.4. Загальна принципова схема гідроприводу керування положенням робочого органа:

1 — насос; 2 — запобіжний клапан; 3 — напірна лінія; 4 — штокова порожнина гідроциліндра; 5 — робочий орган; 6 — гідроциліндр; 7 — безштокова порожнина гідроциліндра; 8 — розподільник; 9 — зливна лінія; 10 — фільтр; 11 — бак; А, Б і С — положення розподільника відповідно «Опускання», «Нейтральне» і «Піднімання»

(прямокутник А умовно накладають на прямокутник Б) рідина від насоса нагнітається по напірній лінії в штокову порожнину 4 гідроциліндра 6. Під дією тиску рідини поршень зі штоком, а разом з ними і робочий орган 5 опускаються вниз. Рідина із безштокової порожнини 7 гідроциліндра надходить у зливну лінію 9 через фільтр 10 і в бак.

Якщо запірний елемент розподільника знаходиться в позиції «Піднімання» (прямокутник С умовно накладають на

прямокутник *B*), стрілки прямокутника *C* вкажуть напрямок руху рідини в гідроприводі. Тобто рідина від насоса нагнітається в безштокову порожнину гідроциліндра, поршень зі штоком, а разом з ними і робочий орган піднімаються вгору. Рідина зі штокової порожнини зливається в бак.

Якщо поршень гідроциліндра займе одне із крайніх положень, а запірний елемент розподільника при цьому затримати в позиції «Піднімання» чи «Опускання», тиск в напірній лінії підвищиться. Коли він стає більшим за тиск регулювання запобіжного клапана 2, його запірний елемент відходить від сідла і рідина з напірної лінії 3 надходить у бак. Запобіжний клапан спрацьовує і в інших випадках, коли зростає опір в напірній лінії.

Гідропривід керування положенням жатки косарки-плющилки КПС-5Г (його ще називають основним) призначений для переведення змінних пристроїв (жаток, косарок) в робоче та транспортне положення. Принципову схему показано на рис. 9.5.

Бак 1 — двосекційний, встановлений з лівого боку кабіни. Менша секція призначена для гідроприводу керування положенням жатки і рульового керування. Насос 2 — шестеренний НШ-32У-Л має частоту обертання 1132 об/хв при обертах колінчастого вала дизеля Д-240 2200 об/хв.

Запобіжний клапан фільтра 4 відрегульовано на тиск 0,15 МПа. Запобіжний клапан 3 насоса непрямої дії типу ГА-33000 відрегульовано на тиск 6,3 МПа. Розподільник 5 має робочу секцію з переливним клапаном і гідрозамком. За будовою і принципом дії він подібний до розподільника типу ГА-34000.

Гідроциліндри 6 — поршневі двобічної дії (діаметр поршня 80 мм, діаметр штока — 40 мм, хід штока — 320 мм), тобто 80 × 40 – 320.

Гідропривід керування положенням робочих органів та елементів механізмів кормозбирального комбайна КСК-100 (основний) призначений для:

- піднімання і опускання змінних жаток та підбирача за допомогою двох поршневих гідроциліндрів 4 (рис. 9.6) розмірами 80 × 40 – 250;

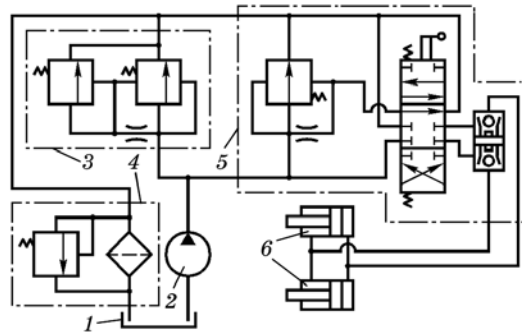


Рис. 9.5. Принципова схема гідроприводу керування положенням жатки косарки-плющилки КПС-5Г:

1 — бак; 2 — насос; 3 — запобіжний клапан; 4 — фільтр; 5 — розподільник; 6 — гідроциліндри

- підняття і опускання мотовила жатки для збирання кукурудзи за допомогою двох плунжерних гідроциліндрів 6 розмірами 40 – 360;
- повороту силосопроводу за допомогою поршневого гідроциліндра 2 розмірами 50 × 28 – 160;
- зміни положення козирка силосопроводу за допомогою поршневого гідроциліндра 11 розмірами 50 × 28 – 160;
- керування фрикційною муфтою приводу живильного апарата за допомогою поршневого гідроциліндра 8 розмірами 50 × 28 – 40.

Насос 14 — шестеренного типу марки НШ-32У-2 приводиться в рух від колінчастого вала дизеля через клинопасову передачу (одночасно і насос НШ-10Е-Л). Бак — двосекційний. Для такого гідроприводу (основного) і рульового керування використовується права секція. Секційний розподільник 10 складається із п'яти робочих секцій 9 з електромагнітним керуванням типу 44Г33-11 і переливної секції 12 з електрогідравлічним керуванням типу 64Г73-24. Запобіжний клапан 13 гідроприводу, відрегульований на тиск спрацювання 10 МПа, а запобіжний клапан фільтра бака 1 — на тиск 0,15 – 0,20 МПа.

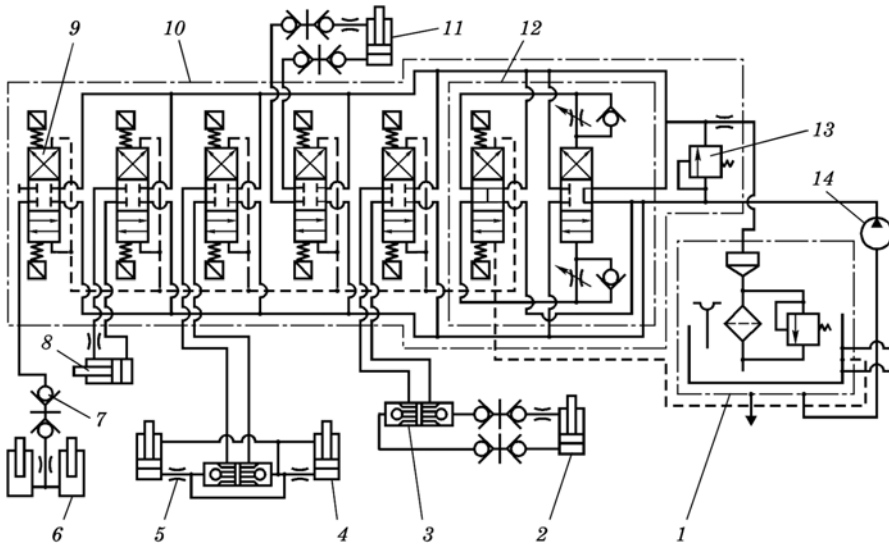


Рис. 9.6. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих органів кормозбирального комбайна КСК-100:

1 — бак; 2 — гідроциліндр повороту силосопроводу; 3 — гідрозамок; 4 — гідроциліндри механізму підняття та опускання підбирача жаток; 5 — дросель; 6 — гідроциліндри керування мотовилом жатки для збирання кукурудзи; 7 — розривна муфта; 8 — гідроциліндр керування муфтою приводу живильного апарата; 9 — робоча секція з електричним керуванням; 10 — секційний розподільник; 11 — гідроциліндр керування козирком силосопроводу; 12 — переливна секція розподільника; 13 — запобіжний клапан; 14 — насос

Гідропривід керування положенням робочих органів та елементів механізмів коренезбиральної машини КС-6Б-05 (основний) призначений для:

- піднімання і опускання копір-водіїв за допомогою поршневого гідроциліндра *1* (рис. 9.7) розмірами $45 \times 25 - 180$;
- піднімання і опускання копачів за допомогою двох поршневих гідроциліндрів *2* і *4* розмірами $80 \times 40 - 400$;
- вмикання і вимикання муфти зчеплення дизеля за допомогою поршневого гідроциліндра *11* розмірами $40 \times 25 - 160$;
- вмикання і вимикання планетарного редуктора завантажувального конвеєра за допомогою поршневого гідроциліндра *12* розмірами $40 \times 25 - 160$;
- піднімання і опускання завантажувального елеватора за допомогою двох поршневих гідроциліндрів *13* розмірами $50 \times 28 - 400$.

Бак спільний для основного гідроприводу і рульового керування має місткість 14 л. Насос *6* — шестеренний НШ-32У-2 приводиться в дію від колінчастого вала дизеля клинопасовою передачею (одночасно і насос НШ-10Е-3-Л). Секційний розподільник *10* типу ГА-34000 — шестисекційний з переливною секцією, золотниковий з ручним керуванням. Запобіжний клапан *5* типу ГА-33000 — непрямої

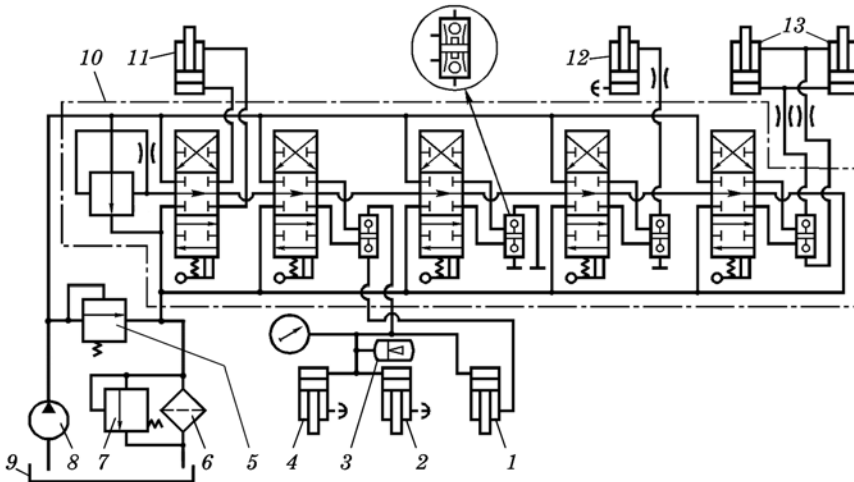


Рис. 9.7. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих органів і елементів механізмів коренезбиральної машини КС-6Б-05:

1 — гідроциліндр піднімання і опускання копір-водіїв; *2* і *4* — гідроциліндри піднімання і опускання копачів; *3* — пневмогідроаккумулятор; *5* — запобіжний клапан гідроприводу; *6* — фільтр; *7* — запобіжний клапан фільтра; *8* — насос; *9* — бак; *10* — розподільник; *11* — гідроциліндр зчеплення; *12* — гідроциліндр планетарного редуктора; *13* — гідроциліндри завантажувального конвеєра

дії, відрегульований на тиск спрацювання 9 МПа, а запобіжний клапан фільтра — на тиск 0,15 МПа. Пневмогідроакумулятор 3 забезпечує плаваюче положення копачів у робочому положенні.

Гідропривід керування положенням робочих органів та елементів механізмів коренезбиральних машин типу МКК-6 (основний) здійснюється від гідросистеми 3 (рис. 9.8) трактора МТЗ-80/80Л, яка складається з моноблокового розподільника типу Р-75, шестеренного насоса 2, бака 1 та фільтра із запобіжним клапаном.

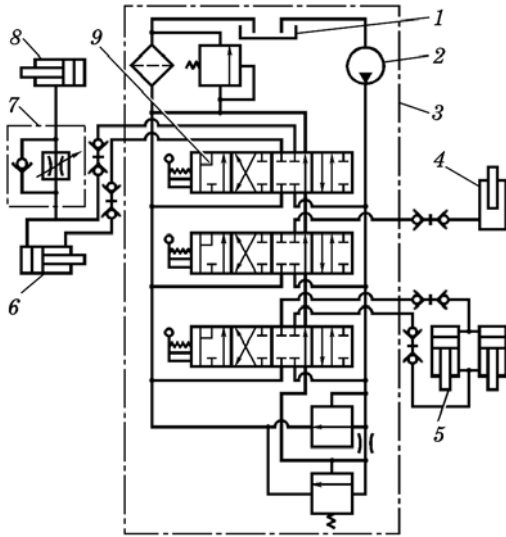


Рис. 9.8. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих органів і елементів механізмів коренезбиральної машини типу МКК-6:

1 — бак; 2 — насос; 3 — гідросистема трактора; 4 — гідроциліндр планетарного редуктора; 5 — гідроциліндри завантажувального конвеєра; 6 — гідроциліндр піднімання і опускання копир-водіїв; 7 — сповільнювальний клапан; 8 — гідроциліндр піднімання і опускання копачів; 9 — секція розподільника

під'єднані до секції розподільника.

Гідропривід керування положенням робочих і транспортувальних органів буряконавантажувача СПС-4,2А здійснюється від гідросистеми трактора МТЗ-80/80Л. В гідросистемі буряконавантажувача використані уніфіковані гідроциліндри, а також Ц40, Ц80 та Ц100. Всі вони поршневі, двобічної дії.

Піднімання і опускання копачів здійснюється гідроциліндром 8, який трубопроводами під'єднаний до лінії керування гідроциліндра 6 піднімання і опускання копир-водіїв системи автоматичного водіння. Тобто, одночасно з опусканням копачів опускаються і копир-водії. Сповільнювальний регульований клапан 7 гідроциліндра 8 забезпечує зменшення швидкості опускання копачів.

Вмикання і вимикання планетарного редуктора завантажувального конвеєра здійснюється гідроциліндром 4, що під'єднаний до виводу «Піднімання» розподільника через розривну муфту.

Переведення завантажувального конвеєра з робочого положення в транспортне і навпаки здійснюється двома гідроциліндрами 5, які також через розривні муфти

Керування гідроциліндрами здійснюється моноблоковим золотниковим розподільником трактора, який не має фіксації золотників у позиції «Опускання». Для примусового опускання виконуючих органів важелі розподільника треба утримувати рукою до закінчення операції.

Після повного опускання виконуючих органів важелі, що керують гідроциліндрами 2, 3 і 8 (рис. 9.9), необхідно повертати в позицію «Нейтральне», а важіль, що керує гідроциліндром 6, — в «Плаваюче».

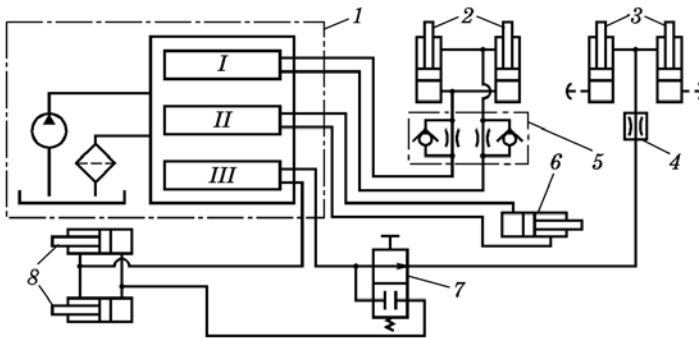


Рис. 9.9. Принципова схема гідроприводу керування положенням робочих і транспортувальних органів бурякозавантажувача СПС-4,2А:

1 — гідросистема трактора МТЗ-80/80Л; 2 — гідроциліндри піднімання і опускання нижньої рухомої рами завантажувального конвеєра; 3 — гідроциліндри керування верхньою рамою завантажувального конвеєра; 4 — дросель; 5 — сповільнювальний клапан; 6 — гідроциліндр піднімання і опускання живильника; 7 — клапан керування; 8 — гідроциліндри керування положенням підгрібальних щитків; I, II, III — золотники розподільника

Гідроциліндрами підгрібальних щитків і верхньої рами завантажувального конвеєра керують одним важелем розподільника. Для цього передбачено спеціальний клапан керування 7 з педаллю. При керуванні гідроциліндрами 8 клапан 7 потрібно натиснути вниз. При цьому перекривається подача оливи до гідроциліндрів 3, а при переведенні важеля розподільника в позицію «Піднімання» або «Опускання» відбувається закривання чи відкривання щитків.

Для керування положенням гідроциліндрів верхньої рами завантажувального транспортера педаль клапана 7 необхідно відпустити (клапан повернеться у вихідне положення). Олива від розподільника надійде під тиском у штокові порожнини гідроциліндрів 3. При положенні важеля «Плаваюче» олива надходить на злив.

Під час керування гідроциліндром 6 живильника використовують положення важеля «Піднімання» та «Плаваюче».

Гідропривід грабельного апарата бурякозавантажувача СПС-4,2А-02 призначений для керування бічними гідроциліндрами, які забезпечують піднімання і розворот грабелів при подачі во-

роху коренеплодів, а також центральними гідроциліндрами, що забезпечують піднімання та опускання грабельного апарата.

Гідропривід має автономну насосну станцію, два бічні та два центральні поршневі гідроциліндри двобічної дії.

Насосна станція складається із бака з фільтром і його запобіжним клапаном, шестеренного насоса НШ-50-2Л, розподільника Р-80-2/1-444 та комплекту трубопроводів. Використовувати іншу марку розподільника не допускається.

Буряконавантажувач має ще такі гідроприводи: ходозменшувача ГХУ-02М, автоматичного регулятора завантажування (для СПС-4,2А і СПС-4.2А-02).

Гідропривід рулонного прес-підбирача ПРП-1,6 призначений для піднімання та опускання підбирача, натягу пасів і зміни щільності пресування сіна, повернення рамки натяжного пристрою у вихідне положення після викидання рулону.

Гідропривід складається із гідросистеми прес-підбирача і гідросистеми трактора 1 (рис. 9.10) класу 1,4.

Затвори 7 призначені для роз'єднання в процесі пресування порожнин гідроциліндрів, натягу пасів і гідросистеми трактора. Затвор складається з відсічного 6 і зворотного 8 клапанів, запірними елементами яких є кульки. Відсічний клапан відкривається за тиску оливи понад 0,6 МПа, а зворотний — за значно меншого.

Регулятор тиску 10 призначений для підтримання певного тиску в поршневих порожнинах гідроциліндрів 5. Він є комбінацією напірного 12 і зворотного клапанів із кульковими запірними елементами.

Щільність пресування регулюють зміною зусилля стискування пружини напірного клапана (маховичком). При пресуванні з максимальною щільністю покази манометра 9 на повинні перевищувати 4–5 МПа.

Пневмогідроакумулятор 11 — це місткість (труба колісного ходу підбирача) з вентилям

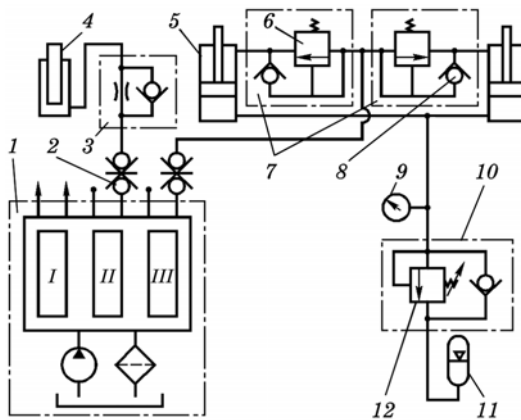


Рис. 9.10. Принципова схема гідроприводу рулонного прес-підбирача ПРП-1,6:

1 — гідросистема трактора; 2 — розривна муфта; 3 — сповільнювальний клапан; 4 — пилонжерний циліндр піднімання і опускання підбирача; 5 — поршневі гідроциліндри натягу пасів; 6 — відсічний клапан; 7 — затвори; 8 — зворотний клапан; 9 — манометр; 10 — регулятор тиску; 11 — пневмогідроакумулятор; 12 — напірний клапан; I, II, III — золотники розподільника

повітряної зарядки (0,6 – 0,8 МПа) і штуцером регулятора тиску. В трубі є отвір для контролю рівня оливи. Для його заправлення потрібно 22 л оливи.

Гідропривід повернення рамки натяжного пристрою пресувальних пасів працює так. Золотник *III* тракторного розподільника встановлюють в положення «Плаваюче». Перед початком формування рулонів гідроциліндри *5* з висунутими штоками натягують паси завдяки тиску оливи в пневмогідроакумуляторі *11*.

Під час пресування рулону штоки втягуються і олива, що витискується із поршневих порожнин, надходить через напірний клапан *12* до гідроакумулятора, підвищуючи в ньому тиск. У штокових порожнинах гідроциліндрів створюється розрідження. Після викидання рулону із пресувальної камери пресувальні паси не натягнуті. Тиск у поршневих порожнинах зменшується і напірний клапан *12* закривається. Олива, що знаходиться під тиском в пневмогідроакумуляторі, через зворотний клапан регулятора тиску надходить у поршневі порожнини гідроциліндрів, штоки яких повертають рамку пресувальних пасів у вихідне положення.

Для послаблення натягу пресувальних пасів при проведенні технічного обслуговування або усуненні несправностей золотник *III* тракторного розподільника встановлюють у робоче положення. Олива, долаючи опір пружини відсічного клапана затвора та опір поршнів, на які діє тиск зарядки пневмогідроакумулятора, переміщує штоки гідроциліндрів, послаблюючи натяг пасів.

При переведенні золотника *III* тракторного розподільника в положення «Плаваюче» тиск в штокових порожнинах гідроциліндрів падає. Олива, що знаходиться під тиском в пневмогідроакумуляторі, переміщує штоки гідроциліндрів у вихідне положення, які попередньо натягують паси. При цьому олива із штокових порожнин гідроциліндрів через зворотні клапани затворів *7* витісняється у бак гідросистеми трактора.

Піднімання і опускання підбирача здійснюється плунжерним гідроциліндром *4*, яким керують золотником *II* тракторного розподільника. В робочому положенні підбирача секцію розподільника встановлюють у положення «Плаваюче». Цим забезпечується копіювання рельєфу поля. Плавне опускання підбирача забезпечує співільнювальний клапан *3*.

Гідропривід рухомого диска шківів варіатора мотовила жатки зернозбирального комбайна СК-5М «Нива» забезпечує зміну частоти обертання мотовила під час роботи комбайна.

Принцип дії. Коли олива під тиском через штуцер *1* (рис. 9.11) нагнітається в циліндр *2*, плунжер *7* разом з хрестовиною *6* і рухомих диском *3* ведучого шківів зміщується вліво. Диск *3* і зірочка *4* зближуються і клиновий пас плавно переходить на більший діа-

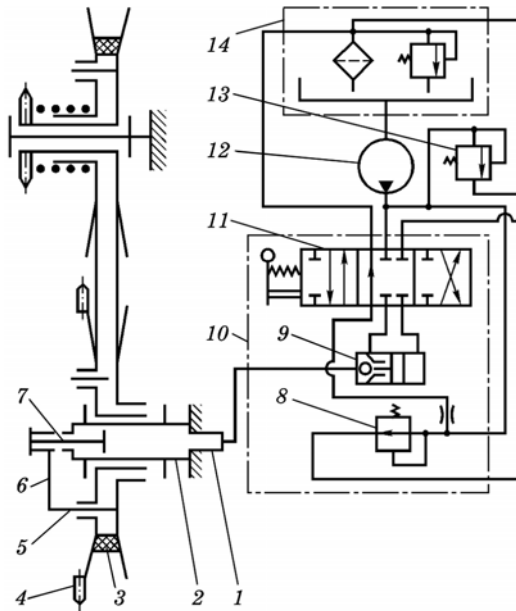


Рис. 9.11. Принципова схема гідроприводу рухомого диска шківів варіатора мотопила жатки комбайна «Нива»:

1 — штуцер; 2 — циліндр; 3 — рухомий диск ведучого шківів; 4 — зірочка; 5 — шпилька; 6 — хрестовина; 7 — плунжер; 8 — клапан переливної секції; 9 — гідрозамок; 10 — робоча секція розподільника; 11 — золотник; 12 — насос; 13 — запобіжний клапан непрямої дії; 14 — бак з фільтром і запобіжним клапаном

метр. При цьому натяг паса збільшується, завдяки чому на веденому шківі диски розводяться, стискаючи пружину, і пас плавно переходить на менший діаметр. Частота обертання веденого шківів і мотопила збільшується.

Якщо циліндр сполучають із зливоною лінією гідроприводу, пружина зводить диски веденого шківів. При цьому диск 3 і зірочка 4 ведучого шківів розводяться пасом і останній переходить на менший діаметр — частота обертання мотопила зменшується.

Варіатором керують секцією розподільника з однобічним гідрозамком 9.

Гідропривід рухомого диска шківів варіатора молотильного барабана комбайна СК-5М «Нива» призначений для зміни частоти обертання барабана під час роботи комбайна.

Варіатор складається із шківів барабана і контрприводу з рухомими і нерухомими дисками, клинового паса та гідроциліндрів з підпирними клапанами. Частоту обертання регулюють розподільником основного гідроприводу.

Штоки 4 і 16 (рис. 9.12) гідроциліндрів нагвинчені на вали 12 і 22 відповідно барабана та контрприводу і обертаються разом з ними

Рухомими елементами гідроциліндрів в осьовому напрямку є гільзи 7 і 18. Вони також обертаються разом із штоками та переміщують рухомі диски шківів.

Між гільзами і штоками розміщені напрямні втулки, в які впираються гумові манжети 6 і 9. Переміщення втулок в осьовому напрямку обмежується з одного боку буртиком штока, а з іншого —

пружним кільцем, встановленим у виточці гільзи. Гідроциліндри мають підпірні клапани 3 і 15, з'єднані зі штоками циліндрів через рухоме з'єднання 5.

Принцип дії. Коли золотник секції 26 розподільника 24 перебуває в нейтральному положенні, запірні клапани гідрозамка 25 перекривають весь гідропривід. При цьому вихід оливи з робочих порожнин 8 і 17 гідроциліндрів перекривається штоками 2 і 14 підпірних клапанів.

За переміщення золотника секції розподільника в бік зменшення частоти обертання барабана олива, що подається насосом 28, надходить в підпірний клапан (див. рис. 9.12, в), а далі в порожнину 8. Гільза 7 переміщує рухомий диск 10 і витискує пас 11. Під дією сили натягу паса рухомий диск 21 шківів контрприводу переміщується вправо. При цьому через стяжні болти 20 і тарілку 19 зміщується вправо і гільза 18, витискуючи з порожнини 17 оливу до підпірного клапана 15. З нього олива зливатиметься (див. рис. 9.12, б) через розподільник і фільтр 27 (див. рис. 9.12, а) в бак 30 лише тоді, коли тиск в ньому стане достатнім для подолання зусилля пружини 13. Зусилля пружини можна регулювати. Цим забезпечується заданий натяг паса. При переміщенні золотника секції розподільника в бік збільшення частоти обертання барабана процес повториться в зворотному напрямку.

Гідропривід керування положенням робочих органів і елементів механізмів зернозбирального комбайна типу «Дон-1500» призначений для: піднімання і опускання жатної частини; переміщення мотовила в горизонтальному і вертикальному напрямках; провертання робочих органів жатної частини у зворотному напрямку; вмикання і вимикання робочих органів молотарки та вивантажувальних шнеків бункера; переведення вивантажувального похилого шнека в робоче і транспортне положення; зміни частоти обертання мотовила і молотильного барабана; закривання клапана копнувача і відкривання заскочки клапана копнувача; вмикання і вимикання вібраційної установки.

Принципову схему такого гідроприводу наведено на рис. 9.13. Насос гідроприводу — шестеренний НШ-32-3 з робочим об'ємом 31,7 см³, об'ємною подачею 55,6 л/хв і номінальним тиском 16 МПа. Запобіжно-переливний клапан обмежує максимальний тиск у гідроприводі 12,5 МПа. Бак місткістю 25 л.

Гідропривід керування положенням робочих органів та елементів механізмів (основний) зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» (ри.9.14) призначений для: піднімання та опускання жатної частини і мотовила; зміни частоти обертання молотильного барабана, мотовила і вентилятора очистки; горизонтального переміщення мотовила; повороту вивантажувального шнека;

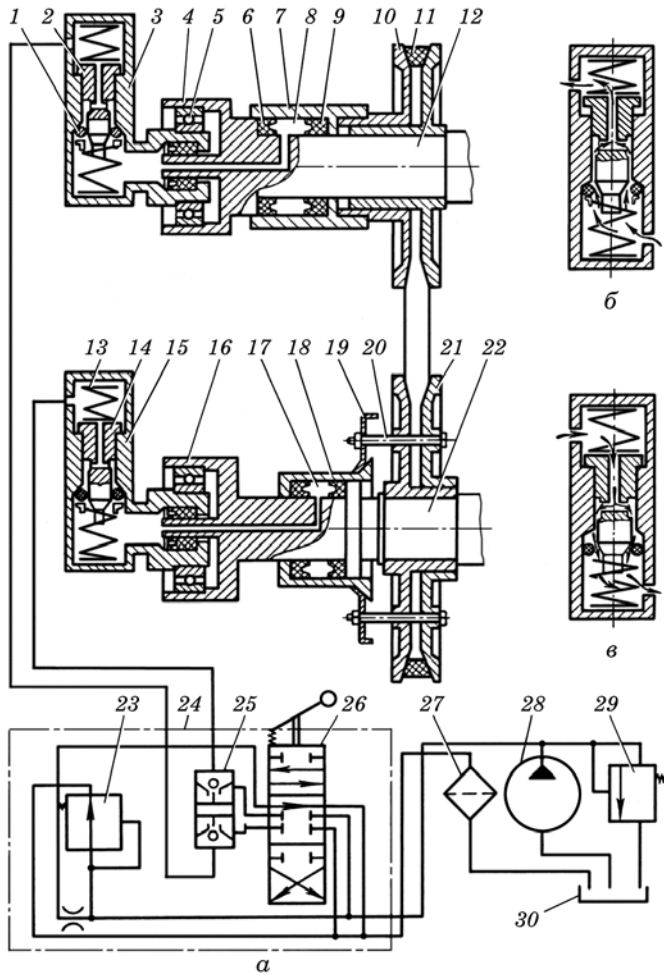


Рис. 9.12. Принципова схема гідроприводу рухомого диска шківів варіатора молотильного барабана комбайна «Нива»:

а — схема гідроприводу; *б* — зливання оливи з підпірного клапана; *в* — нагнітання оливи через підпірний клапан; 1 — гумове кільце; 2 і 14 — штоки клапанів; 3 і 15 — підпірні клапани; 4 і 16 — штоки гідроциліндрів; 5 — рухоме з'єднання підпірного клапана і штока гідроциліндра; 6 і 9 — гумові манжети; 7 і 18 — гільзи; 8 і 17 — порожнини гідроциліндрів; 10 — рухомий диск шківів барабана; 11 — клиновий пас; 12 — вал барабана; 13 — пружина; 19 — тарілки; 20 — стяжний болт; 21 — рухомий диск шківів контрприводу; 22 — вал контрприводу; 23 — переливна секція; 24 — розподільник; 25 — гідрозамок; 26 — секція розподільника; 27 — фільтр; 28 — насос; 29 — запобіжний клапан; 30 — бак

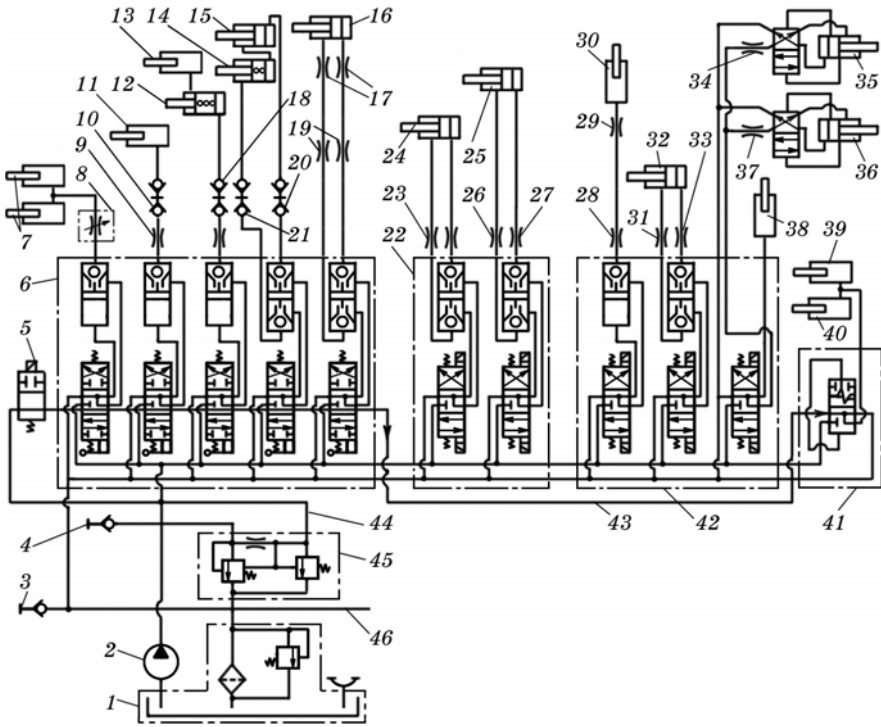


Рис. 9.13. Принципова схема основного гідроприводу комбайна «Дон-1500»:

1 — бак; 2 — насос; 3 і 4 — півмуфти; 5 — гідроклапан з електромагнітним керуванням; 6 — розподільник з ручним керуванням; 7 — гідроциліндри підняття і опускання жатної частини; 8 — дроселювальний регульований клапан; 9, 17, 19, 23, 26, 27, 28, 29, 31, 33, 34 і 37 — дроселі нерегульовані; 10, 18, 20 і 21 — з'єднувальні муфти; 11 — гідроциліндр варіатора мотовила; 12 і 13 — гідроциліндри вертикального переміщення мотовила; 14 і 15 — гідроциліндри горизонтального переміщення мотовила; 16 — гідроциліндр механізму вмикання і вимкання робочих органів молотарки; 22 — двосекційний гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням; 24 — гідроциліндр реверса жатної частини; 25 — гідроциліндр механізму вмикання і вимкання вивантажувальних шнеків бункера; 30 — гідроциліндр варіатора молотильного барабана; 32 — гідроциліндр повороту вивантажувального похилого шнека бункера; 35 і 36 — вібратори бункера; 38 — гідроциліндр відкриття засочки клапана копнувача; 39 і 40 — гідроциліндри закриття клапана копнувача; 41 — розподільник керування копнувачем; 42 — трисекційний гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням; 43 і 44 — трубопроводи лінії гідроприводу рульового керування; 45 — запобіжно-переливний клапан; 46 — трубопровід лінії гідроприводу рульового керування

вмикання і вимикання муфти зчеплення дизеля приводу молотарки; вмикання і вимикання приводу вивантажувального шнека і виконуючих органів жатної частини; реверсування виконуючих органів жатної частини; відкривання і закривання клапана копнущача; вмикання і вимикання вібраторів зернового бункера. За комплектації комбайна подрібнювачем гідропривід забезпечує роботу автозчіпки візка з комбайном.

Насос гідроприводу (*H2*) — шестеренний НШ-32-3Л має об'ємну подачу 59 л/хв. Розподільники РЕ-63 — з електромагнітним керуванням трипозиційні.

Тиск оливи в гідроприводі: номінальний (високий) — 16 МПа; номінальний (середній) — 6,3 МПа; розвантаження — 0,4 МПа. Олива марки МГС-46В або А — однакова для всіх трьох гідроприводів комбайна (основний, рульового керування, ведучих коліс). Місткість гідробаків: основного (*B3*) — 33 л; підпірного (*B1*) — 12 л; заправного (*B2*) — 25 л. Гідропривід має 10 плунжерних і 8 поршневих гідроциліндрів та два вібратори.

Основний гідропривід складається із двох блоків гідроапаратури *A2* і *A3* (рис. 9.14), насоса *H2* (зблокованого з насосом *H3* гідроприводу рульового керування), напірного фільтра *ФН1*, гідроциліндрів *Ц1* – *Ц12*, гідродроселів *ДК*, двох вібраторів *B1* і *B2*, гідробаків *B1*, *B2* і *B3* та системи гідропроводів (гідроліній). На рис. 9.14 показано канали: *P* — підведення оливи під тиском; *T* — зливні; *A* і *B* — підведення і відведення оливи від гідроциліндрів.

Принцип роботи гідроприводу такий, що за всіх режимів роботи гідроприводу витрачається мінімум енергії. Це досягається завдяки дворівневному запобіжному клапану *K3* (рис. 9.15) і трипозиційному розподільнику з електромагнітним керуванням *P15*, які забезпечують три режими роботи гідроприводу: розвантаження; середнього тиску; високого тиску.

Гідроциліндри працюють за тисків двох рівнів: за високого тиску (поворот вивантажувального шнека, піднімання жатної частини, а також горизонтального і вертикального переміщення мотовила) і за середнього (всі інші гідроциліндри).

За режиму розвантаження електромагніти *УА15* та *УВ15* розподільника *P15* перебувають у знеструмленому стані. Золотник розподільника знаходиться в середньому положенні і сполучає лінії *x* та у клапана *K3* із зливом. Запірний елемент клапана *K3* під дією тиску рідини опущений вниз. Між каналами *A* і *T* через велике утворене вікно виникає циркуляція оливи з мінімальним тиском, чим забезпечується режим розвантаження.

Режим середнього тиску забезпечується вмиканням електромагніту *УВ15*, що сполучає лінію у клапана *K3* зі входом клапана *K2*, який налагоджений на тиск 6,3 МПа. Тиск під запірним елементом клапана *K3* вирівнюється і клапан *K3* закривається.

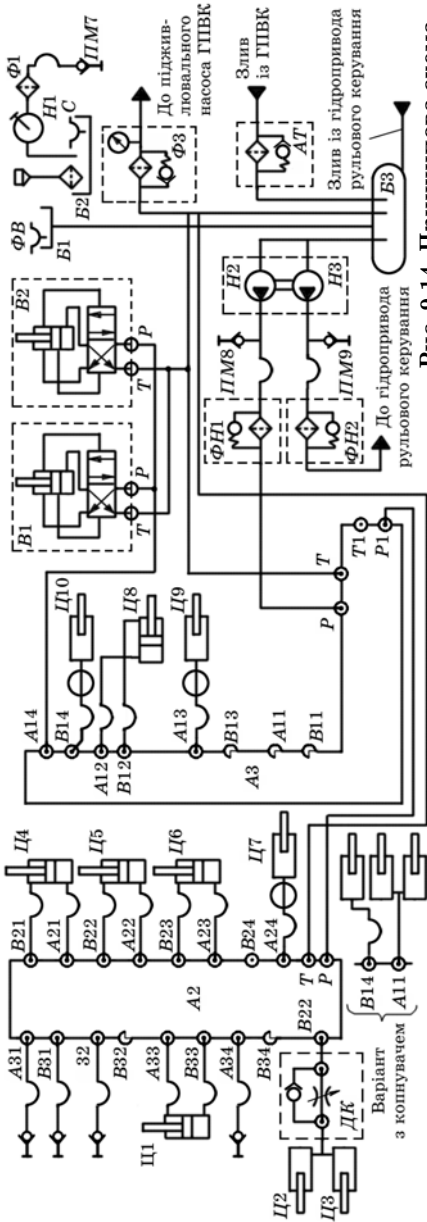


Рис. 9.14. Принципова схема основного гідропривода комбайна КЗС-9-1 «Славутич»

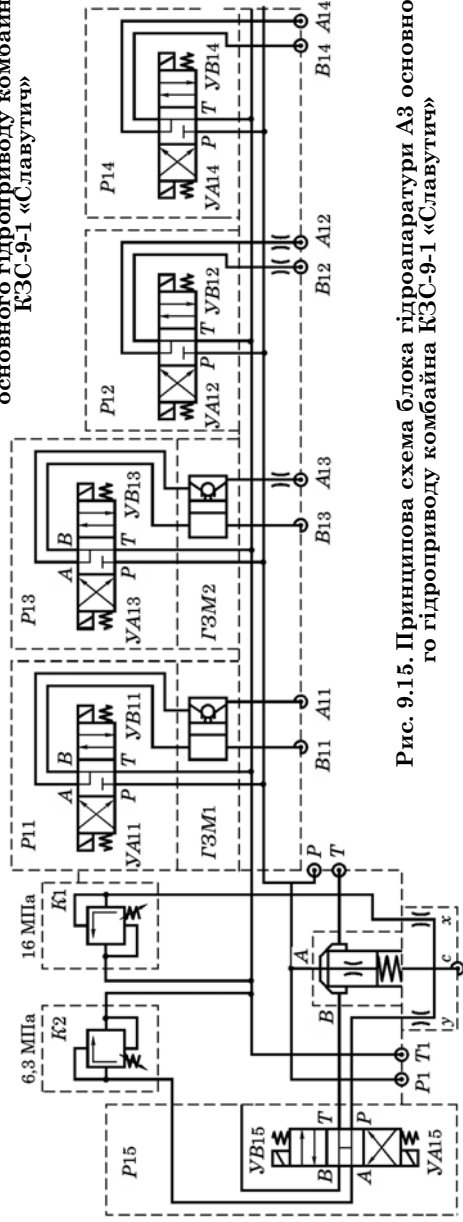


Рис. 9.15. Принципова схема блока гідропаратури А3 основного гідропривода комбайна КЗС-9-1 «Славутич»

9.1. Функції основного гідроприводу комбайна КЗС-9-1 «Славутич»

Виконувана функція	Позначення вві- мкненого елект- ромагніта	Гідродвигун
Піднімання жатної частини	УА25, УА15	Ц2, Ц3
Опускання жатної частини	УВ25, УВ15	Ц2, Ц3
Поворот вивантажувального шнека в робоче положення	УА33, УА15	Ц1
Поворот вивантажувального шнека в транспортне положення	УВ33, УА15	Ц1
Піднімання мотовила	УВ34, УА15	Ц1', Ц2'
Опускання мотовила	УА34, УВ15	Ц1', Ц2'
Винос мотовила вперед	УА31, УВ15	Ц3', Ц4'
Винос мотовила назад	УВ31, УА15	Ц3', Ц4'
Збільшення частоти обертання мотовила	УВ32, УВ15	Ц5'
Зменшення частоти обертання мотовила	УА32, УВ15	Ц5'
Вмикання приводу вивантажувального шнека	УВ21, УВ15	Ц4
Вимикання приводу вивантажувального шнека	УВ21, УВ15	Ц4
Вмикання приводу жатної частини	УВ22, УВ15	Ц5
Вимикання приводу жатної частини	УА22, УВ15	Ц5
Прямий хід реверса жатної частини	УВ23, УВ15	Ц6
Зворотний хід реверса жатної частини	УА23, УВ15	Ц6
Збільшення частоти обертання молотильного барабана	УВ24, УВ15	Ц7
Зменшення частоти обертання молотильного барабана	УА24, УВ15	Ц7
Вмикання муфти зчеплення дизеля	УА12, УВ15	Ц8
Збільшення частоти обертання вентилятора	УВ13, УВ15	Ц9
Зменшення частоти обертання вентилятора	УВ13, УВ15	Ц9
Вмикання вібраторів бункера	УВ14, УВ15	В1, В2
Вимикання розфіксації зчіпки	УА14, УВ15	Ц10
Відкривання клапана копнувача	УА11, УА14, УВ15	Ц10, Ц11, Ц12
Закривання клапана копнувача	УВ11, УВ15	Ц11, Ц12

При підвищенні тиску в лінії до 6,3 МПа клапан *K2* відкривається і надлишок оливи під тиском надходить у канал *B* і крізь проточку в канал *T*. Режим високого тиску забезпечується вмиканням електромагніту *УА15*, який вимкне з роботи клапан *K2*, сполучивши його вхід з каналом зливу *T*. Клапан *K1*, налагоджений на тиск 16 МПа, почне відстежувати підвищений тиск після вимикання клапана *K2*. При підвищенні тиску в лінії до 16 МПа клапан *K1* відкривається, пропустить оливу на злив в канал *T*. Клапан *K3* в цей період закритий. Режим високого тиску (16 МПа) вмикають тільки при вмиканні в роботу найбільш навантажених споживачів.

Щоб запустити в роботу виконуючий орган комбайна, що працює за високого тиску, потрібно спочатку подати струм на електромагніт *УА15*, який забезпечує тиск в гідролінії в межах 16 МПа, а потім подати струм на електромагніт, що вмикає подачу оливи під тиском в певний гідроциліндр виконуючого органа.

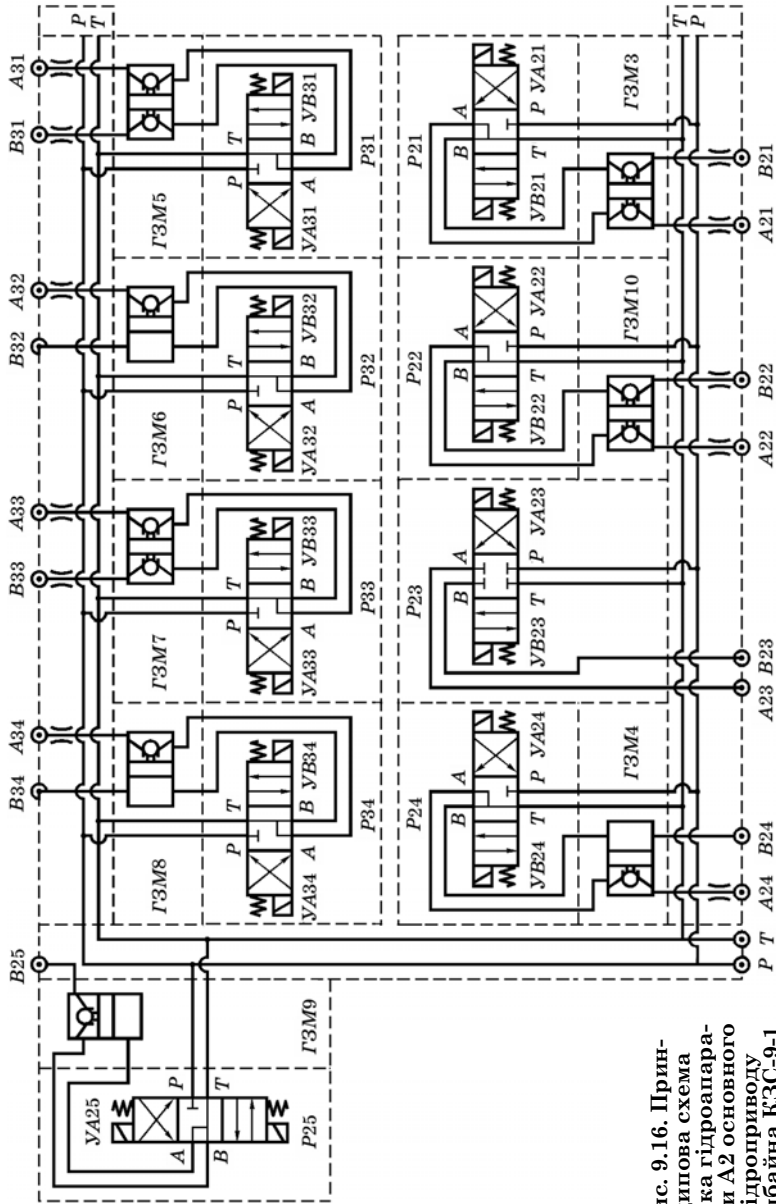


Рис. 9.16. Принципова схема блока гідроапаратури А2 основного гідроприводу комбайна КЗС-9-1 «Славутич»

В табл. 9.1 наведено обмотки електромагнітів розподільників, що вмикаються для виконання певної функції, зазначеної у графі «Виконувана функція» тим чи іншим виконуючим органом. Наприклад, функція піднімання жатної частини потребує максимальної подачі оливи в режимі 16 МПа. Тому потрібно ввімкнути обмотки УА15 і УА25, що забезпечують подачу оливи за високого тиску в циліндри жатної частини Ц2 і Ц3.

Принципову схему блока гідроапаратури А2 основного гідроприводу наведено на рис. 9.16.

Гідропривід керування положенням робочих органів та елементів механізмів (основний) зернозбирального комбайна КЗС-1580 «Лан» відрізняється від основного гідроприводу комбайна КЗС-9-1 відсутністю гідроприводів вентилятора очистки, реверса жатної частини, та варіатора мотовила. Проте передбачено гідропривід копіювання нерівностей поля жатної частини як у поздовжньому напрямку, так і поперечному.

Характерна для основного гідроприводу комбайна «Лан» наявність двох секцій шестеренних насосів з робочими об'ємами 4 см³ і 8 см³ відповідно з номінальним тиском 2,5 МПа і 16 МПа. Ці секції та ще одна секція (робочий об'єм 5 см³) шестеренного насоса для гідроприводу рульового керування приводяться в рух від вала аксіально-плунжерного насоса гідроприводу ведучих коліс. Тобто частота обертання всіх п'яти насосів (у тім числі підживлювальний насос) однаково і працюють вони синхронно з колінчастим валом дизеля.

9.4. Гідроприводи активних виконуючих органів

Забезпечують передачу енергії до робочих чи транспортувальних органів сільськогосподарської машини, необхідну для виконання безперервного або циклічно повторюваного процесу. За видом руху виконуючого механізму привід таких органів може бути обертальним (привід розкидального диска, транспортерів тощо), зворотно-поступальним (привід ковша грейферного навантажувача, кидача паків тощо) або поворотним (привід ножів проріджувача цукрових буряків ПСА-2,7).

Гідропривід розкидача мінеральних добрив КСА-3 призначений для приводу розкидального відцентрового диска і керування гідропідніжником вмикання приводу транспортера, що подає добрива на диск. Розкидач начіпний, змонтований на автомобілі ЗІЛ-ММЗ-555.

При вмиканні розподільника автомобіля робоча рідина від насоса по напірній лінії 5 (рис. 9.17) надходить до гідромотора 3, гідропідніжника 2 і до запірної клапана 4. При цьому диск починає обер-

татися, вмикається в роботу конвеєр і зливна лінія від гідромотора та гідроциліндра сполучається з баком автомобіля.

При вимиканні подачі рідини від насоса золотник клапана 4 під дією пружини займе вихідне положення, а гідромотор під дією інерційних сил диска нагнітатиме оливу у штокову порожнину гідроциліндра, вмикаючи цим самим привід транспортера.

Гідропривід основний самохідних картоплезбиральних комбайнів типу КСК-4 складається із гідроприводу активного виконуючого органу (гідроприводу вивантажувального транспортера) та керування положенням робочих органів і елементів механізмів: піднімання і опускання приймальної частини похилої секції вивантажувального транспортера, керування верхньою секцією цього транспортера, керування зчепленням дизеля.

Бак 5 (рис. 9.18) — спільний для обох гідроприводів (основного і рульового керування). В баку розміщено два фільтри 7 і 8 із запобіжними клапанами. Фільтрувальні елементи фільтрів — паперові, першу заміну яких здійснюють після 60 год роботи від початку експлуатації.

Насос 6 шестеренний НШ-32У розміщений на сталевому каркасі і приводиться в рух від колінчастого вала дизеля клинопасовою передачею (як і насос НШ-10Е гідроприводу рульового керування).

Для приводу вивантажувального конвеєра встановлено планетарний гідромотор 11 марки МГП-125. Крутний момент з вала гідромотора на ведучий вал конвеєра передається через ланцюгову передачу.

Гідропривід має п'ять поршневих гідроциліндрів двобічної дії. Керування гідроциліндрами здійснюється п'ятисекційним золотниковим розподільником 10 типу ГА-34000, який уніфікований з розподільниками машини КС-6Б.

Запобіжний клапан 9 непрямої дії типу ГА-33000 відрегульовано на тиск спрацювання 9 МПа (уніфікований з клапанами машин КПС-5Г, МКК-6, КС-6Б).

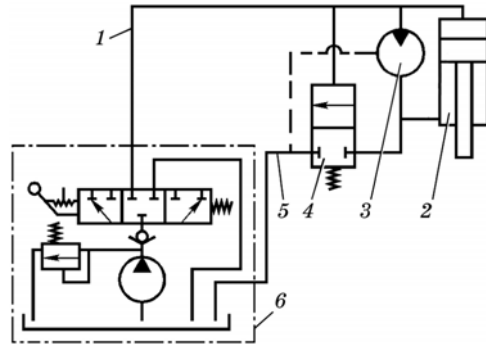


Рис. 9.17. Принципова схема гідроприводу розкидача мінеральних добрив КСА-3:

1 і 5 — гідропроводи (гідролінії); 2 — гідроциліндр вмикання приводу транспортера; 3 — гідромотор приводу розкидального диска; 4 — запірний клапан; 6 — гідросистема автомобіля

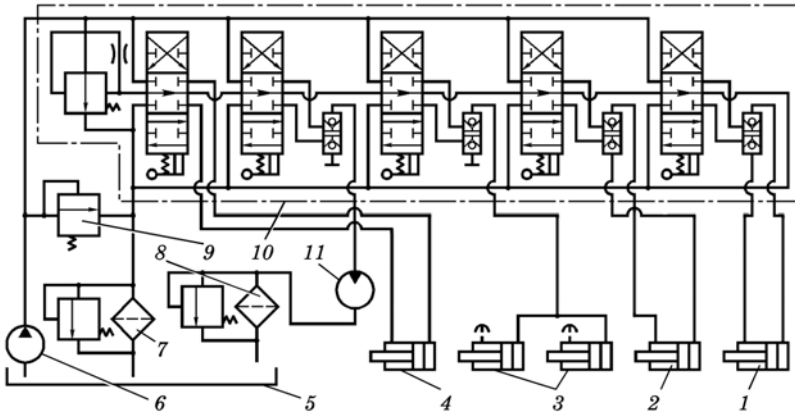


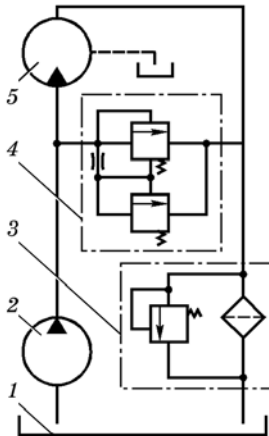
Рис. 9.18. Принципова схема основного гідроприводу самохідних картоплезбиральних машин типу КСК:

1 — гідроциліндр керування приймальною частиною; 2 — гідроциліндр керування похилою секцією вивантажувального конвеєра; 3 — гідроциліндри керування верхньою секцією вивантажувального конвеєра; 4 — гідроциліндр зчеплення дизеля; 5 — бак; 6 — насос; 7 і 8 — фільтри із запобіжними клапанами; 9 — запобіжний клапан гідроприводу; 10 — розподільник; 11 — гідромотор

У картоплезбиральному комбайні КПК-2 для приводу вивантажувального конвеєра також використовується планетарний гідромотор.

Гідропривід вивантажувальних транспортерів кукурудзозбирального комбайна КСКУ-6 призначений для приводу проміжного та вивантажувального транспортерів від одного гідромотора.

Шестеренний насос 2 (рис. 9.19), що приводиться клинопасовою передачею від вала приводу жатки, подає потік оливи до гідромотора 5, який перетворює гідравлічну енергію потоку оливи на механічну і через ланцюгову передачу приводить в дію конвеєри.



Гідропривід від перевантаження захищає запобіжний клапан непрямої дії 4, відрегульований на тиск спрацювання 10 МПа.

Рис. 9.19. Принципова схема гідроприводу вивантажувальних транспортерів кукурудзозбирального комбайна КСКУ-6:

1 — бак; 2 — шестеренний насос НШ-32-2; 3 — фільтр із запобіжним клапаном; 4 — запобіжний клапан непрямої дії типу ГА-34000Г; 5 — гідромотор ПМС-125 планетарного типу

Очищається олива фільтром 3, вмонтованим у горловину бака 1. Коли фільтр засмічується, олива перепускається запобіжним клапаном, відрегульованим на тиск 0,3 МПа, в бак без очищення.

Гідропривід причіпного кукурудзозбирального комбайна ККП-3 «Херсонець 9» складається із гідроприводу активного виконуючого органа (приводу лебідки буксирного пристрою) та гідроприводів керування положенням робочих органів і елементів механізмів: піднімання і опускання комбайна в робоче і транспортне положення, переведення дефлектора труби подрібнювача в робоче і транспортне положення і розфіксування зчіпки візка качанів.

Гідропривід виконуючих органів комбайна здійснюється від гідросистеми трактора Т-150К. Функціональний зв'язок між гідроприсроями гідроприводу показано на рис. 9.20.

Лебідка буксирного пристрою приводиться в дію гідромотором планетарного типу. Керування гідромотором здійснюється робочою секцією 4 розподільника 3 комбайна, яка під'єднана через клапан витрати 1 та розривну гідромуфту 16 до золотника I розподільника 17 трактора.

Клапан 1 обмежує витрату (25 л/хв) і максимальний тиск оливи (8 МПа), що надходить до розподільника комбайна.

У зливному трубопроводі гідромотора вмонтовано зворотний клапан 10, який запобігає зворотному руху потоку оливи у гідромо-

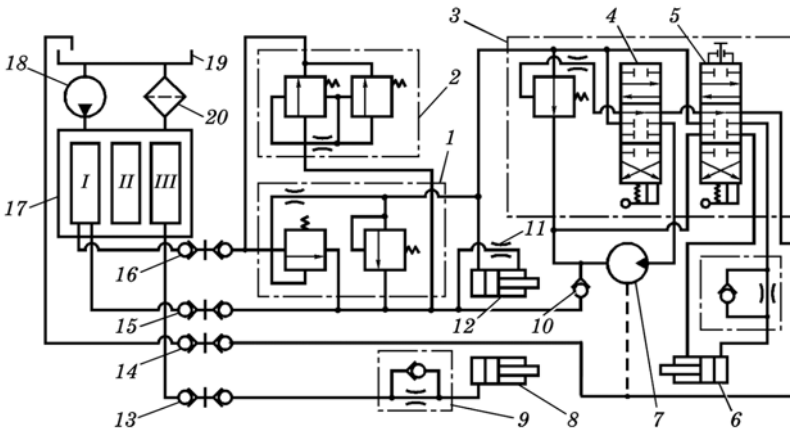


Рис. 9.20. Принципова схема гідроприводу причіпного кукурудзозбирального комбайна ККП-3 «Херсонець 9»:

1 — клапан витрати; 2 — запобіжний клапан; 3 — розподільник комбайна; 4, 5 — робочі секції розподільника комбайна; 6 — гідроциліндр дефлектора труби подрібнювача; 7 — планетарний гідромотор; 8 — гідроциліндр піднімання і опускання комбайна; 9 — сповільнювальний клапан; 10 — зворотний клапан; 11 — дросель; 12 — гідроциліндр розфіксації зчіпки візка; 13 - 16 — розривні гідромуфти; 17 — розподільник трактора; 18 — насос; 19 — бак; 20 — фільтр

тор і переливну секцію розподільника 3 комбайна при вмиканні гід­роприводу розфіксування зчіпки візка (гідроциліндра 12).

Для вмикання гідромотора важіль розподільника комбайна пе­реміщують вперед по ходу комбайна. При цьому золотник переміс­титься до упору, вал гідромотора почне обертатись і лише тоді кулач­ки муфти гідромотора почнуть входити в зацеплення з кулачками напівмуфти барабана лебідки. Важіль треба переміщувати до пов­ного вмикання лебідки в роботу.

Піднімання і опускання комбайна здійснюється гідроциліндром 8. Останній під'єднаний трубопроводами через розривну гідромуфту 13 до виводу «Піднімання» золотника III розподільника трактора і керується важелем цього розподільника. Для зменшення швидкості опускання комбайна у трубопроводі встановлено сповільнювальний клапан 9.

Переведення дефлектора труби подрібнювача у робоче й транс­портне положення здійснюється гідроциліндром 6. Керує цим цилін­дром секція 5 розподільника комбайна. Золотник цієї секції має обмежений хід, який регулюють болтом.

Розфіксування зчіпки візка виконується гідроциліндром 12 при втягуванні його штока. Штокова порожнина гідроциліндра під'єдна­на через клапан витрати 1 і розривну гідромуфту 15 до виводу «Опускання» золотника I розподільника трактора. Безштокова по­рожнина під'єднана через дросельний отвір клапана витрати 1 і розривну гідромуфту 16 до виводу «Піднімання» цього золотника I.

У контур трубопроводів гідроциліндра 12 встановлено дросель 11 і запобіжний клапан непрямої дії 2. Дросель зменшує швидкість переміщення поршня. Запобіжний клапан обмежує максимальний тиск (6,3 МПа) у цьому контурі гідроприводу.

Розфіксування зчіпки візка відбувається при переведенні важе­ля золотника I розподільника трактора у позицію «Опускання».

Гідропривід проріджувача цукрових буряків ПСА-2,7 при­значений для приводу в обмежений обертальний (поворотний) рух ножів, закріплених на вихідних валах поворотних гідродвигунів.

Функціональний зв'язок між гідроприроями гідроприводу пока­зано на рис. 9.21. Гідропристрої встановлені на рамі проріджувача. Привід насоса 3 здійснюється від ВВП трактора МТЗ-80/82. Керують поворотними гідродвигунами 14 за допомогою розподільників 10.

Робочий тиск (регульований) в напірному трубопроводі становить 8 – 10 МПа. При збільшенні тиску понад 13 МПа спрацьовує запобіж­ний клапан 4. Тиск оливи в напірному трубопроводі підтримується п'ятьма пневмогідроакумуляторами 13 високого тиску, а усунення гідравлічних імпульсів відбувається завдяки дроселям 12. Якщо тиск у напірному трубопроводі 11 досягає верхньої межі, наприклад 10 МПа, спрацьовує розвантажувальний клапан 5 і олива від насоса надходить у зливний трубопровід 18. Коли ж тиск у напірному трубо­

проводі досягає 8 – 8,5 МПа, розвантажувальний клапан закривається і олива від насоса спрямовується в напірний трубопровід.

Олива із поворотних гідродвигунів надходить в підпірний трубопровід 17. Тут підпірний клапан 6 створює підпірний тиск 1,2 – 1,6 МПа, а стабілізують цей тиск два пневмогідроакумулятори 15. Підпірний тиск необхідний для запобігання механічним ударам в з'єднаннях хомут — штовхач — поршень поворотних гідродвигунів та ударам поршнів по кришках блоків. Із підпірного трубопроводу олива надходить у зливний трубопровід 18, а далі крізь фільтр 19 у бак 1.

Після закінчення роботи проріджувача і під час монтажних робіт тиск оливи із напірного трубопроводу «скидають» за допомогою запірного клапана 7. При цьому олива зливається у бак. Замірюють тиску у напірному трубопроводі манометром, короткочасне вмикання якого здійснюють за допомогою крана 8.

Будова і принцип дії гідропристроїв гідроприводу. Бак місткістю 80 л призначений для зберігання оливи (М-10В або МГ-30, або М-8А) і її охолодження (допустима температура до 80 °С). Він має фільтр грубої очистки (на всмоктувальному трубопроводі) і тонкої — на зливному (тонкість фільтрації 63 мкм), а також бонку датчика температури.

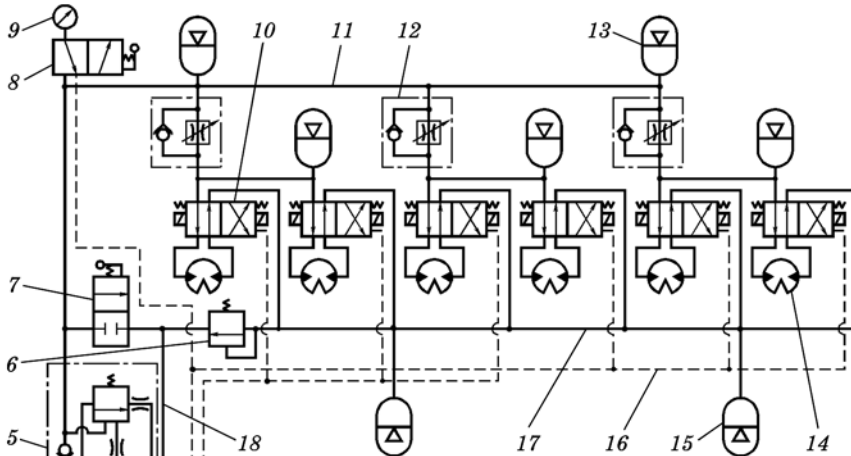


Рис. 9.21. Принципова схема гідроприводу проріджувача цукрових буряків ПСА-2,7:

1 — бак; 2, 19 — фільтри; 3 — насос; 4 — запобіжний клапан; 5 — розвантажувальний клапан; 6 — підпірний клапан; 7 — запірний клапан; 8 — кран манометра; 9 — манометр; 10 — розподільник; 11 — напірний трубопровід; 12 — дросель із зворотним клапаном; 13 — пневмогідроакумулятор високого тиску; 14 — поворотний гідродвигун; 15 — пневмогідроакумулятор низького тиску; 16 — дренажний трубопровід; 17 — підпірний трубопровід; 18 — зливний трубопровід

Насос НШ-67-Л шестеренного типу при частоті обертання вала 1000 об/хв має подачу 64 л/хв.

Поворотний гідродвигун — двопоршневий, виробництва Болгарії. Робочий об'єм 17,6 см³, кут повороту вала з ножем від вертикалі 30° в один й інший бік, номінальний крутний момент 60 Нм.

Запобіжний клапан непрямої дії, обмежує максимальний тиск (13 МПа) у всьому гідроприводі.

Підірний клапан створює підірний тиск 1,2 – 1,6 МПа у зливному трубопроводі поворотних гідродвигунів. За будовою він подібний запобіжному клапану.

Розвантажувальний клапан зменшує верхню межу тиску (10 МПа) у напірному трубопроводі і спрямовує оливу від насоса в напірний трубопровід, якщо в ньому нижня межа тиску (8 – 8,5 МПа). Він має клапани: керування, переливний і зворотний.

Дросель із зворотним клапаном призначений для усунення гідравлічних імпульсів, що спричинюються роботою поворотних гідродвигунів, а також їх взаємним впливом один на одного.

Кран манометра призначений для короточасного вмикання (кнопкою) в роботу манометра контролю тиску в напірному трубопроводі.

Заірний клапан призначений для «скидання» тиску в напірному трубопроводі при монтажних роботах і після роботи проріджувача. Керують клапаном маховичком.

Розподільник з електромагнітним керуванням встановлено на корпусі поворотного гідродвигуна. Він вмикає в роботу поворотний гідродвигун завдяки зміщенню золотника електромагнітами (12 В). Останні вмикаються за сигналом електронної системи. Електромагніти можна ввімкнути вручну за допомогою кнопки (при перевірці роботи гідродвигуна).

Пневмогідроакумулятори призначені для створення запасу оливи при досягненні заданого максимального робочого тиску за пікових навантажень гідроприводу (одночасно працюють багато поясів) і усунення гідравлічних імпульсів. У гідроприводі встановлено п'ять пневмогідроакумуляторів високого тиску (10 МПа) та два низького (1,2 – 1,6 МПа). Пневмогідроакумулятори високого тиску встановлені в лінії напірного трубопроводу, їх заряджають азотом до тиску 3,5 – 4 МПа, а низького тиску — в лінії зливного трубопроводу, їх заряджають азотом до тиску 0,5 – 0,6 МПа.

9.5. Гідроприводи рульових керувань

Рульове керування призначене для зміни і підтримування постійного напрямку руху колісних машин.

Поворот колісних машин здійснюється або зміною напрямку руху напрямних коліс (передніх чи задніх), або зміною положення однієї

частини рами (напіврами) відносно іншої.

Рульове керування, як правило, складається з рульового приводу і рульового механізму.

Рульовий привід має рульове колесо 12 (рис. 9.22) з валом, рульову сошку 7, поздовжню тягу 6, поворотний важіль 5 та рульову трапецію (поперечна тяга 4 й рульові важелі 3).

Важелі 3 жорстко з'єднані зі шворнями 2, а останні — з цапфами 1 коліс.

Рульовий механізм складається із черв'яка 10, котрий знаходиться в зачепленні із сектором 9 (ролик тощо) і вала 8 рульової сошки.

Під час обертання рульового колеса черв'як, обертаючись, повертає сектор, а одночасно і вал сошки. Остання, повертаючись, переміщує поздовжню тягу 6, та через трапецію повертає напрямні колеса. Такі рульові приводи називають механічними.

Для полегшення повороту машин і поліпшення їх маневреності використовують гідроприводи рульових керувань: гідромеханічні та гідрооб'ємні.

В **гідромеханічних рульових керуваннях** зусилля на сошці 6 (рис. 9.23, а) здійснюється не за рахунок мускульної сили оператора, а за рахунок тиску рідини, що створює насос, тобто, завдяки гідропідсилювачу 1.

За використання насоса гідропідсилювачі бувають автономної дії, коли насос живить тільки гідропривід рульового керування, та сумісної дії, коли живляться й інші споживачі.

За використання механічного приводу, як дублюючого, розрізняють схеми, які дають змогу використовувати механічний привід при непрацюючому дизелі (або при відмові гідропідсилювача), та ті, що виключають таку можливість. До перших належать машини з передніми або задніми напрямними колесами, до других — із шарнірно з'єднаною рамою, наприклад, трактори типу К-701 тощо)

Гідромеханічні рульові керування або, як їх називають ще, рульові керування з гідропідсилювачами переважно застосовують на

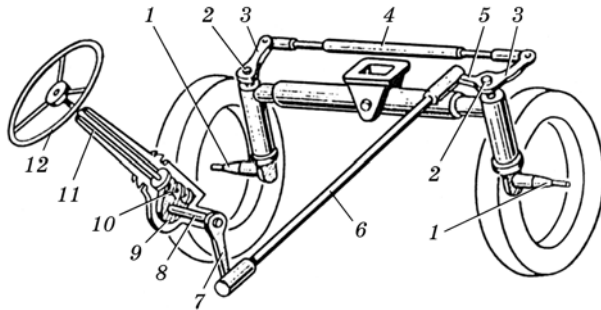


Рис. 9.22. Рульове керування колісних машин з механічним приводом:

1 — цапфа; 2 — шворні; 3 — рульові важелі; 4 — поперечна тяга; 5 — поворотний важіль; 6 — поздовжня тяга; 7 — сошка; 8 — вал сошки; 9 — сектор (ролик); 10 — черв'як (гвинт); 11 — рульовий вал; 12 — рульове колесо

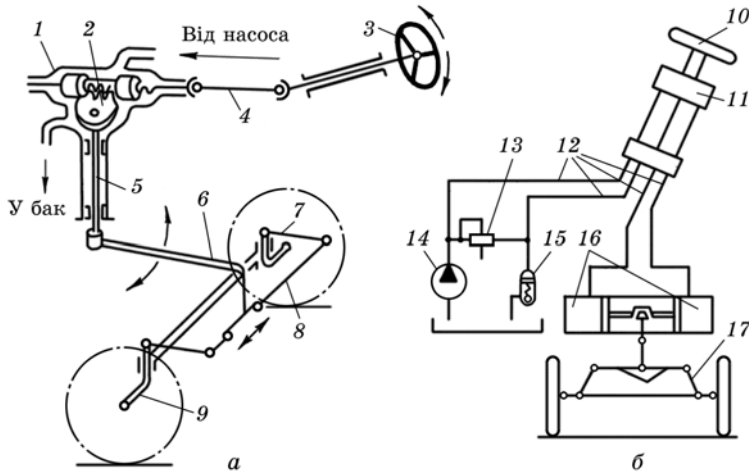


Рис. 9.23. Типи рулевих керувань з гідроприводом:

a — з гідропідсилювачем; *б* — гідроб'ємне (ГОРК); 1 — гідропідсилювач; 2 — рульовий механізм; 3, 10 — рульове колесо; 4 — карданна передача; 5 — поворотний вал; 6 — сошка; 7 — рульові важелі; 8 — поперечна тяга трапеції; 9 — цапфа колеса; 11 — насос-дозатор; 12 — гідропроводи; 13 — запобіжний клапан; 14 — насос; 15 — гідроаккумулятор; 16 — гидроциліндри; 17 — рульова трапеція тракторів і автомобілях. Застосовували такі керування і на зернозбиральних комбайнах СК-3, СК-4.

Гідромеханічні рульові керування забезпечують поворот колісних машин зміною напрямку руху напрямних коліс, наприклад, трактори МТЗ-80 і МТЗ-82, та зміною положення однієї частини рами (напіврама) трактора відносно іншої, наприклад трактори типу К-701 тощо, тобто в яких використані колеса великих розмірів.

У гідроб'ємному рульовому керуванні (ГОРК) відсутній механічний зв'язок: рульове колесо 10 — трапеція 17 напрямних коліс (див. рис. 9.23, б).

Гідравлічний підсилювач рульового керування тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82 працює так. При повороті рульового колеса черв'як 15 (рис. 9.24), спираючись на зубці сектора 19, зміщує золотник 14 в осьовому напрямку, золотник своїми буртиками відкриває чи перекриває канали так, що в одну порожнину гидроциліндра 25 олива надходить під тиском, а з іншої — витискається на злив. Поршень 1, переміщуючись в циліндрі під дією різниці тисків оливи у порожнинах А і Б, через шток 2 передає зусилля на рейку 24, сектор 19, поворотний вал 18, сошку 17 і далі на рульову трапецію напрямних коліс, що повертаються.

Коли оператор не обертає рульового колеса, осьова сила черв'яка на зубці сектора значно зменшується і золотник 14 під дією пружин 10 з

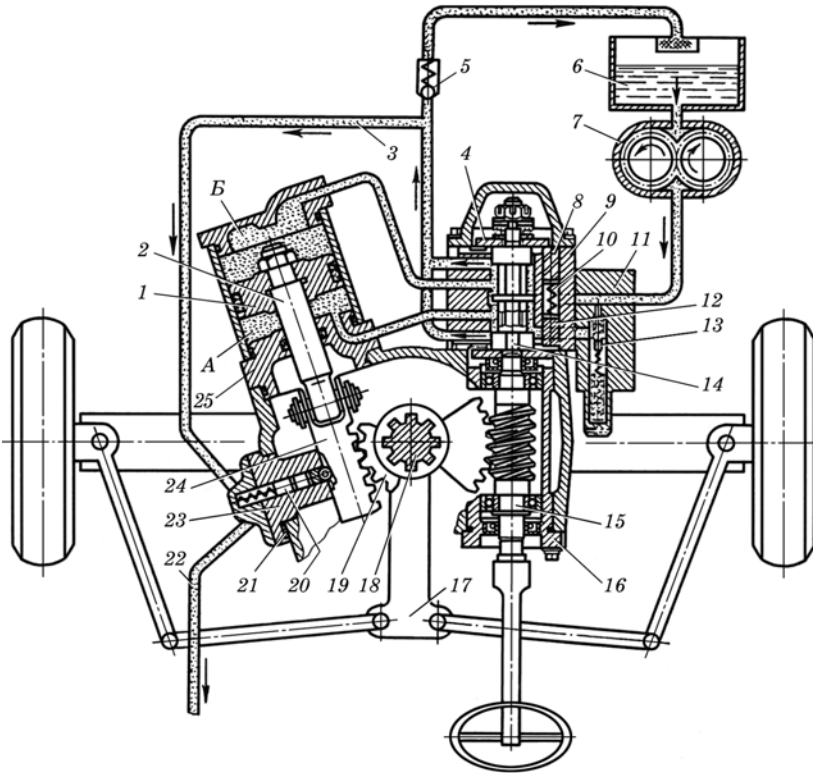


Рис. 9.24. Схема гідромеханічного рульового керування тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82:

1 — поршень; 2 — шток; 3, 22 — гідроприводи; 4 — опорна шайба; 5 — клапан; 6 — гідробак; 7 — насос; 8 і 12 — повзуни; 9 — гідророзподільник; 10 — пружина; 11 — кришка клапана; 13 — запобіжний клапан; 14 — золотник; 15 — черв'як; 16 — регульовальна втулка; 17 — сошка; 18 — поворотний вал; 19 — сектор; 20 — золотник датчика блокування; 21 — регульовальні прокладки; 23 — упор рейки; 24 — рейка; 25 — гідроциліндр; А і В — порожнини гідроциліндра

повзунами 8 і 12 встановлюється у нейтральне положення. Подача оливи в гідроциліндр, а отже, і поворот напрямних коліс призупиняється.

Таким чином, зусилля, яке оператор прикладає до рульового колеса, фактично необхідне лише для вмикання в роботу гідропідсилювача. Проте, щоб оператор «відчував дорогу», потрібно, щоб гідропідсилювач забезпечував пропорційність зусилля на рульовому колесі умовам здійснення повороту. Останнє досягається так.

При збільшенні опору повороту коліс тиск оливи в гідроциліндрі також збільшується. Водночас тиск оливи у напірній лінії і між повзунами збільшується. При цьому повзуни з більшим зусиллям при-

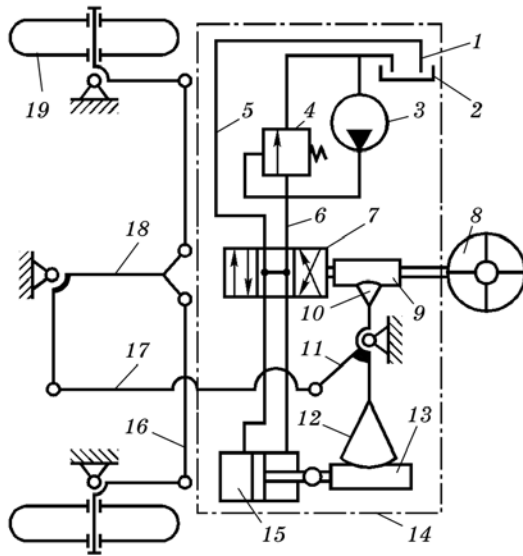


Рис. 9.25. Принципова схема гідроприводу рульового керування тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82:

1 — зливний трубопровід; 2 — бак; 3 — шестеренний насос; 4 — запобіжний клапан гідроприводу; 5 і 6 — трубопроводи; 7 — розподільник гідропідсилювача; 8 — рульове колесо; 9 — черв'як; 10 — сектор черв'ячного колеса; 11 — важіль секторів; 12 — сектор; 13 — рейка; 14 — гідропідсилювач рульового керування трактора; 15 — гідрочиліндр; 16 — поперечна рульова тяга; 17 — поздовжня тяга; 18 — двоплечий важіль; 19 — напрямне колесо

тискуються до опорних шайб 4 і для обертання черв'яка, а отже, і ру-

льового колеса необхідне більше зусилля.

На принципових схемах такі гідроприводи зображують так, як показано на рис. 9.25.

Гідралічний підсилювач рульового керування трактора типу К-701 працює так. Під час прямолінійного руху трактора золотник розподільника 1 (рис. 9.26) займає нейтральне положення, при якому всі його порожнини сполучені між собою і зливом. Тому олива, що надходить від насоса, спрямовується в гідробак 5. При цьому запірні елементи гідрозамка 11 запирають порожнини гідрочиліндрів 10, які запобігають довільній зміні напрямку руху трактора. Тяга стежного пристрою 8 розвантажена від зовнішніх сил.

Поворот рульового колеса на деякий кут викликає осьове зміщення черв'яка і золотника розподільника, оскільки сектор в цей момент нерухомий внаслідок жорсткого його зв'язку через стежний пристрій із задньою напіврамою трактора. Осьове зміщення золотника призводить до стиску центральних пружин, в результаті чого до рульового колеса слід прикласти деяке зусилля.

При зміщенні золотника, наприклад вліво, порожнина *Д* перекрита, а олива із порожнини *В* надходить у порожнину *Г* і далі в порожнину *Е* гідрозамка. Під тиском оливи правий запірний елемент гідрозамка відходить від свого сидла і зміщується вправо, а штовхач відтискує лівий запірний елемент гідрозамка. При цьому олива під тиском надходить у штокову порожнину одного циліндра і в безштокову — іншого, одночасно олива зливається із протилежних порожнин циліндрів в порожнину *С* гідрозамка, а далі через порож-

нини *Б* і *А* розподільника в гідробак. Внаслідок цього поршні циліндрів переміщуються (один вперед, а інший назад), напіврамами зміщуються і відбувається поворот трактора. Стежний пристрій *8*, діючи на сошку, повертає золотник розподільника в нейтральне положення. Кутове переміщення напіврамами трактора автоматично призупиняється. Для подальшого повороту трактора необхідно продовжувати обертати робоче колесо.

При зміщенні золотника вправо поворот трактора здійснюється аналогічно, тільки у зворотному напрямку.

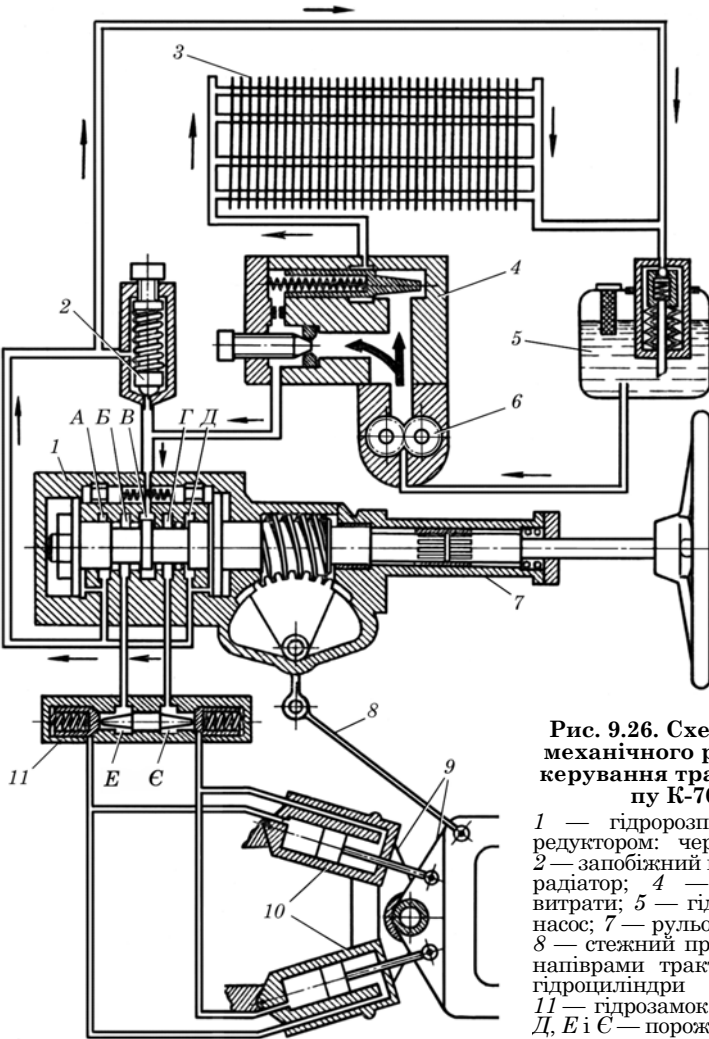


Рис. 9.26. Схема гідромеханічного рульового керування трактора типу К-701:

1 — гідророзподільник з редуктором: черв'як-сектор; *2* — запобіжний клапан; *3* — радіатор; *4* — регулятор витрати; *5* — насос; *7* — рульова колонка; *8* — стежний пристрій; *9* — напіврамы трактора; *10* — гідроциліндри повороту; *11* — гідрозамок; *А, Б, В, Г, Д, Е і Є* — порожнини

Гідропідсилювачі рульових керувань сприяють підвищенню безпеки руху, оскільки при виході із ладу шини підсилювач постійно утримує напрямні колеса в заданому напрямку руху. Крім цього підсилювачі мають здатність сприймати удари напрямних коліс об нерівності дороги і цим самим захищають рульові колеса і руки оператора від поштовхів.

Гідрооб'ємні рульові керування (ГОРК) широко застосовують у самохідних сільськогосподарських машинах, а останнім часом і в тракторах.

Принцип дії. При працюючому дизелі (шестеренний насос 14 працює, див. рисунок 9.23, б) рульове колесо 10 оператор не обертає, золотник розподільника знаходиться в нейтральному положенні, олива від шестеренного насоса надходить до насоса-дозатора 11, а від нього до гідроаккумулятора 15 (якщо такий є) і далі у гідробак. Порожнини гідроциліндрів 16 заперті поясками золотника розподільника.

При обертанні рульового колеса золотник розподільника насоса-дозатора зміщується, забезпечуючи подачу оливи під тиском від шестеренного насоса у відповідну порожнину гідроциліндра, пропорційно куту повороту рульового колеса. Шток поршня, котрий механічно шарнірно з'єднаний з рульовою трапецією 17 напрямних коліс, рухаючись, змінює напрямок руху коліс. Зусилля на рульовому колесі незначне.

Коли дизель не працює, а оператор обертає рульове колесо, насос-дозатор працює в режимі насоса, перекачуючи оливу у відповідну порожнину гідроциліндра, напрямні колеса повертаються. Зусилля на рульовому колесі значне.

Докладніше будову і принцип дії ГОРК окремих самохідних сільськогосподарських машин і тракторів наведено нижче.

Гідропривід рульового керування косарки-плющилки КПС-5Г складається із бака, шестеренного насоса НШ-10Е, планетарного насоса-дозатора типу ГА -36000, запобіжного клапана непрямої дії типу ГА-33000, розподільника золотникового з гідравлічним керуванням типу ГА-35000, поршневого гідроциліндра двобічної дії та трубопроводів.

Будову та роботу гідроприводу показано на рисунку 9.27 (а розподільника див. рис. 6.24).

При працюючому двигуні машини і коли оператор не обертає рульове колесо золотник розподільника 30 (див. рис. 6.24, а) знаходиться в нейтральному положенні. Олива, що засмоктується шестеренним насосом, нагнітається в напірну лінію 24 розподільника. Далі вона надходить в кільцеву розточку 13 корпусу і по каналу 27 в кільцеву розточку 6, потім по кільцевих виточках 5 і 14 золотника в кільцеві розточки 4 і 15 корпусу, а з них по каналу 11 в зливну лінію 18, а потім крізь фільтр у бак. При цьому розточки 8 і 10, які

сполучені з порожнинами гідроциліндра, перекриті буртиками 26 і 28 золотника.

За обертання рульового колеса, наприклад, вправо, і при працюючому двигуні машини, олива насосом-дозатором перекачується з порожнини 3 в порожнину 16 розподільника. Золотник під дією різниці тисків переміститься вліво. Олива від насоса через радіальний 33 і осьвий отвори золотника надходить в порожнину 3 розподільника, а з неї по трубопроводу 2 до насоса-дозатора. Насос-дозатор перекачує оливу по трубопроводу 17 в порожнину 16 розподільника. З порожнини 16 розподільника олива по осьовому каналу 35 та радіальному отвору 34 далі через виточку 12 золотника, розточку 10 корпусу, по трубопроводу 21 надходить у штокову порожнину гідроциліндра. З безштокової порожнини олива по трубопроводу 22 через розточку 8 корпусу, виточку 9 золотника і зливний трубопровід 18 надходить у бак.

Оскільки олива до всмоктувальної лінії насоса-дозатора надходить від насоса НШ-10Е під високим тиском, то для нагнітання оливи в гідроциліндр не потрібно великого зусилля на валу насоса-дозатора (рульовому колесі). Таким чином, при працюючому двигуні комбайна насос-дозатор виконує тільки функцію дозувального пристрою, тобто узгоджує швидкість повороту керованих коліс зі швидкістю обертання рульового колеса.

Якщо в порожнину 3 розподільника оливи з насоса НШ-10Е надходить більше, ніж відкачується насосом-дозатором (подача насоса-дозатора пропорційна швидкості обертання рульового колеса), то тиск у порожнині 3 зростає і під дією цього тиску золотник переміститься вправо, прикриваючи буртиком 29 потік оливи від насоса НШ-10Е в порожнину 3. Якщо в порожнину 3 від насоса НШ-10Е оливи надходить менше, ніж відкачується насосом-дозатором, то різниця тисків в порожнинах 16 та 3 збільшується, і золотник, до-

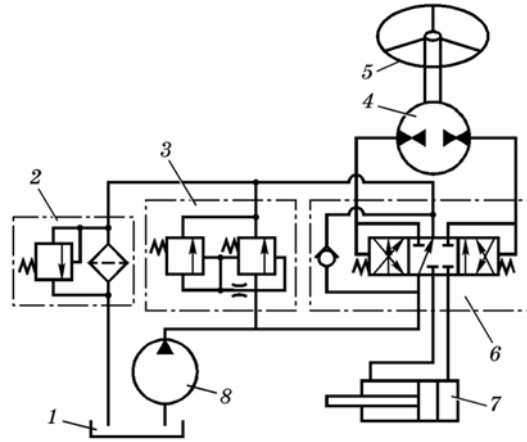


Рис. 9.27. Принципова схема гідроприводу рульового керування косарки-плющилки КПС-5Г:

1 — бак; 2 — фільтр із клапаном; 3 — запобіжний клапан; 4 — насос-дозатор; 5 — рульове колесо; 6 — розподільник; 7 — гідроциліндр; 8 — шестеренний насос

лаючи зусилля пружини 31, переміститься вліво і буртиком 29 перепускатиме більше оливи від насоса НШ-10Е в порожнину 3.

При повороті рульового колеса вліво гідропривід працює аналогічно (див. рис. 6.24, в).

Якщо двигун машини не працює і насос НШ-10Е не нагнітає оливи, поворот керованих коліс можливий за рахунок мускульної енергії оператора. Так, за обертання рульового колеса, наприклад, вправо, олива насосом-дозатором перекачується з порожнини 3 в порожнину 16 розподільника. Золотник під дією різниці тисків, створеної насосом-дозатором, переміститься вліво (див. рис. 6.24, з). Олива зі зливної лінії 11 розподільника через розточку 4, відкритий кульковий зворотний клапан 36, розточку 6 корпусу, виточку 7, по радіальному 33 і осьовому 32 отворах золотника, через порожнину 3 розподільника і трубопровід всмоктуватиметься насосом-дозатором. Потім олива нагнітається насосом-дозатором в порожнину 16 розподільника, далі по осьовому каналу 35, радіальному отвору 34, через виточку 12 золотника, розточку 10 корпусу, по трубопроводу 21 надходить у штокову порожнину гідроциліндра. З поршневої порожнини олива по гідропроводу 22, через розточку 8 корпусу, виточку 9 золотника надходить у зливну лінію 11 розподільника. Тобто, коли двигун машини не працює, насос-дозатор виконує функцію насоса.

При повороті рульового колеса вліво гідропривід працює аналогічно (див. рис. 6. 24, д)

Гідроприводи рульових керувань машин типу КСК-4, СКТ-2 та зернозбиральних комбайнів «Нива», «Снісей» мають таку саму будову і принцип дії, як і гідропривід КПС-5Г. Відмінності є лише в розміщенні гідроагрегатів на конкретній машині та в конструкції з'єднувальних трубопроводів.

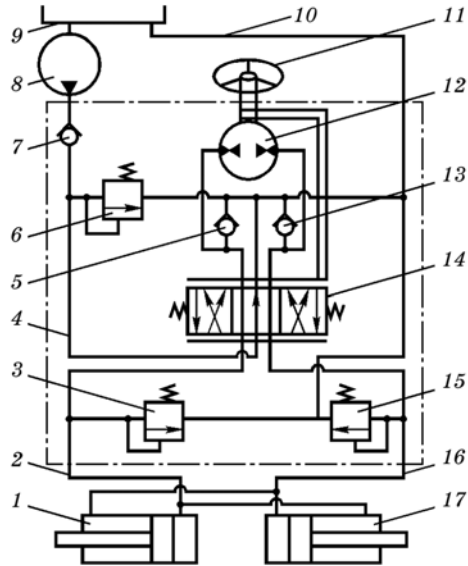
Гідропривід рульового керування кормозбирального комбайна КСК-100А складається із бака (права секція), шестеренного насоса НШ-10Е-Л, планетарного насоса-дозатора типу ХУ-85 (виробництва Болгарії) з дроселювальним розподільником, запобіжними і зворотними клапанами, що розміщені в єдиному блоці, двох поршневих гідроциліндрів двобічної дії та комплекту трубопроводів.

Прямолінійному переміщенню машини відповідає рух оливи по такій лінії: бак 9 (рис. 9.28) — шестеренний насос 8 — зворотний клапан 7 — нагнітальна лінія 4 — дроселювальний розподільник 14 — зливна лінія 10 — бак. При цьому лінії 2 і 16 порожнин гідроциліндрів 1 і 17 роз'єднані із зливною лінією завдяки зворотним клапанам 5 та 13 і олива утримує задане положення поршнів, а через них — керовані колеса комбайна.

При працюючому шестеренному насосі і обертанні рульового колеса 11 за стрілкою годинника (чи проти) приблизно на кут 6° золотник дроселювального розподільника 14 зміститься, наприклад, вправо. При цьому олива від шестеренного насоса надходить справа

Рис. 9.28. Принципова схема гідроприводу рульового керування комбайна КСК-100А:

1 і 17 гідроциліндри; 2 і 16 — гідролінійні гідроциліндрів; 3 і 15 — запобіжні клапани прямої дії гідроциліндрів; 4 — нагнітальна лінія шестеренного насоса; 5, 7 і 13 — зворотні клапани; 6 — запобіжний клапан непрямої дії гідроприводу; 8 — насос НШ-10Е-Л; 9 — бак; 10 — зливна лінія; 11 — рульове колесо; 12 — насос-дозатор ХУ-85; 14 — дроселювальний розподільник



до насоса-дозатора і його сателіт починає обертатися в режимі гідромотора. Із насоса-дозатора олива під тиском надходить у поршневу порожнину гідроциліндра 1, а з штокової порожнини цього циліндра у поршневу гідроциліндра 17. Із штокової порожнини цього гідроциліндра олива витісняється по лінії 2 через золотник, лінію 10 і в бак. При надходженні в гідроциліндри дозованої кількості оливи, що дорівнює добутку робочого об'єму насоса-дозатора на кут повороту рульового колеса, поршні гідроциліндрів переміщуються на певну величину, повертаючи керовані колеса. Якщо припинити обертати рульове колесо, золотник дроселювального розподільника повернеться у нейтральне положення.

При повторному повороті рульового колеса описаний процес повториться. Золотник, обертаючись, безперервно «стежить» за обертанням вхідного вала насоса дозатора.

Якщо обертати рульове колесо при положенні керованих коліс в упорі, то олива перепускатиметься запобіжним клапаном 6 (тиск спрацювання 10 МПа). При зустрічі керованих коліс з перешкодами дороги сила опору збільшиться, в порожнинах гідроциліндрів створюється підвищений тиск, який обмежується запобіжними клапанами прямої дії 3 і 15, відрегульованими на тиск 10 МПа.

У разі аварійної відмови дизеля чи насоса НШ-10Е-Л рульове керування автоматично переключається на ручний режим роботи, тобто під дією зусилля оператора насос-дозатор нагнітає оливу в гідроциліндри. Олива надходить в насос-дозатор із зливної лінії 10 через зворотні клапани 5 або 13, а також з певних порожнин гідроциліндрів. Зворотний клапан 7 при цьому запирається і перекриває надходження оливи до насоса НШ-10Е-Л.

Гідропривід рульового керування коренезбиральної машини КС-6Б складається із бака, шестеренного насоса НШ-10Е-3-Л, запобіжного клапана непрямої дії типу ГА-33000, планетарного насоса-дозатора типу «Перимат» з ротаційним розподільником, запобіжним і зворотними клапанами, спареного гідроциліндра керування напрямними колесами, розподільника автомата водіння та комплекту трубопроводів і тяг.

Бак зварної конструкції циліндричної форми місткістю 14 л. Запобіжний клапан типу ГА-33000 непрямої дії 12 (рис. 9.29) відрегульований на тиск спрацювання 6,3 МПа. Планетарний насос-дозатор типу «Перимат» 18 за будовою і принципом дії подібний насосу-дозатору ХУ-85.

Спарений поршневий гідроциліндр двобічної дії складається із двох циліндрів — основного 2 і допоміжного 4. Корпуси циліндрів жорстко з'єднані між собою торцями, а з протилежних сторін виходять штоки їх поршнів. Шток основного гідроциліндра шарнірно приєднано до поворотного кронштейна 1 керованих коліс 9, а шток допоміжного — жорстко до балки 7 переднього моста. Порожнини основного гідроциліндра сполучені трубопроводами 19 і 20 з насосом-дозатором 18, а допоміжного — з розподільником 3 також трубопроводами.

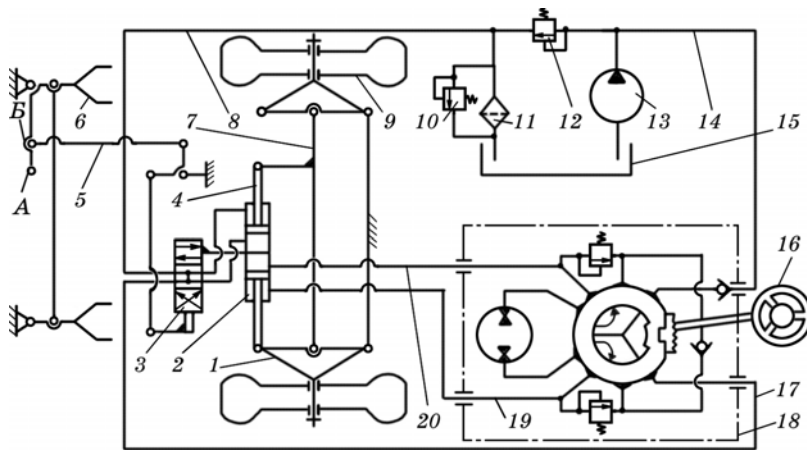


Рис. 9.29. Принципова схема гідроприводу рульового керування коренезбиральної машини КС-6Б:

1 — поворотний кронштейн; 2 — основний гідроциліндр; 3 — розподільник; 4 — допоміжний гідроциліндр; 5 — тяга; 6 — копір-водій; 7 — балка переднього моста; 8 — зливний трубопровід; 9 — кероване колесо; 10 — запобіжний клапан фільтра; 11 — фільтр; 12 — запобіжний клапан гідроприводу; 13 — шестеренний насос; 14 — напірний трубопровід; 15 — бак; 16 — рульове колесо; 17, 19 і 20 — трубопроводи; 18 — насос-дозатор; А, Б — отвори у важелі

Розподільник 3 призначений для керування роботою допоміжного гідроциліндра. Його корпус жорстко закріплено до корпусів спарених гідроциліндрів, а шток шарнірно приєднано до копір-водія 6 за допомогою важелів і тяги 5. Олива до розподільника підведена від шестеренного насоса по напірному трубопроводу 14 через насос-дозатор і трубопровід 17. Зливається олива в бак 15 по трубопроводу 8.

Гідропривід може працювати як в режимі ручного, так і в режимі автоматичного керування.

Ручний режим використовують при транспортуванні машини, розворотах під час роботи, при роботі з відключеними копір-водіями автоматичної системи, а також при коригуванні напрямку руху машини, коли гідропривід працює в автоматичному режимі.

В ручному режимі роботи гідроприводу можливе підсилене керування (дизель і шестеренний насос працюють) і не підсилене (дизель або шестеренний насос не працюють).

В першому випадку при прямолінійному переміщенні машини (рульове колесо 16 не обертають) олива від шестеренного насоса 13 по напірній лінії 14 надходить до насоса-дозатора 18, з нього по трубопроводу 17, розподільник 3 і зливному трубопроводу 8 надходить через фільтр 11 в бак 15. Якщо оператор починає обертати рульове колесо, ротаційний золотник насоса-дозатора виходить з нейтрального положення і спрямовує оливу від шестеренного насоса, наприклад у трубопровід 19, а далі у штокову порожнину основного гідроциліндра 2. Із поршневої порожнини олива золотником насоса-дозатора спрямовується на злив. Шток, втягуючись у корпус циліндра, завдяки поворотному кронштейну 1 і паралелограмному механізму поверне керовані колеса на певний кут. При цьому зусилля повороту рульового колеса не перевищує 30 Н. У цьому разі насос-дозатор працює в режимі розподільника.

Коли дизель або шестеренний насос не працює, насос-дозатор працює в режимі ручного насоса, якщо обертати рульове колесо. При цьому насос-дозатор перекачує оливу із однієї порожнини основного гідроциліндра в іншу (залежно від напрямку обертання рульового колеса). Шток, втягуючись чи виштовхуючись, повертає керовані колеса. Але в цьому разі зусилля на рульовому колесі підвищується до 500 – 600 Н.

Зворотні і запобіжні клапани вмонтовані у насос-дозаторі запобігають передачі поштовхів на рульове колесо та перевантаженню трубопроводів, приєднаних до гідроциліндра.

В автоматичному режимі гідропривід забезпечує керування положенням коліс без участі оператора, проте можливе і коригування напрямку руху машини оператором.

Це відбувається так. Машину спрямовують вздовж рядків коренеплодів. Опускають за допомогою гідроциліндра копір-водії у міжряддя. При прямолінійному переміщенні машини, коли копір-водії

не торкаються частини коренеплодів, що виступають, золотник розподільника 3 знаходиться у нейтральному положенні. Олива від шестеренного насоса надходить на злив по такій лінії: трубопровід 14 — насос-дозатор 18 — трубопровід 17 — розподільник 3 — зливний трубопровід 8 — фільтр 11 — бак 15.

Якщо в процесі роботи машини копір-водій відхиляється, наприклад вправо, через систему важелів і тяг золотник розподільника опускається вниз. Олива від шестеренного насоса спрямовується золотником у поршневу порожнину допоміжного гідроциліндра 4, а з штокової — на злив. Корпус цього циліндра а одночасно і основного, переміщується відносно штока допоміжного циліндра. Завдяки цьому відбувається поворот коліс вліво. Одночасно з переміщенням корпусів циліндрів переміщуватиметься і корпус розподільника. Поворот коліс відбуватиметься доти, поки корпус розподільника не поверне його золотник у нейтральне положення.

Пропорційність кута повороту коліс куту відхилення копір-водіїв забезпечується передатним відношенням, утвореним прямим зв'язком (тяги 5 й інші тяги та важелі) і зворотним (поворотний кронштейн 1, спарений гідроциліндр, корпус розподільника 3). Конструкцією передбачено змінювати коефіцієнт пропорційності, переставляючи тягу 5 з отвору Б в отвір А. Це необхідно робити, коли швидкість машини змінюють.

У процесі роботи гідроприводу в автоматичному режимі можливе ручне коригування напрямку руху машини. Для цього оператор, обертаючи рульове колесо, спрямовує насосом-дозатором оливу в ту чи іншу порожнину основного циліндра 2.

При переводі робочих органів машини, а одночасно і копір-водіїв у транспортне положення, передаточний механізм фіксує золотник розподільника в нейтральному положенні.

Гідропривід рульового керування коренезбиральної машини типу МКК-6 має гідропідсилювач рульового керування трактора і гідропривід автомата водіння. Він може працювати як в ручному, так і в автоматичному режимах (аналогічно як і в машині КС-6Б).

Для роботи гідроприводу при транспортних переїздах замість поздовжньої тяги 17 (рис. 9.30) встановлюють змінну коротку тягу і з'єднують її з важелями 11 і 18.

У цьому разі, коли не обертали рульового колеса 8, олива від насоса 3 надходить в бак 2 по лінії: насос — трубопровід 6 — розподільник 7 підсилювача — трубопровід 5 — розподільник 22 — трубопровід 1. Якщо оператор обертає рульове колесо, черв'як 9, спираючись на зубці сектора 10, зміщує в осьовому напрямку золотник розподільника 7, наприклад вправо. При цьому олива від насоса надходить у штокову порожнину гідроциліндра 15, а з поршневої — в бак. Під дією тиску оливи поршень, переміщуючись вліво, завдяки рейці 12 повертає сектор 12, а одночасно і важелі 11 та 18. Керова-

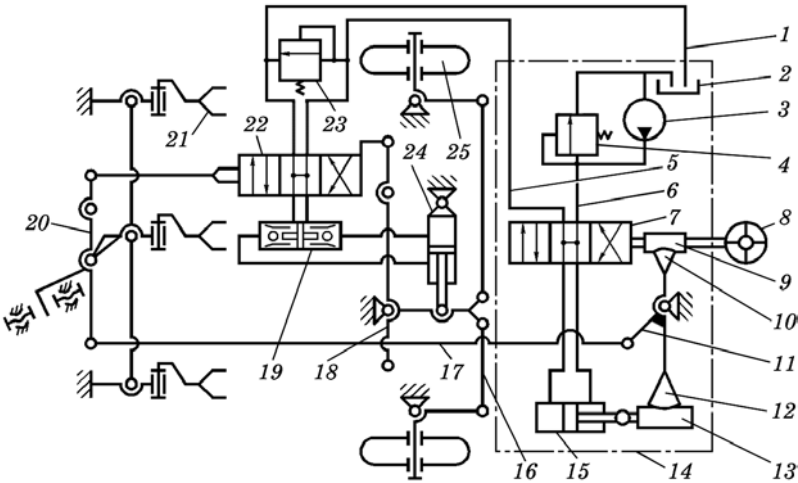


Рис. 9.30. Принципова схема гідроприводу рульового керування коренезбиральної машини типу МКК-6:

1 — зливний трубопровід; 2 — бак; 3 — шестеренний насос; 4 — запобіжний клапан гідроприводу; 5 і 6 — трубопроводи; 7 — розподільник гідропідсилювача; 8 — рульове колесо; 9 — черв'як; 10 — сектор черв'ячного колеса; 11 — важіль сектора; 12 — сектор; 13 — рейка; 14 — гідропідсилювач рульового керування трактора; 15 — гідроциліндр; 16 — поперечна рульова тяга; 17 — поздовжня тяга; 18 — триплечий важіль; 19 — гідрозамок; 20 — сумарний важіль; 21 — копір-водій; 22 — розподільник; 23 — запобіжний клапан автомата водіння; 24 — гідроциліндр керування коліс; 25 — колесо

ні колеса 25 повертаються. Зусилля на рульовому колесі незначне, оскільки воно необхідне лише для виведення золотника розподільника 7 із нейтрального положення. Як тільки оператор припиняє обертати рульове колесо, золотник під дією пружин з повзунами повернеться у нейтральне положення.

Поворот керування коліс при розворотах під час роботи на полі здійснюють так. Насамперед демонтують коротку тягу, а замість неї встановлюють довгу поздовжню тягу 17, з'єднавши її з важелем 11 і сумарним важелем 20.

При обертанні рульового колеса важіль 11, провертаючись, діє на тягу 17 та важіль 20 і зміщує золотник розподільника 22. Внаслідок цього олива від насоса під тиском надходить до гідрозамка 19, а далі в одну із порожнин гідроциліндра 24. Шток гідроциліндра, втягуючись чи виштовхуючись, діє на важіль 18, і колеса повертаються доти, поки корпус розподільника, переміщуючись відносно золотника, не поверне його в нейтральне положення. При переїздах на великі відстані слід фіксувати важіль 20 двома гвинтами.

Для роботи гідроприводу в автоматичному режимі копір-водії опускають. Вони рухаються в міжряддях. При зміщенні машини відносно рядків сигнал від копір-водіїв передається на золотник розподільника 22, який спрямовує оливу від насоса до гідрозамка 19, а той — в одну з порожнин гідроциліндра 24. Шток, переміщуючись, повертає важіль 18 і тягу 16, керовані колеса повертаються. Одночасно з цим повертається і важіль переміщення корпусу розподільника. Золотник встановлюється в нейтральне положення і поворот коліс призупиняється.

За роботи гідроприводу в автоматичному режимі можна коригувати напрямок руху машини обертанням рульового колеса.

Гідропривід рульового керування зернозбирального комбайна «Дон-1500» складається з бака, шестеренного насоса, запобіжного клапана, підсилювача потоку, насоса-дозатора, двох гідроциліндрів і системи трубопроводів.

Бак такий самий, що і в основному гідроприводі. Запобіжний клапан за будовою та принципом дії такий, як і основного гідроприводу. Відмінність полягає в тому, що канал керування заглушений. Тому він працює лише в режимі запобіжного клапана непрямої дії. Тиск регулювання клапана становить 12,5 МПа.

Шестеренний насос НШ-10-Е-3 має робочий об'єм 10 см³, об'ємну подачу 21 л/хв, тиск 16 МПа. Привід насоса здійснюється через шестерню, яка входить в зацеплення з розподільною шестернею дизеля.

Підсилювач потоку УП-120 пропорційно збільшує потік оливи від насоса-дозатора до гідроциліндрів керування напрямними колесами з метою зменшення зусилля на рульовому колесі і посилення дії всієї системи. Він складається із розподільника з циліндричним золотником, двох зворотних клапанів і запірного клапана.

За допомогою золотника здійснюється запирання порожнин гідроциліндрів, спрямування потоку оливи в певні порожнини від шестеренного насоса або сполучення порожнин гідроциліндрів із зливною лінією. Зміщується золотник вправо чи вліво завдяки тиску потоку оливи від насоса-дозатора.

Насос-дозатор НД-80 з робочим об'ємом 80 см³ поршневого (кульового) типу забезпечує керування гідроциліндрами коліс (поворот комбайна) за непрацюючого дизеля. Коли ж дизель працює (шестеренний насос нагнітає оливу в гідропривід), завдяки тиску потоку оливи від насоса-дозатора зміщується золотник розподільника і запірний клапан підсилювача потоку. Внаслідок цього напірна лінія шестеренного насоса сполучається з порожнинами гідроциліндра, а інші порожнини — із зливною лінією.

Поршневі гідроциліндри гідроприводу — двобічної дії, звичайної конструкції, як і в основному гідроприводі.

Принцип дії. При обертанні рульового колеса 16 (рис. 9.31) вправо олива під тиском подається насосом-дозатором 17 по трубо-

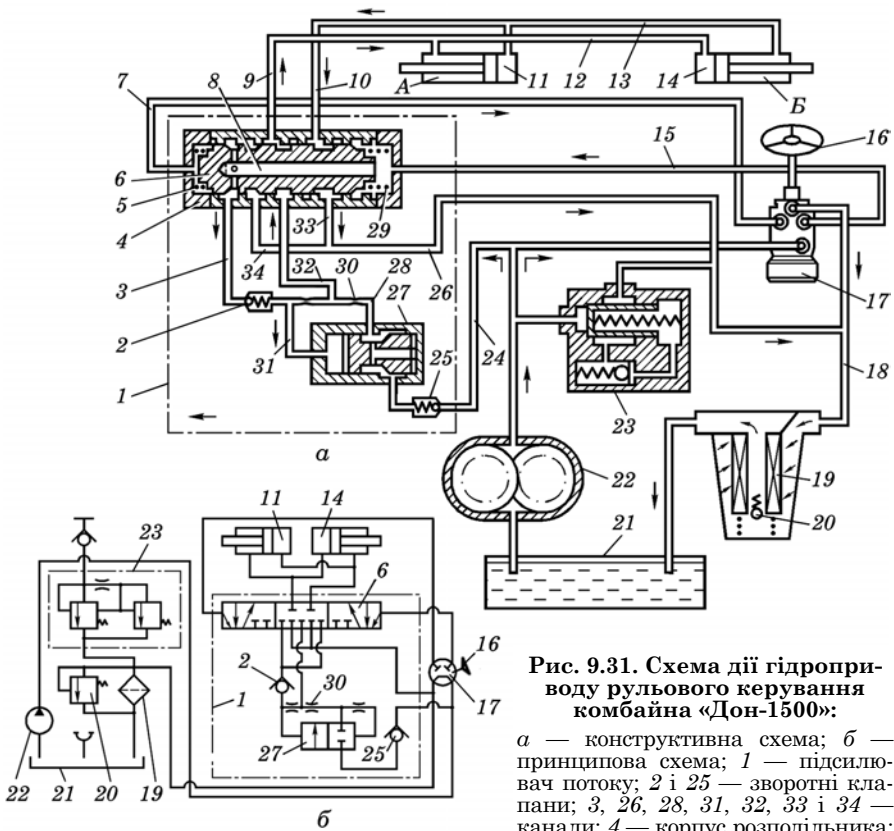


Рис. 9.31. Схема дії гідроприводу рульового керування комбайна «Дон-1500»:

a — конструктивна схема; *б* — принципова схема; 1 — підсилювач потоку; 2 і 25 — зворотні клапани; 3, 26, 28, 31, 32, 33 і 34 — канали; 4 — корпус розподільника;

5 і 29 — пружини; 6 — золотник; 7, 9, 10, 12, 13, 15, 18 і 24 — трубопроводи; 8 — осьовий канал золотника; 11, 14, А, Б — порожнини гідроциліндра; 16 — рульове колесо; 17 — насос-дозатор; 19 — фільтр; 20 — запобіжний клапан фільтра; 21 — бак; 22 — шестеренний насос; 23 — запобіжний клапан гідроприводу; 27 — запірний клапан; 30 — дросель

проводу 15 у корпус 4 розподільника і зміщує його золотник 6 вліво. При цьому осьовий канал золотника 8 через радіальні отвори сполучається із каналом 3. Олива під тиском потоку від насоса-дозатора відтискує кульку зворотного клапана 2 і по каналу 31 надходить до запірного клапана 27 та зміщує його золотник вправо. Канал 28 і трубопровід 24 сполучаються. Олива, що нагнітається шестеренним насосом 22, надходить до зворотного клапана 25 і відтискує його кульку. Далі спрямовується по каналах 28, 32 і трубопроводах 9 і 12 в порожнини А і 14 гідроциліндрів.

За допомогою штоків поршнів гідроциліндрів напрямні колеса встановлюються в положення, що відповідає правому повороту ком-

байна. Олива з протилежних порожнин 11 і Б гідроциліндрів по трубопроводах 13, 10 через кільцеву виточку розподільника, по каналу 33 і трубопроводу 18 зливається в бак 21, проходячи крізь фільтр 19.

Якщо рульове колесо 16 обертають вліво, олива насосом-дозатором 17 подається по трубопроводу 7 у корпус 4 розподільника. Золотник 6 зміщується вправо і олива під тиском потоку від насоса-дозатора спрямовується по каналу 3, через зворотний клапан 2 і канал 31 до запірного клапана 27. Його золотник зміщується вправо і канал 28 та трубопровід 24 сполучаються. Олива від шестеренного насоса нагнітається по трубопроводу 24, каналах 28, 32, трубопроводу 10 в порожнини 11 і Б гідроциліндрів, а зливається із порожнин А і 14 по трубопроводу 9, каналу 34 і трубопроводу 18.

Як тільки припиниться дія на рульове колесо, золотник 6 завдяки пружинам 5 і 29 займе нейтральне положення. Буртики золотника перекривають канали, сполучені з трубопроводами 9 і 10, і порожнини гідроциліндрів запираються (див. рис. 9.31, б). Також перекривається і канал 3.

Кюлька зворотного клапана 2 роз'єднує канали 3 і 31, а золотник запірного клапана 27 — канал 28 та трубопровід 24. Олива, що нагнітається шестеренним насосом, через зливний канал насоса-дозатора надходить по трубопроводу 18 у бак 21.

Якщо дизель не працює (шестеренний насос не нагнітає оливи), насос-дозатор діє як ручний насос, тобто він засмоктує оливу із одних порожнин гідроциліндрів і нагнітає в інші, завдяки чому здійснюється поворот комбайна, але при цьому зусилля на рульовому колесі значне.

Так, якщо рульове колесо 16 (див. рис. 9.31, а) обертати вправо, олива під тиском подається по трубопроводу 15 у корпус 4 розподільника і зміщує його золотник 6 вліво. Осьовий канал 8 золотника сполучає трубопровід 15 і канал 3. Тоді олива по каналах 3 і 32 через кільцеву виточку золотника 6 надходить у трубопровід 9 і порожнини А та 14 гідроциліндрів. З порожнин 11 і Б олива засмоктується насосом-дозатором по трубопроводах 13, 10 у канал 33 і трубопровід 18.

Гідропривід рульового керування (ГРК) зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» складається із шестеренного насоса НЗ (рис. 9.32), гідравлічного рульового механізму ГРМ-240/80, двох поршневих гідроциліндрів Ц1 і Ц2, фільтра ФН та гідробака БЗ (загальний для гідроприводу комбайна).

Технічна характеристика ГРК

Робочий об'єм ГРМ в режимі керування, см ³ :	
із серводією	240
без серводії	80
Тиск спрацювання запобіжного клапан, МПа	12,5
Люфт рульового колеса, град	13

Крутний момент на валу рульового колеса, Нм	
при роботі із серводією	6
при ручному керуванні	120
Максимальний тиск спрацювання	
протиударних клапанів, МПа	16
Марка шестеренного насоса <i>НЗ</i>	НШ-16-3
Параметри гідроциліндрів, мм:	
хід штока	200
діаметр циліндра	63
діаметр штока	25

Шестеренний насос *НЗ* встановлено на підмоторній рамі комбайна і привід його здійснюється від колінчастого вала дизеля.

ГРМ складається із гідропідсилювача (*ГПС*) і гідропанелі (*ГП*), які сполучені між собою гідропроводами. Крім цього *ГРМ* механічно з'єднаний з валом рульового колеса.

Складовими частинами *ГПС* є: керуючий розподільник *P1*, дві секції насоса-дозатора *НД1* і *НД2* з робочими об'ємами 80 см³ і 160 см³; розподільник *P2*, що забезпечує вмикання (вимикання) секції насоса-дозатора *НД2* до *НД1*; зворотний клапан *ЗК1*, який необхідний для спрямування робочої рідини секції насоса-дозатора *НД1* при роботі *ГРМ* в аварійному режимі (режим буксирування).

У гідропанелі розміщені: запобіжний клапан *K1*, що обмежує максимальний тиск у напірній гідролінії гідроприводу; два протиударних клапани *ПК2* і *ПК3*, що обмежують тиск у порожнинах гід-

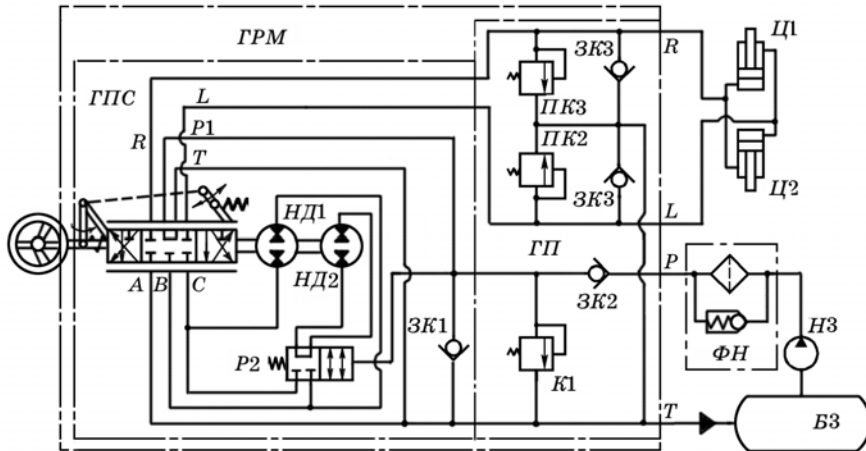


Рис. 9.32. Принципова схема гідроприводу рульового керування зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич»:

ГРМ — гідравлічний рульовий механізм; *ГПС* — гідропідсилювач; *P1* і *P2* — розподільники; *НД1* і *НД2* — насоси-дозатора; *K1* — запобіжний клапан; *ПК2* і *ПК3* — протиударні клапани; *ЗК1*, *ЗК2*, *ЗК3* — зворотні клапани; *НЗ* — насос шестеренний (третья секція); *БЗ* — бак третій; *ГП* — гідропанель; *ФН* — фільтр напірний; *Ц1* і *Ц2* — гідроциліндри; *A*, *B*, *C*, *P*, *T* і *L* — гідролінії

роциліндрів; зворотний вхідний клапан *ЗК2*, розрахований на повну подачу робочої рідини, що надходить від насоса *НЗ* та два проти вакуумні зворотні клапани *ЗК3*.

Два поршневі гідроциліндра двобічної дії змонтовано на балці моста керованих коліс.

Принцип дії. При повороті рульового колеса за стрілкою годинника або проти відповідно до схеми (див. рис. 9.32) встановлюється верхнє чи нижнє положення золотника розподільника *Р1*. В нейтральному положенні золотника розподільника *Р1* напірна лінія *Р* насоса *НЗ* сполучається із зливною лінією *Т*.

Нижнє положення золотника розподільника *Р1* забезпечує поворот комбайна вліво. При цьому рідина під тиском надходить від насоса *НЗ* по лінії *Р* в лінію *С*, звідки крізь порожнини секції *НД1* насоса-дозатора надходить у канал *В* розподільника *Р1*, а з каналу *В* через канал золотника розподільника — в лінію *Л* і до гідроциліндрів.

Верхнє положення золотника розподільника *Р1* забезпечує поворот комбайна вправо.

Можливі два режими роботи *ГРК*: нормальний (дизель і насос *НЗ* працюють) і аварійний (буксирування). При нормальному режимі роботи розподільник *Р2* під дією тиску рідини від насоса *НЗ* вмикає секцію насоса-дозатора *НД2* з робочим об'ємом 160 см³ до секції *НД1* з робочим об'ємом 80 см³. В режимі буксирування (дизель і насос *НЗ* не працюють) золотник розподільника *Р2* під дією пружини вмикає секцію насоса-дозатора *НД2*.

За нормальних умов поворот рульового колеса полегшується завдяки подачі рідини від шестеренного насоса *НЗ* до обох секцій насоса-дозатора гідропідсилувача *ГПС* під тиском. подача рідини дозується пропорційно куту повороту рульового колеса спеціальним золотником *ГПС*. При цьому насос-дозатор працює як насос, що нагнітає робочу рідину в гідроциліндри, і як гідромотор, що полегшує поворот рульового колеса. В аварійному режимі робоча рідина від насоса *НЗ* не нагнітається і насос-дозатор працює як насос. При цьому зусилля на рульовому колесі збільшується в кілька разів, але не понад 600 Н.

Гідропривід рульового керування зернозбирального комбайна КЗС-1580 «Лан» може бути виконаний в комплектації «Гідросила» — АО «Левада» або «Маннесман».

Складові частини такого гідроприводу аналогічні гідроприводу рульового керування кормозбирального комбайна КСК-100А.

Особливістю гідроприводу комбайна КЗС-1580 є наявність манометра, охолоджувача робочої рідини та секції трисекційного шестеренного насоса з робочим об'ємом 4 або 5 см³. Трисекційний насос приводиться в дію від вала аксіально-плунжерного насоса гідроприводу ведучих коліс.

В гідроприводі комплектації «Маннесман» використано два поршневі гідроциліндри ПЦ-262-63×25-250.00.000 (діаметр циліндра —

63 мм, діаметр штока — 25 мм, хід поршня — 250 мм); в гідроприводі «Левада» — ГЦ-262-63×25-167.00.000.

Тиск спрацювання запобіжного клапан — 14 МПа, робочий об'єм насоса-дозатора (планетарного) — 160 см³.

Гідропривід рульового керування самохідного шасі Т-16МГ (рис. 9.33) за принципом дії подібний гідроприводу рульового керування комбайна КСК-100.

Спарений шестеренний насос А25×3/А25×3 з частотою обертання 26,7 об/хв лівого обертання (виробництва Болгарії) забезпечує роботу двох незалежних гідроприводів: гідроприводу рульового керування та основного гідроприводу шасі (два гідроциліндри та гідророзподільник Р80-2/1-22).

Насос-дозатор ХУ-85-0/1 (виробництва Болгарії) планетарного типу виконаний в одному блоці з розподільником і клапанами.

Гідропривід рульового керування тракторів «Беларусь»-1005/1025 об'єднано з гідроприводом механізму блокування диференціала заднього моста.

Основними агрегатами такого гідроприводу є механізм повороту

(рис. 9.34, а), гідроаккумулятор (рис. 9.34, б) та розподільник блокування диференціала (рис. 9.34, в), насос-дозатор (рис. 9.34, г).

Механізм повороту встановлено на передньому брусі трактора. Він діє на рульову трапецію, розділену на дві частини рульовою сошкою, закріпленою на валу 3. Реверсивний поворот цього вала забезпечують два гідроциліндри 2 одnobічної дії. У верхню кришку корпусу механізму встановлено клапан блокування 5. При повороті сошки на кут більше 10° клапан під дією пружини і профільної поверхні штока відкривається, спрямовуючи оливу з гідроциліндра муфти 30 в бак і диференціал розблоковується.

Насос-дозатор НД-80К має аксіально-поршневий насос з кульковими поршнями 19, золотниковий розподільник, зворотний клапан 13 і блок клапанів, розміщених у попередній кришці 8 корпусу.

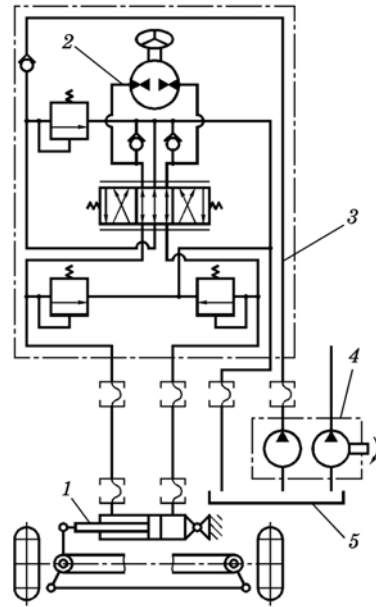


Рис. 9.33. Принципова схема гідроприводу рульового керування самохідного шасі Т-16МГ:

1 — гідроциліндр Ц40×250-12; 2 — насос-дозатор ХУ-85-0/1; 3 — напірний гідропривід основного гідроприводу шасі; 4 — спарений шестеренний насос А25×3/А25×3; 5 — гідробак

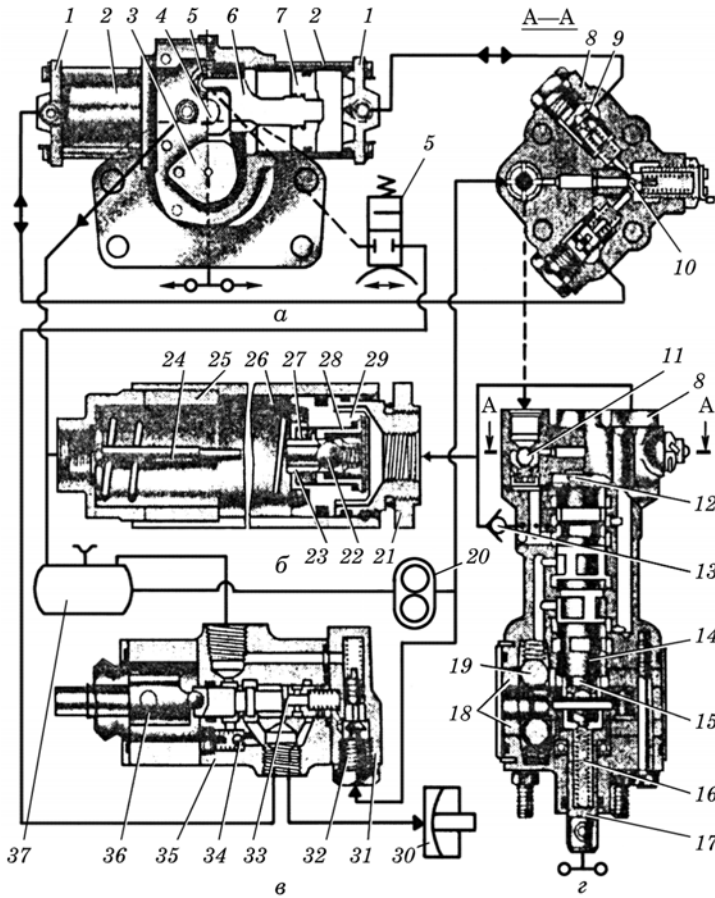


Рис. 9.34. Гідропривід рульового керування тракторів «Беларусь»-1005/1025:

а — механізм повороту; *б* — гідроаккумулятор; *в* — розподільник блокування; *г* — насос-дозатор; 1, 8, 21 і 31 — кришки; 2 — гідроциліндри; 3 — вал-сошка; 4 — палець; 5 — клапан блокування диференціала (БД); 6 — шток; 7, 29 — поршні; 9 — протиударні клапани; 10, 23, 34 — запобіжні клапани; 11, 13 — зворотні клапани; 12, 16, 26, 27 — пружини; 14, 33 — золотники; 15 — кулачкова шайба; 17 — вал рульового колеса; 18 — блоки поршнів; 19 — кульковий поршень; 20 — насос НШ-10-Л-3; 22 — відсичний клапан; 24 — штовхач; 25 — упорна втулка поршня; 28 — сідло; 30 — гідроциліндр муфти блокування диференціала; 32 — клапан; 35 — корпус; 36 — поворотний важіль; 37 — гідробак

Докладніше будову і принцип дії насоса-дозатора НД-80К наведено на рис. 5.30.

В нейтральному положенні рульового колеса олива від насоса 20 (див. рис. 9.34) через зворотний клапан 11, розподільник і відкритий відсічний 22 або запобіжний 23 клапани гідроаккумулятора зливається в бак 37 під тиском відповідно 0,15 – 0,30 або 0,8 – 1,0 МПа, що створюється пружинами 26 і 27. Надлишок тиску у баці забезпечує роботу шестеренного насоса без кавітації. У цьому положенні безштокові порожнини гідроциліндрів 2 закриті поясками золотника 14 і захищені протиударними клапанами 9, що спрацьовують за тиску 15,7 – 16,7 МПа.

При повороті рульового колеса золотник 14 переміщується і забезпечує подачу оливи від шестеренного насоса до циліндрів 2 в кількості, прямо пропорційній куту повороту рульового колеса.

Якщо обертати рульове колесо при непрацюючому дизелі, насос-дозатор засмоктує оливу з бака 37 через відсічний 22 і зворотний 13 клапани і нагнітає її у гідроциліндри. Зусилля на рульовому колесі при цьому зростає.

Гідроаккумулятор підживлює гідросистему і підтримує в ній тиск.

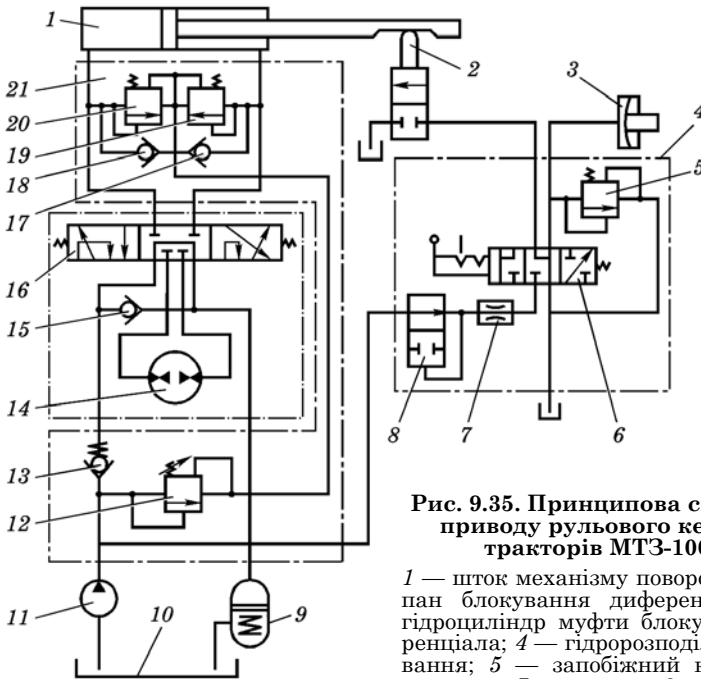


Рис. 9.35. Принципова схема гідроприводу рульового керування тракторів МТЗ-100/102:

1 — шток механізму повороту; 2 — клапан блокування диференціала; 3 — гідроциліндр муфти блокування диференціала; 4 — гідророзподільник блокування; 5 — запобіжний клапан; 6 — золотник; 7 — дросель; 8 — клапан; 9 — гідроаккумулятор; 10 — бак; 11 — насос

НШ-10-Л-3; 12 — запобіжний клапан; 13, 15 — зворотні клапани; 14 — насос-дозатор; 16 — розподільник насоса-дозатора; 17, 18 — противакуумні клапани; 19, 20 — протиударні клапани; 21 — насос-дозатор

Запобіжний клапан обмежує максимальний тиск у напірній лінії шестеренного насоса в межах 10 – 11 МПа.

Розподільник гідроприводу механізму блокування диференціала залежно від положення важеля 36 керування забезпечує примусове блокування диференціала залежно від кута повороту напрямних коліс або неблокування.

Принципову схему такого гідроприводу дещо подібна гідроприводу рульового керування тракторів МТЗ-100/102 (рис. 9.35).

Гідропривід рульового керування трактора ХТЗ-121 складається із механічної і гідравлічної частин.

Механічна частина має рульове колесо 3 (рис. 9.36), рульову колонку 2 та трапецію напрямних коліс, з'єднану зі штоками гідроциліндрів 12 і 13.

Гідравлічна частина має гідроруль 1 (гідравлічний рульовий механізм), який об'єднаний з гідроприводом начіпної системи трактора. Гідроруль забезпечує пропорційну повороту рульового колеса подачу оливи у відповідні порожнини гідроциліндрів 12 і 13 та запирання їх за відсутності керуючої дії водія (тобто як і насоси-дозатори наведених вище гідроприводів). З гідроприводу начіпної системи трактора використано шестеренний насос 10 (НШ-50А-3-Л) з постійно увімкненим приводом від дизеля і від коліс при буксуванні трактора та гідробак 4 з фільтрами. Крім цього, до гідравлічної частини рульового керування входить пріоритетний клапан 11 та два гідроциліндри 12 і 13.

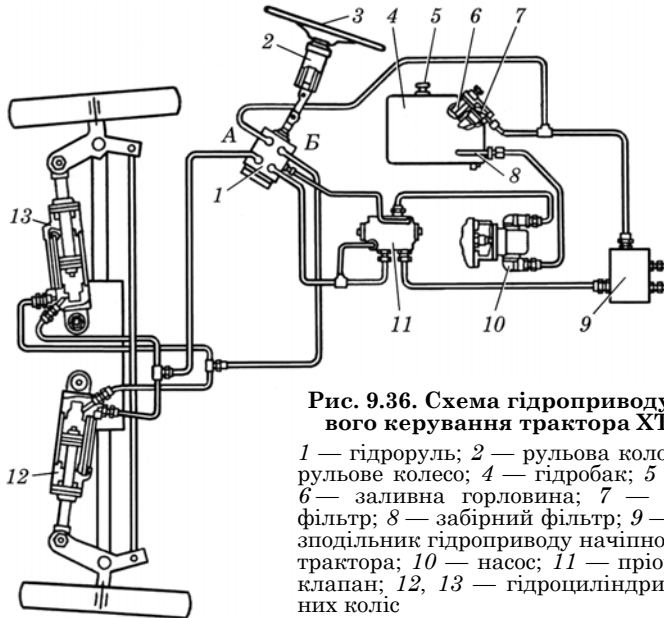


Рис. 9.36. Схема гідроприводу рульового керування трактора ХТЗ-121:

1 — гідроруль; 2 — рульова колонка; 3 — рульове колесо; 4 — гідробак; 5 — сапун; 6 — заливна горловина; 7 — основний фільтр; 8 — забірний фільтр; 9 — гідророзподільник гідроприводу начіпної системи трактора; 10 — насос; 11 — пріоритетний клапан; 12, 13 — гідроциліндри напрямних коліс

Пріоритетний клапан забезпечує одночасну роботу гідроприводів рульового керування і напірної системи трактора з пріоритетом першого. За відсутності дії на рульове колесо потік оливи через пріоритетний клапан надходить у гідропривід напірної системи трактора.

При повороті рульового колеса напірна лінія гідроруля з'єднується з виходами *П* або *Л* (праве, ліве) залежно від напрямку обертання, при цьому пріоритетний клапан забезпечує необхідну величину тиску у гідрорулі.

Гідропривід рульового керування тракторів типу «Джон Дір» має такі основні гідроприспособи: насос-дозатор *10* (рис. 9.37), розподільник *9*, запобіжний і пріоритетний *2* клапани, систему зворотних клапанів, два гідроциліндри та систему трубопроводів.

Насос-дозатор *10* планетарного типу приводиться в рух від вала *8* рульового колеса.

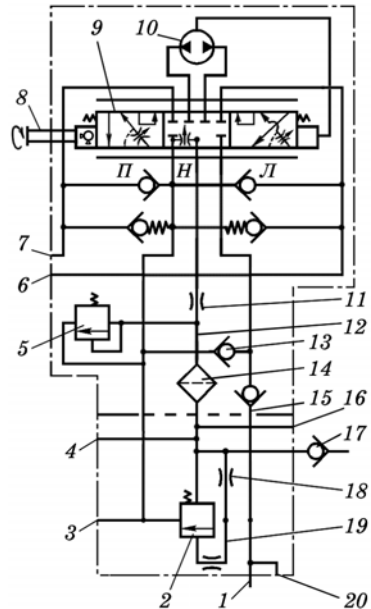
Пріоритетний клапан *2* контролює вихідний тиск головного насоса і забезпечує, насамперед, роботу рульового керування і гальм, подаючи надлишок оливи до коробки передач *3*.

Розподільник *9* призначений для спрямування оливи до гідроциліндрів залежно від напрямку обертання рульового колеса. Він складається із золотника *3* (рис. 9.38) і втулки *4*. Золотник приєднано до вала рульового колеса, а втулка — до сателіта насоса дозатора. Втулка і золотник з'єднані між собою штифтом *1*, що дає можливість їм повертатись один відносно одного на 8° .

Запобіжний клапан *11* захищає систему від надмірного тиску (18 МПа). Зворотний клапан *13* забезпечує надходження оливи у гідропривід від зливної лінії при непрацюючому головному насосі.

Рис. 9.37. Принципова схема гідроприводу рульового керування трактора «Джон Дір»:

1 — вхідний канал від головного насоса; *2* — пріоритетний клапан; *3* — вихід до коробки передач; *4* — діагностичний рознім; *5* — зливний клапан датчика навантаження; *6*, *7* — виходи до порожнин гідроциліндрів лівого та правого повороту; *8* — вал рульового колеса; *9* — розподільник; *10* — насос-дозатор; *11* — дросель; *12* — зливна лінія; *13* — запірний канал; *14* — фільтр; *15* — вхідний клапан; *16* — датчик навантаження допоміжного насоса; *17* — датчик навантаження гальм з контрольним клапаном; *18* — дросель прогрівання гідроприводу; *19* — дросель зливу; *20* — діагностичний рознім напірної лінії



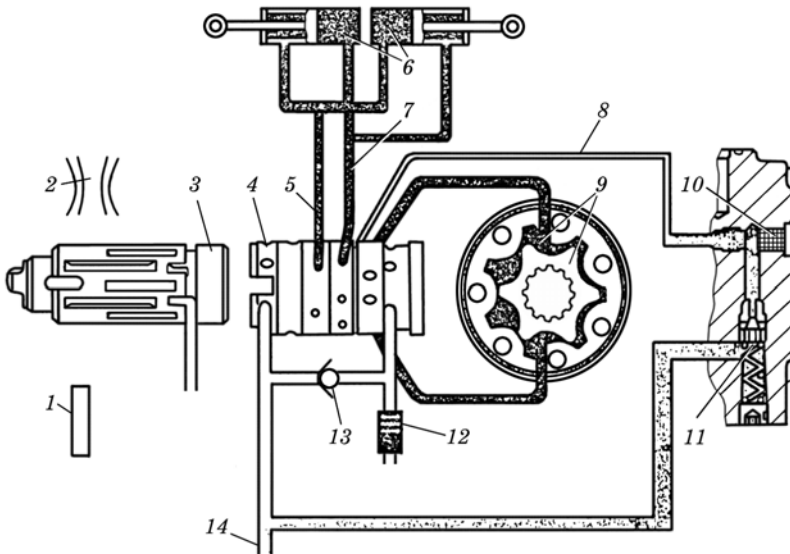


Рис. 9.38. Схема роботи гідроприводу рульового керування трактора «Джон Дір»:

1 — штифт; 2 — пружини; 3 — золотник; 4 — втулка; 5 — лінія лівого повороту; 6 — гідроциліндри; 7 — лінія правого повороту; 8 — датчик навантаження; 9 — насос-дозатор; 10 — фільтр; 11 — запобіжний клапан; 12 — вхідний клапан; 13 — зворотний клапан; 14 — вихід до коробки передач

Коли рульове колесо не обертати, то золотник і втулка перебуватимуть у нейтральному положенні і олива до гідроциліндрів не надходить. В цьому положенні золотника розподільника олива надходить від головного насоса до пріоритетного клапана 2 (див. рис. 9.37) під тиском, що на 1,1 МПа вищий за тиск навантаження пріоритетного клапана. При цьому пріоритетний клапан відкривається, пропускаючи максимальний потік оливи до коробки передач 3.

Коли рульове колесо повернути вправо, золотник розподільника також повертається, а втулка, притиснута до сателіта, залишається нерухомою. Повертаючись всередині втулки, золотник сполучає свої пази з отворами втулки. Олива під тиском спрямовується до насоса-дозатора 9 (див. рис. 9.38), повертає сателіт, дозуючи і спрямовуючи оливу через втулку і золотник до порожнин гідроциліндрів 6 по лінії лівого повороту 5. Олива з протилежних порожнин циліндрів по лінії правого повороту 7 надходить на злив. Коли припинити обертати рульове колесо, припиняється й обертання золотника. Олива під тиском продовжує обертати сателіт насоса-дозатора. Притиснута до сателіта втулка продовжує обертатись до-

ти, поки канали втулки і золотника не співпадуть (повернуться у нейтральне положення), при цьому потік оливи до насоса-дозатора призупиниться.

Поворот вправо відбувається аналогічно.

Коли не працює дизель, рульове керування підключається до резервного насоса, який приводиться в рух від вторинного вала коробки передач. В цьому випадку тиск оливи, створений резервним насосом, від датчика навантаження 16 (див. рис. 9.37) відкриває запірний клапан і гідропривід переключиться на роботу від резервного насоса.

9.6. Гідроприводи ведучих коліс самохідних машин

Гідроприводи ведучих коліс (ГВК) призначені для безступінчастої зміни швидкості самохідних машин в межах відповідних положень коробки діапазонів при переміщенні їх як вперед, так і назад.

ГВК можуть бути двомашинними з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором (рис. 9.39, а), двомашинними з регульованими насосом і гідромотором (рис. 9.39, б), тримашинними і чотиримашинними (рис. 9.39, в і г) з регульованим насосом і гідромотором.

У гідроприводах сільськогосподарської техніки найбільш поширені ГВК, схеми яких наведено на рис. 9.39, а.

За схемою з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором (див. рис. 9.40, а) виконані ГВК садово-городніх тракторів і подібних їм машин. Такі ГВК доцільно застосовувати на машинах невеликої маси і потужності, які не потребують великого діапазону зміни навантажувального передатного відношення.

За схемою з регульованим насосом і гідромотором (див. рис. 9.40, б) виконаний ГВК «Лукас Т-100» (Велика Британія), розрахований на передачу потужності до 75 кВт. Такі ГВК використовуються у тракторах, дорожніх котках та екскаваторах. Така схема, порівняно з попередньою, дає можливість значно збільшити навантажувальний діапазон зміни передатного відношення за того самого робочого об'єму гідромашин.

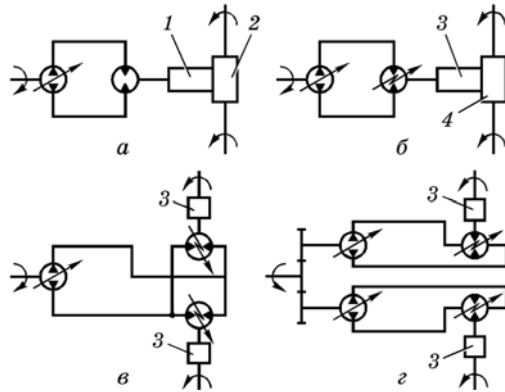


Рис. 9.39. Схеми гідроприводів ведучих коліс самохідних машин:

а, б — двомашинні; в — тримашинна; г — чотиримашинна; 1 — коробка діапазонів; 2 — диференціал; 3 — редуктор; 4 — піввісь ведучого колеса

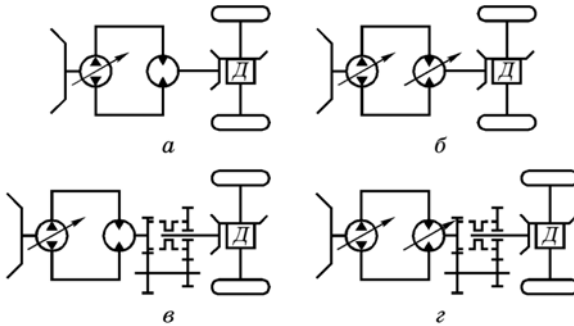


Рис. 9.40. Схеми гідроприводів ведучих коліс з механічним диференціалом самохідних машин з колісною формулою 4×2:

a, б — без коробки діапазонів; *в, г* — з коробкою діапазонів; *Д* — диференціал

За схемою з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором, а також дво- або триступеневою коробкою діапазонів (див. рис. 9.40, *в*) виконані ГВК самохідних кормо-, зерно- та коренебульбозбиральних комбайнів, як зарубіжних, так і вітчизняних. Така схема дає можливість працювати в двох – трьох режимах: складні умови експлуатації, нормальні робочі, транспортні.

Схему з регульованими насосом і гідромотором та ступінчастою коробкою діапазонів (див. рис. 9.40, *г*) використано у ГВК сімейства тракторів фірми «Інтернейшл Харвестр» (США). Така схема більш досконала, оскільки забезпечує широкий діапазон безступінчастої зміни передатного відношення.

Випробування зарубіжних та вітчизняних зернозбиральних комбайнів з ГВК виявили ряд їх переваг: збільшення змінної і сезонної продуктивності (при збиранні зернових колосових до 30 % і рису до

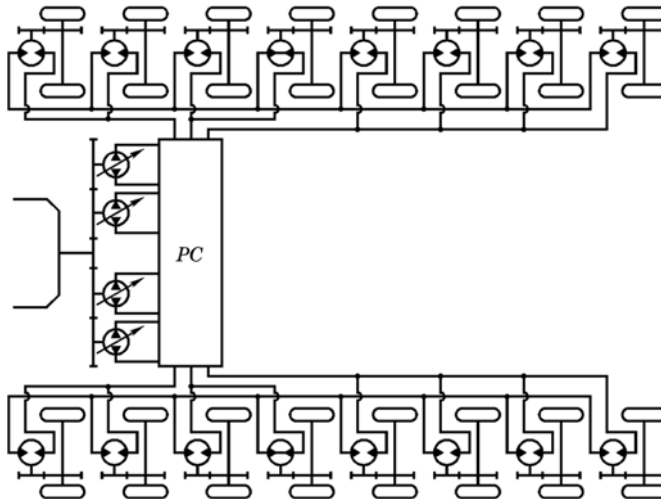


Рис. 9.41. Схема гідроприводу багатокілісного самохідного візка

50 %), істотне підвищення надійності ходової частини, зниження затрат часу і праці на ТО, підвищення якості технологічного процесу, поліпшення умов праці комбайнера.

На перспективу передбачається використовувати ГВК на всіх зернозбиральних комбайнах з потужністю двигуна дизеля понад 75 кВт. Чим більша потужність комбайна, тим більша його вартість і менше відношення вартості ГВК.

ГВК не обмежується наведеними схемами. На рис. 9.41 показано схему гідроприводу багатоколісного самохідного візка, який має 32 колеса. Кількість коліс деяких самохідних візків сягає 192. Кожна пара керована. Поворот коліс на 90° забезпечує бокове переміщення візка.

Гідропривід ведучих коліс кормозбирального комбайна КСК-100А складається із регульованого 15 (рис. 9.42) аксіально-плунжерного насоса НП-90 з підживлювальним насосом 16, нерегульованого аксіально-плунжерного гідромотора 13 з клапанною коробкою, бака 2, фільтрів 3 і 5, радіатора 17, апаратури керування і системи трубопроводів.

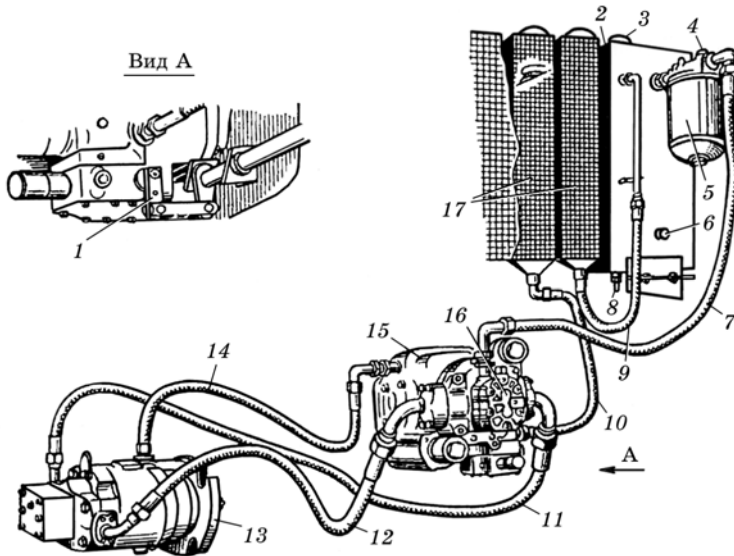


Рис. 9.42. Загальний вигляд об'ємного гідроприводу ведучих коліс комбайна КСК-100А:

1 — важіль керування золотником; 2 — бак; 3 — фільтр грубої очистки; 4 — вакуумметр; 5 — фільтр тонкої очистки; 6 — термодатчик; 7, 9 і 10 — лінії низького тиску; 8 — зливна пробка; 11, 12 — лінії високого тиску; 13 — гідромотор; 14 — дренажна лінія; 15 — аксіально-плунжерний насос; 16 — підживлювальний насос; 17 — секція радіатора

Вал аксіально-плунжерного насоса через карданний вал з'єднано з колінчастим валом двигуна, а вал гідромотора — з валом коробки діапазонів через з'єднувальну муфту.

Олива від насоса 15 по гідролініях 11 і 12 надходить до гідромотора 13. Завдяки тиску оливи обертається вал гідромотора, від якого через коробку діапазонів, головну передачу і диференціал, бортові редуктори і приводяться колеса машини.

Керують насосом (зміна робочого об'єму і реверсування потоку) з кабіни за допомогою двох педалей, які за допомогою тяг з'єднано з важелем 1. Педалі автоматично фіксуються в заданому положенні. Одна педаль призначена для руху вперед, друга — назад. Вимикають подачу оливи (зупинка машини), коли педалі знаходяться в одній площині. При натисканні на одну педаль вниз друга автоматично підіймається вгору.

Бак (див. рис. 4.2) двосекційний, має корпус зварної конструкції прямокутної форми.

Насос НП-90 аксіально-плунжерний, регульований, реверсивний, має робочий об'єм від 0 до 89 см³ і максимальний тиск на виході 35 МПа. Будова його така. Блок циліндрів 14 (рис. 9.43) з дев'ятьма плунжерами 15 нерухомо закріплені на валу 16. До ця блока прикріплено диск розподільника, який щільно прилягає до іншого диска, нерухомо встановленого на кришці насоса. Коливна плита 18 з диском 19 може відхилитися від вертикального положення на кут ±18° за допомогою гідроциліндрів 11 і 23. Керують гідроциліндрами золотником 22 розподільника. На корпусі аксіально-плунжерного насоса закріплено шестеренний підживлювальний насос 26 (робочий об'єм 18 см³ і максимальний тиск 1,63 МПа), який приводиться в рух від вала 16 основного насоса. В корпусі підживлювального насоса змонтовано запобіжний клапан 10.

Для регулювання робочого об'єму і зміни напрямку потоку оливи нахилиють коливну плиту за допомогою важеля 20 розподільника. Цей важіль тягами з'єднаний з педалями, розміщеними в кабіні, а також із золотником 22 та коливною плитою 18.

Аксіально-плунжерний насос приводиться в дію від колінчастого вала дизеля карданним валом.

Принцип дії. Коли працює дизель і педаль керування золотником 22 перебуває в нейтральному положенні, а важіль 20 — у вертикальному, золотник також займає нейтральне положення. При цьому порожнини гідроциліндрів 11 і 23 роз'єднані з напірною лінією 24 підживлювального насоса і коливна плита встановлена у вертикальне положення. При обертанні вала 16 разом з ним обертається і блок циліндрів із плунжерами. Оскільки коливна плита знаходиться у вертикальному положенні, зворотньо-поступальний рух плунжерів відсутній і подача насоса дорівнює нулю. Підживлювальний насос, засмоктуючи оливу із бака 7, нагнітає її через зворотні

клапани 25 і осьові канали плунжерів 15 в порожнини аксіально-плунжерних насоса і гідромотора. Якщо тиск у напірній лінії підживлювального насоса становить понад 1,47 – 1,63 МПа, спрацьовує запобіжний клапан 10 і олива зливається в порожнину корпусу насоса, а потім в радіатор 9 і бак 7.

При відхиленні важеля 20 вліво за допомогою педалі керування золотник зміститься вправо. Завдяки цьому олива від підживлювального насоса спрямовується в порожнину нижнього гідроциліндра 11 по каналу 17. Поршень гідроциліндра зміститься вліво і, діючи на коливну плиту 18, нахилить її вправо. Як тільки закінчиться дія на важіль 20, золотник повернеться у вихідне (нейтральне) положення завдяки диференціальному важелю 21. Подача оливи в порожнину гідроциліндра припиниться, коливна шайба і педаль керування золотником залишаться в заданому положенні. У цьому разі виникає зворотно-поступальний рух плунжерів, а отже, здійснюється всмоктування і нагнітання оливи.

При зміні нахилу коливної плити у протилежний бік від вертикальної лінії потік оливи від насоса змінюється на зворотний.

Аксіально-плунжерний гідромотор МП-90 (робочий об'єм 89 см³, максимальний тиск 35 МПа, реверсивний, нерегульований) за конструкцією і геометричними розмірами такий самий, як і аксіально-плунжерний насос НП-90. Відмінність полягає в тому, що в ньому похилий диск (плита) встановлений нерухомо під кутом 18° до вертикальної лінії. Крім цього, до гідромотора приєднано клапанну коробку з двома запобіжними клапанами 4 непрямої дії, переливним 28 та шунтувальним 6 клапанами.

Принцип дії. При подачі оливи від насоса, наприклад, у праву порожнину блока 4 (див. рис. 5.21) гідромотора під плунжери 3 (положення I – V), завдяки тиску оливи на них виникає осьове зусилля F . Оскільки диск 1 відхилений від вертикальної осі на кут γ , в шарнірах башмаків 2 плунжерів виникає нормальна сила N тангенціальна T , тобто сила F розкладається на дві складові сили N і T . Тангенціальна сила T через плече спричинює обертовий рух блока циліндрів навколо точки O проти стрілки годинника. При цьому плунжери башмаками ковзають по похилому диску, притискуючись до нього силою N .

Якщо олива від насоса надходить під плунжери, розміщені в положеннях VI – IX блок циліндрів обертатиметься у протилежному напрямку, тобто за стрілкою годинника.

При нагнітанні оливи під плунжери 11 (див. рис. 6.38) золотник 2 шунтувального клапана зміщується вниз і сполучає зливну лінію 13 гідромотора (в цьому разі вона всмоктувальна аксіально-плунжерного насоса) з каналом 20 переливного клапана 1. У разі надмірного тиску в напірній лінії 10 (вал гідромотора заклинений) спрацьовує нижній запобіжний клапан 15 і олива може надходити

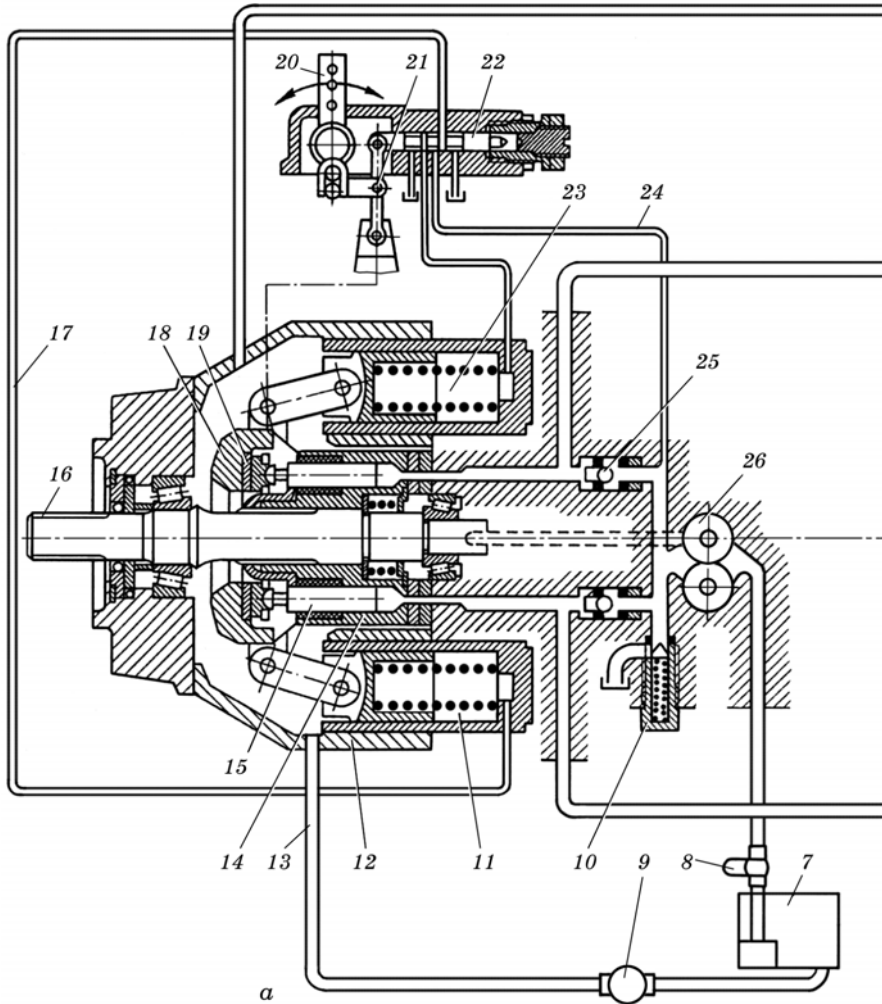
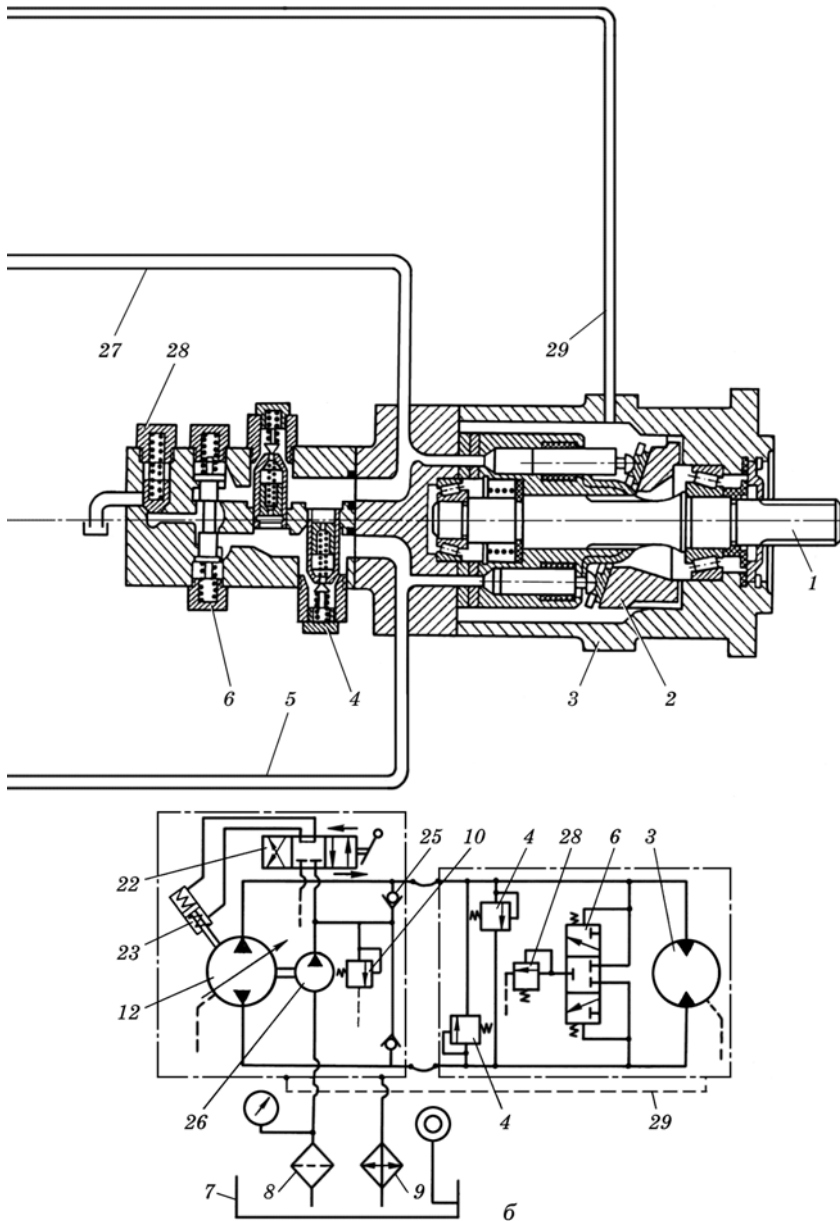


Рис. 9.43. Конструктивна (а) і принципова (б) схеми гідроприводу ведучих коліс комбайна КСК-100А:

1 — вал гідромотора; 2 — похила нерухома плита; 3 — гідромотор; 4 — запобіжний клапан лінії високого тиску; 5 і 27 — трубопроводи; 6 — шунтувальний клапан; 7 — бак; 8 — фільтр; 9 — радіатор; 10 — запобіжний клапан підживлювального насоса; 11 і 23 — гідроциліндри; 12 — насос; 13 — зливна лінія; 14 — блок циліндрів; 15 — плунжер; 16 — вал насоса; 17 — канал; 18 — коливна плита; 19 — диск; 20 — важіль; 21 — диференціальний важіль; 22 — золотник; 24 — напірна лінія підживлювального насоса; 25 — зворотний клапан; 26 — підживлювальний насос; 28 — переливний клапан; 29 — дренажний трубопровід



до каналу 20 і в лінію 13 аксіально-плунжерного насоса. Якщо тиск в каналі перевищує 1,0 – 1,27 МПа, переливний клапан 1 закривається і олива зливається в порожнину 21 корпусу гідромотора, а далі по дренажному трубопроводу і порожнині насоса потрапляє в радіатор та бак. Таким чином, нагріта олива спрямовується на охолодження, а підживлювальним насосом засмоктується свіжа з бака. При реверсуванні потоку оливи лінія 13 буде напірна, а 10 — зливна, золотник шунтувального клапана зміститься вгору, в роботу вступить верхній запобіжний клапан.

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна РСМ-10 «Дон-1500» виконаний за такою самою схемою, як і у комбайна КСК-100А. Відмінність лише в тому, що на комбайні РСМ-10 встановлено аксіально-плунжерний насос правого обертання і привід його здійснюється клинопасовою передачею. Керування аксіально-плунжерним насосом — рукояткою, а не педалями. Є незначна відмінність у конструкції бака і радіатора.

Бак має корпус 1 (рис. 9.44) зварної конструкції місткістю 25 л. В передній його частині встановлено показчик 8 рівня оливи з верхньою і нижньою позначками та датчик температури 15. Зверху корпусу бака розміщений сапун 2, який забезпечує постійний атмосферний тиск всередині бака. В нижній частині корпусу бака вварені наконечники 17 і 11. Перший з них призначений для сполучення із зливною лінією гідроприводу, а другий — із всмоктувальною лінією насоса. Зливають оливу із бака (при його заміні) через штуцер 13, при відкручуванні якого кулька 14 відкриває зливний отвір.

Всередині бака розміщені перегородки 12 і 16 та повітровідокремлювач 10. Перегородки змінюють напрямок потоку оливи. Повітровідокремлювач має сітчасту поверхню, завдяки якій бульбашки повітря затримуються при засмоктуванні оливи насосом. Бак встановлено на передній панелі каркаса зернового бункера. Фільтр забезпечує тонкість фільтрації оливи 10 мкм. Його встановлено на всмоктувальному трубопроводі підживлювального насоса і закріплено на передній панелі каркаса бункера поряд з баком основного гідроприводу. Фільтрувальний елемент паперовий. Його замінюють, якщо розрідження у всмоктувальному трубопроводі перевищує 0,025 МПа. Розрідження контролюється вакуумметром, встановленим на корпусі фільтра.

Радіатор забезпечує охолодження оливи, що надходить із корпусів насоса і гідромотора після спрацювання запобіжних і переливних клапанів. Він має вигляд теплообмінних трубок, по яких проходить олива. Трубки охолоджуються повітряним потоком від вентилятора. Цей самий потік спрямовується і на насос. Вентилятор встановлено на проміжному валу приводу насоса.

Радіатор розміщений автономно на задній площадці обслуговування поряд з баками гідроприводів.

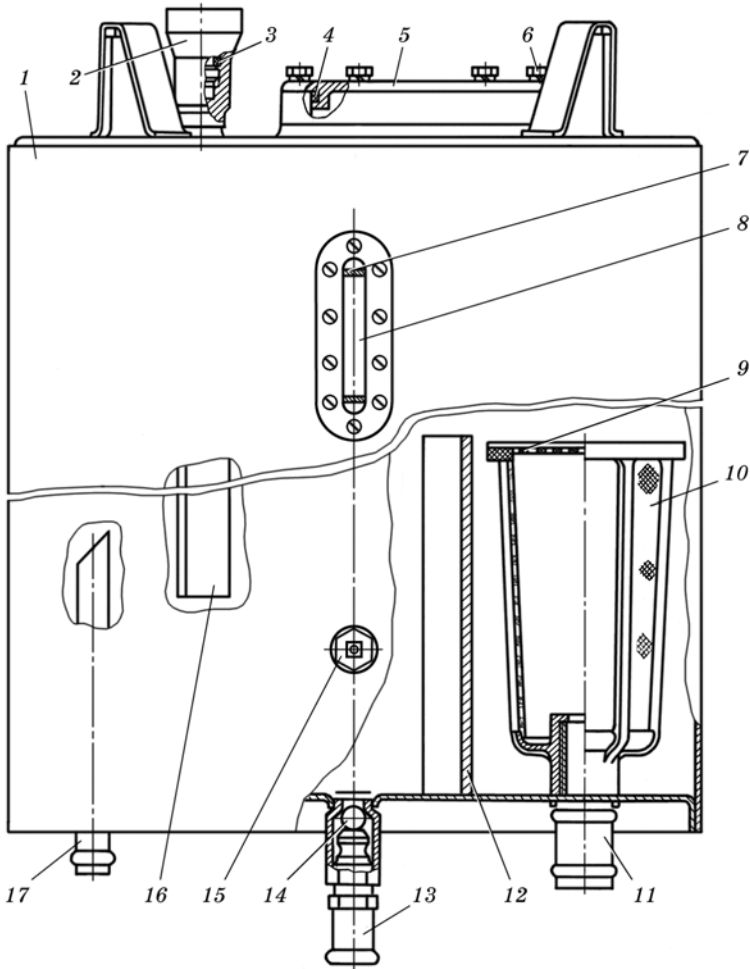


Рис. 9.44. Бак гідроприводу ведучих коліс комбайна «Дон-1500»:

1 — корпус; 2 — сапун; 3 і 4 — ущільнювальні кільця; 5 — кришка; 6 — болт; 7 — верхня позначка показчика рівня оливи; 8 — показчик рівня оливи; 9 — сітка; 10 — повітровідокремлювач; 11 — наконечник для сполучення з всмоктувальною лінією насоса; 12 і 16 — перегородки; 13 — штуцер зливного отвору; 14 — кулька; 15 — датчик температура оливи; 17 — наконечник для сполучення із зливною лінією гідроприводу

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» виконаний за такою самою схемою, як у комбайна РСМ-10. Технічні дані дещо інші.

Технічні характеристики ГВК

Робочий об'єм, см ³ :	
насоса	0...111
гідромотора	110...112
Частота обертання вала насоса, об/хв	2000
Максимальна подача насоса, л/хв	203
Тиск на виході із насоса, МПа:	
номінальний	27
максимальний	36,3
Номінальний крутний момент гідромотора, Нм	390
Коефіцієнт корисної дії не менше	0,79
Номінальна потужність насоса, кВт	104

ГВК складається з аксіально-плунжерного насоса *НА* (рис. 9.45) НП-112-1-00.00Л, вал якого одним кінцем з'єднаний через карданний вал з колінчастим валом дизеля, а другим — з валом підживлювального шестеренного насоса, встановленого на фланці насоса *НА*; аксіально-плунжерного реверсивного нерегульованого гідромотора *М* МП-112-1-00.000, який передає крутний момент на ведучі колеса через з'єднувальну муфту, коробку діапазонів і циліндричну зубчасту передачу диференціала ведучого моста і розміщений на коробці діапазонів; клапанної коробки *КК1* НП-90-02-000, встановленої на гідромоторі *М*. Вона має два запобіжних клапани великого тиску непрямої дії *ЗКВ1* і *ЗКВ2*, гідророзподільник *ГЗ* з переливним клапаном *ПК*; зовнішньої півмуфти *ПМ7* Н.036.67.100 для за-

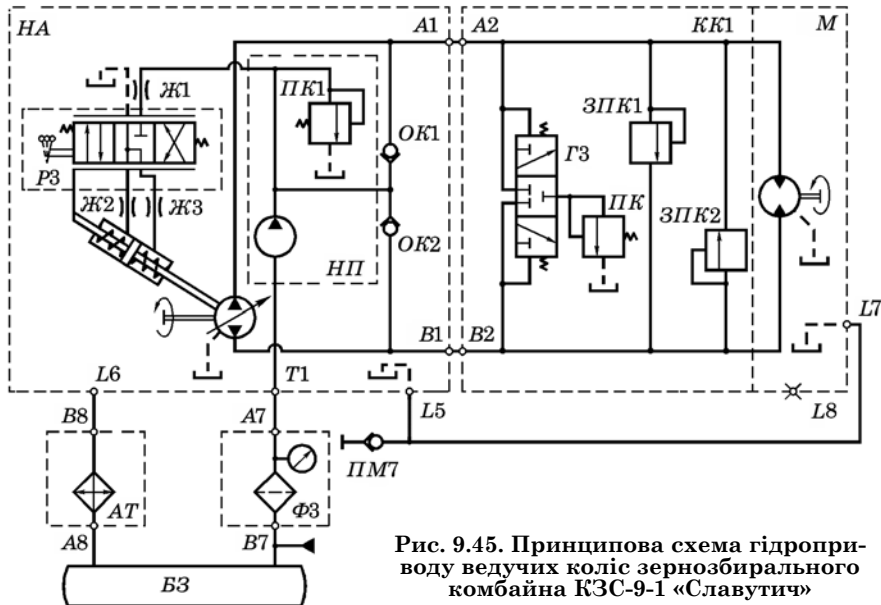


Рис. 9.45. Принципова схема гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич»

правки гідроприводу; фільтра ФЗ ФВ10-00.000 з вакууметром; теплообмінного апарата АТ. ГВК використовує загальний бак БЗ усього гідроприводу комбайна.

Насос НП-112 і гідромотор МП-112 мають аналогічну конструкцію. У насоса люлька (похилий диск) рухома і може нахилитись для зміни робочого об'єму і напрямку потоку рідини, а у гідромотора люлька нерухома, встановлена на постійне значення робочого об'єму 110 – 112 см³.

Насос НП-112 складається з корпусу 5 (рис. 9.46), закритого з обох боків фланцями 2 і 9. Центрування фланців забезпечується штифтами 4. У розточках фланців на конічних роликів підшипниках встановлено вал 1, який приводить в обертальний рух через шліцьове з'єднання блок циліндрів 8 і підживлювальний насос 11. В отворах блока циліндрів у гільзах 15 розміщені плунжери 14, з'єднані шаровими опорами з башмаками, що ковзають по плоскій робочій поверхні люльки 7. Остання змонтована на підшипниках 6, встановлених на півосях 16, розміщених у корпусі 5 насоса.

Принцип дії ГВК комбайна КЗС-9-1 аналогічний принципу дії ГВК комбайна КСК-100А (див. рис. 9.44, 9.46).

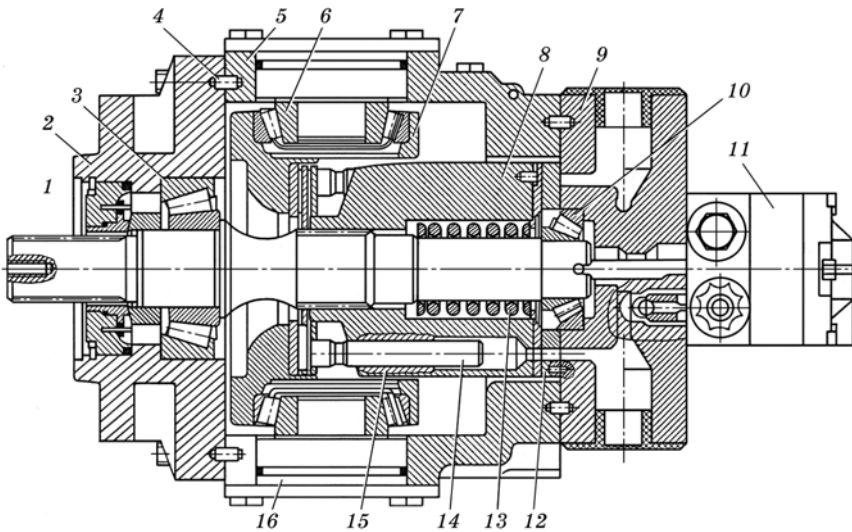


Рис. 9.46. Будова аксіально-плунжерного насоса НП-112:

1 — вал; 2, 9 — фланці; 3, 6, 10 — конічні роликів підшипники; 4 — штифт; 5 — корпус; 7 — люлька; 8 — блок циліндрів; 11 — підживлювальний насос; 12 — торцевий розподільник; 13 — пружина; 14 — плунжер; 15 — гільза; 16 — піввісь

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна КЗС-1580 «Лан» має аксіально-плунжерний регульований насос

НП-112 та нерегульований реверсивний гідромотор МП-112, як і в комбайні КЗС-9-1.

Для гідроприводу комбайна КЗС-1580 характерним є те, що він складається з таких незалежних гідроприводів: головного з двома шестеренними насосами (робочий об'єм 20 та 12 см³); рульового керування з одним шестеренним насосом (6 см³) і гідроприводу ведучих коліс (при комплектації «Гідросила» — АТ — «Левада»). Три секції шестеренних насосів розміщені співвісно з аксіально-плунжерним насосом і жорстко закріплені на корпусі останнього так, що частота обертання валів усіх чотирьох насосів однакова, а працюють вони синхронно з колінчастим валом дизеля.

Гідробак має два ізольованих відсіки: один — об'ємом 20 л — для системи шестеренних насосів; другий — об'ємом 60 л — для ГВК. Проте робочі рідини в них однакові: олива марки А або МГЄ-46В.

Номінальна тонкість фільтрації оливи у ГВК не більше як 10 мкм, у системі шестеренних насосів — не більше як 25 мкм.

Гідроприводи ведучих коліс коренезбиральної машини КС-6Б, картоплезбирального комбайна КСК-4, кукурудзо-збирального комбайна КСКУ-6, косарки-плющилки КПС-5Г оснащені насосами НП-90 і гідромоторами МП-90 (ГСТ-90), як і комбайни КСК-100 та РСМ-10.

Привід насоса у КПС-5Г здійснюється від дизеля через головну коробку, на якій він змонтований. Керування насоса — рукояткою.

Привід насоса у машин КС-6Б, КСК-4, КСКУ-6 від колінчастого вала дизеля через карданну передачу, керування насосом — педалями.

Розглянуті вище ГВК двомашинні, з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором, з коробкою діапазонів і диференціалом.

Гідропривід ведучих коліс зернозбирального комбайна Е-516 (Німеччина) тримашинний. В такому ГВК немає механічних агрегатів, маса яких приблизно втричі більша за масу деталей, встановлених у ГВК двомашинному. Крім цього, завдяки зниженню швидкісного режиму гідромоторів і зменшенню кількості механічних передач дещо підвищується ККД.

Принципову схему ГВК комбайна Е-516 наведено на рис. 9.47.

Аксіально-плунжерний насос 1 регульований реверсивний приводиться в рух від колінчастого вала дизеля. Від вала цього насоса приводиться підживлювальний насос 18, який спрямовує рідину через блок зворотних клапанів 12 в лінію низького тиску. Насос 1 нагнітає рідину до регульованих гідромоторів 6, встановлених безпосередньо у ведучих колесах. Швидкість гідромоторів регулюють зміною робочих об'ємів гідромашин 1 і 6 гідроциліндрами 2, 5 та розподільниками 3, 4, 7.

Застосування тримашинної схеми дає можливість вилучити із ГВК коробку діапазонів, задній міст та диференціал, що підвищує надійність ходової частини комбайна.

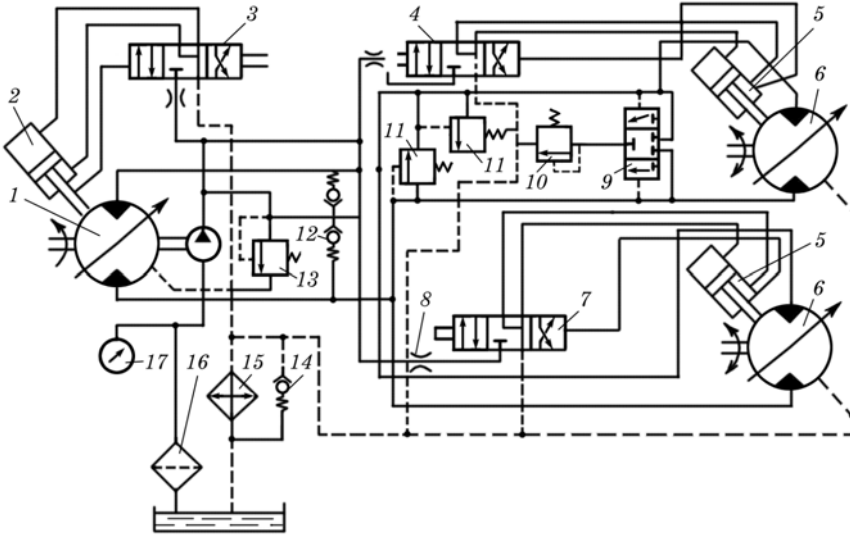


Рис. 9.47. Принципова схема тримашинного гідроприводу ведучих коліс зернозбирального комбайна Е-516:

1 — регульований реверсивний насос; 2, 5 — гідроциліндри; 3 — розподільник керування насосом; 4, 7, 9 — розподільники керування гідромоторами; 6 — регульовані реверсивні гідромотори; 8 — дросель; 10, 11, 13 — запобіжні клапани; 12 — блок зворотних клапанів; 14 — зворотний клапан; 15 — охолоджувач; 16 — фільтр; 17 — вакуумметр; 18 — підживлювальний насос

9.7. Гідроприводи гальм, зчеплень та муфт повороту

Гідроприводи гальм. Гальмівний привід передає енергію до гальмівних механізмів (колодкових, стрічкових, дискових) і керує ними під час гальмування. За принципом дії розрізняють механічні, гідравлічні і гідропневматичні приводи.

У тракторах застосовують переважно механічний і пневматичний приводи, в автомобілях і самохідних сільськогосподарських машинах та тракторних причепах — гідравлічний пневматичний і гідропневматичний.

Перевагою гідравлічного приводу є простота конструкції, високий ККД (0,8–0,9), одночасність і плавність гальмування всіх коліс. Недоліками є: зусилля на педалі; тиск у гідроприводі та те, що інтенсивність гальмування залежить від фізичної сили оператора; вихід з ладу гідроприводу при порушенні герметичності одного із його гідропристроїв.

Гідропривід гальм, наприклад автомобіля ГАЗ-53А, складається з головного гідроциліндра 8 (рис. 9.48), поршень якого з'єднаний з

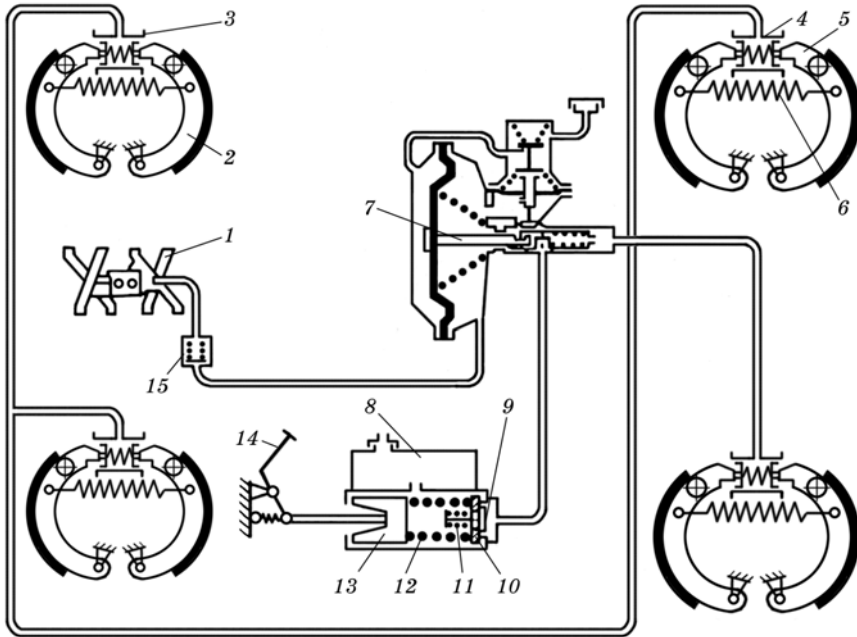


Рис. 9.48. Схема роботи гальмівної системи автомобіля ГАЗ-53А:

1 — випускний трубопровід двигуна; 2, 5 — гальмо відповідно переднього і заднього коліс; 3, 4 — колісні гідроциліндри; 6 — стяжна пружина; 7 — гідروвакуумний підсилювач; 8 — головний гальмівний циліндр; 9, 10 і 15 — відповідно запірний, зворотний і перепускний клапани; 11 — пружина перепускного клапана; 12 — зворотна пружина; 13 — поршень; 14 — педаль

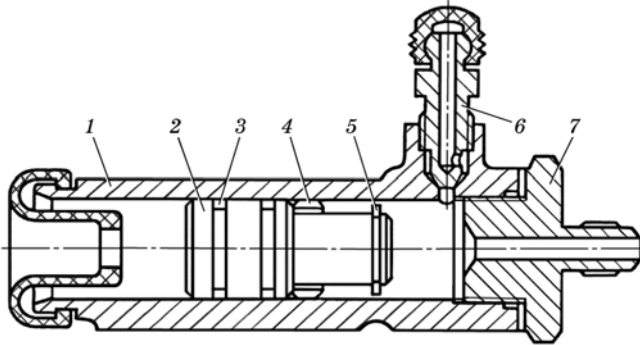
педалью 14, колісних гідроциліндрів 3 і 4, гальм 2 і 5 передніх та задніх коліс, а також гідроприводів, що сполучають всі гідроприс-
трої приводу.

Під час натискання на педаль 14 поршень 13 головного гідроциліндра витискує рідину у колісні гідроциліндри. Завдяки тиску рідини поршні колісних гідроциліндрів переміщуються, внаслідок чого колодки гальмівних механізмів притискаються до барабанів. Коли зазори між колодками і барабанами будуть вибрані, нагнітання рідини з головного гідроциліндра у колісні припиниться. При дальшому збільшенні зусилля на педаль створюється значний тиск рідини і починається одночасне гальмування всіх коліс.

Якщо зняти зусилля з педалі, вона, а також поршень головного гальмівного циліндра, під дією пружин повертається у вихідне положення. Стяжні пружини 6 відводять колодки від барабанів і під їх дією рідина з колісних циліндрів витісняється у головний гальмівний циліндр.

Рис. 9.49. Колісний гідроциліндр:

1 — корпус; 2 — поршень; 3 — ущільнювальне кільце; 4 — упорне кільце; 5 — обмежувальне кільце; 6 — клапан прокачування повітря; 7 — штуцер



Для полегшення керування гідравлічним приводом використано *гідровакуумний підсилювач 7*, вакуумна камера якого сполучена із випускним трубопроводом 1 двигуна.

У разі несправності гідровакуумного підсилювача, гідравлічний привід гальм продовжує діяти, проте до педалі гальма доводиться прикладати більше зусилля.

У деяких автомобілях, наприклад ГАЗ-52-12, для підвищення надійності роботи гальмівних механізмів використовують гідроприводи *двоконтурні*. Один контур забезпечує роботу гальмівних механізмів передніх коліс, інший — задніх. При виході з ладу одного контуру, інший забезпечує гальмування автомобіля.

Застосовують також гальмівні системи з *розділеним гідравлічним приводом* на кожне ведуче колесо, наприклад на самохідному зернозбиральному комбайні «Дон-1500». Вона складається з гальмівних механізмів, їх гідроприводу та механічного пристрою керування гідроприводом.

Гальмівні механізми дискові, розміщені на бортових редукторах і призначені для передачі гальмівного моменту на ведучі вали. Кожний гальмівний механізм має корпус, в якому розміщені фрикційні і натискні диски. Натискні диски мають тяги і загальну вилку та важіль, який з'єднаний зі штовхачем. Останній розміщений у корпусі 1 (рис 9.49) і впирається у поршень 2 колісного гідроциліндра. Штовхач (на рисунку не показано) під час руху поршня 2 повертає натискні диски, фрикційні диски притискуються до корпусу гальмівного механізму, зупиняючи ведучий вал бортового редуктора.

Кожен автономний гідропривід має по одному колісному гідроциліндру і одному головному. У корпусі 7 (рис 9.50) головного гідроциліндра встановлено поршень 8. Його головка ділить порожнину гідроциліндра на дві частини: порожнину А і Б. З порожнини А робоча рідина через штуцер 14 нагнітається у колісний гідроциліндр вмикання гальмівного механізму. З порожнини Б робоча рідина перетікає у порожнину А через перепускний клапан 9 під час руху поршня вгору.

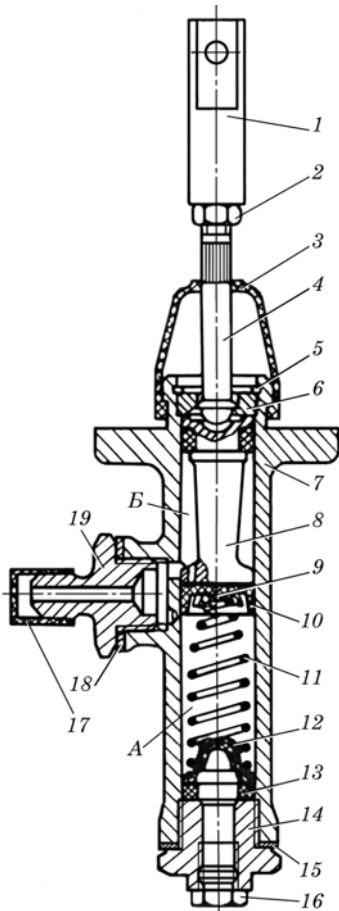


Рис. 9.50. Головний гідроциліндр:

1 — вилка; 2 — гайка; 3 — чохол; 4 — штовхач; 5 — стопорне кільце; 6 — упор; 7 — корпус; 8 — поршень; 9 — перепускний клапан; 10 — манжета; 11 — пружина; 12 — клапан; 13 — упорне кільце; 14, 19 — штуцери; 15, 18 — ущільнювальні прокладки; 16, 17 — пробки транспортні, А, Б — порожнини

Штовхач 4 сферичною головкою спирається на торець поршня, вилкою 1 з'єднаний з гальмівною педаллю і захищений чохлом 3.

Робоча рідина надходить у головний гідроциліндр через штуцер 19 від бачка, установленного на задній стінці кабіни комбайна.

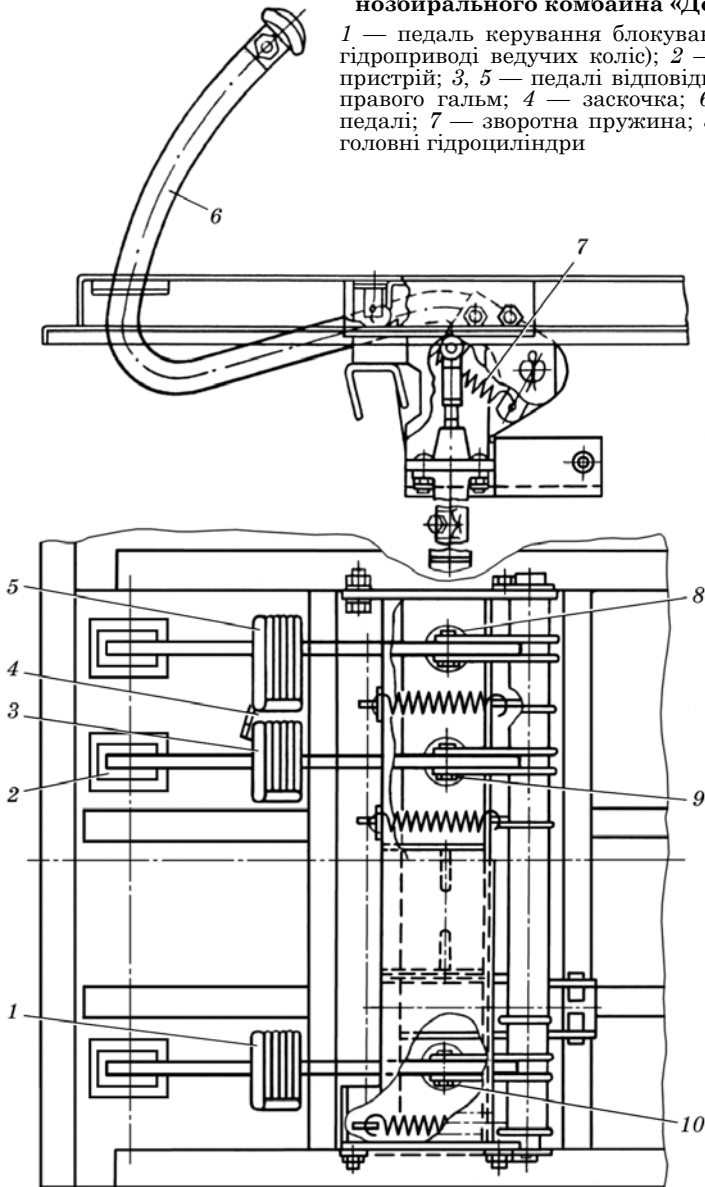
Головні гідроциліндри 8 і 9 (рис 9.51) гідроприводів гальм приводяться в робочий стан за допомогою механічного пристрою керування педального типу. При натисканні на педаль 5 зусилля через вилку 1 (див. рис. 9.50) передається на штовхач 4 і поршень 8, завдяки чому останній переміщується. При цьому рідина з порожнини А через штуцер 14 під тиском подається в колісний гідроциліндр, в якому енергія потоку рідини перетворюється на механічну. Праве ведуче колесо гальмується. Так само відбувається гальмування лівого колеса при натисканні на педаль 3 (див. рис. 9.51). Для загального гальмування педалі 3 і 5

блокують засчкокою 4. У випадку роздільного керування ведучих коліс засчкоку необхідно вивести із зачеплення зі скобою. У вихідне положення педалі повертаються під дією пружини 7.

Гідроприводи зчеплень не тільки полегшують їх вмикання, а й підвищують плавність вмикання. Відсутність механічного зв'язку між натискною муфтою і педаллю зчеплення дає можливість застосовувати на автомобілях підвісні педалі і цим самим позбутися на підлогах кабіни лючків. На підвісні педалі не впливають вібрації еластично підвішеного двигуна. Гідропривід зчеплення особливо зручний на вантажних автомобілях з кабінами, розміщеними над двигунами, наприклад ГАЗ-66. Застосовують гідропривід і на легкових автомобілях, тракторах та на самохідних сільськогосподарських машинах.

Рис. 9.51. Пристрій керування гальмівними механізмами ведучих коліс зернозбирального комбайна «Дон-1500»

1 — педаль керування блокуванням (при гідроприводі ведучих коліс); 2 — гумовий пристрій; 3, 5 — педалі відповідно лівого і правого гальм; 4 — заскочка; 6 — стояк педалей; 7 — зворотна пружина; 8, 9, 10 — головні гідроциліндри



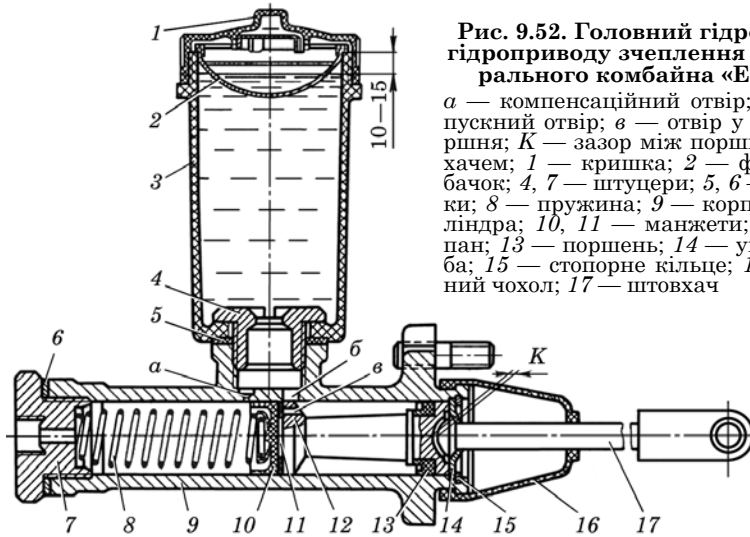


Рис. 9.52. Головний гідроциліндр гідроприводу зчеплення зернозбирального комбайна «Енисей»:

a — компенсаційний отвір; *б* — перепускний отвір; *в* — отвір у головці поршня; *K* — зазор між поршнем і штовхачем; 1 — кришка; 2 — фільтр; 3 — бачок; 4, 7 — штуцери; 5, 6 — прокладки; 8 — пружина; 9 — корпус гідроциліндра; 10, 11 — манжети; 12 — клапан; 13 — поршень; 14 — упорна шайба; 15 — стопорне кільце; 16 — захисний чохол; 17 — штовхач

За будовою і принципом дії такі гідроприводи аналогічні гідроприводам гальм. Незначні є зміни в конструкції головного гідроциліндра (джерела гідравлічної енергії) і робочого гідроциліндра (споживача гідравлічної енергії).

Так, головний гідроциліндр гідроприводу зчеплення автомобілів типу «Москвич 433» та зернозбиральних комбайнів «Енисей» мають бачок 3 (рис. 9.52), розміщений на корпусі 9. Будову робочого гідроциліндра показано на рис. 9.53.

Гідроприводи зчеплень і гальм автомобілів ГАЗ-66 і ГАЗ-21 однакові.

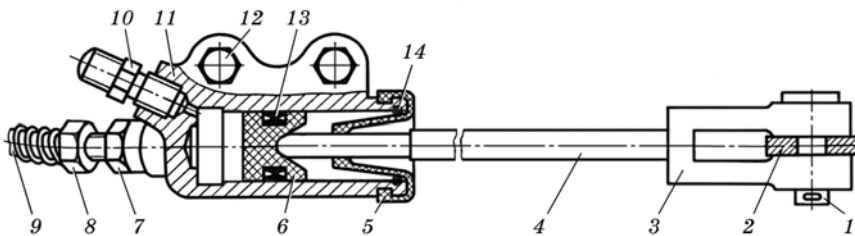


Рис. 9.53. Робочий гідроциліндр гідроприводу зчеплення комбайна «Енисей»:

1 — вісь; 2 — важелі вимикання зчеплення; 3 — вилка; 4 — штовхач; 5 — чохол; 6 — поршень; 7 — штуцер; 8 — гайка кріплення трубопроводу; 9 — трубопровід; 10 — перепускний клапан для прокачування системи гідроприводу; 11 — корпус; 12 — болт кріплення гідроциліндра; 13 — манжета; 14 — пружне кільце

Слід зазначити, що для вимкання зчеплення потрібні значні зусилля, проте згідно з нормами зусилля на педаль допускається не більше як 120 Н, а при ручному керуванні — не більше як 60 Н. У разі потреби великих зусиль застосовують *гідралічні підсилювачі*, які дають можливість зменшити зусилля, що прикладаються до важелів керування, до 40 – 20 Н. Будову і принцип дії таких гідропідсилювачів наведено на рис. 6.69 та 9.54.

Гідроприводи муфт повороту. Для повороту гусеничного трактора на задньому ведучому мосту встановлюють дві муфти повороту, з'єднані з валами ведучих шестерень кінцевих передач. При вимкненні правої (лівої) муфти повороту крутний момент від коробки передач на кінцеві передачі не передається. Гусениця сповільнює свій рух, і трактор плавно повертається. Зусилля на важелях керування для вимкнення муфт сягає 120 – 150 Н, що значно перевищує зусилля, передбачені технічними умовами. Для їх зниження між важелями керування і муфтами поворотів встановлюють гідропідсилювачі (див. рис. 6.69, 9.54).

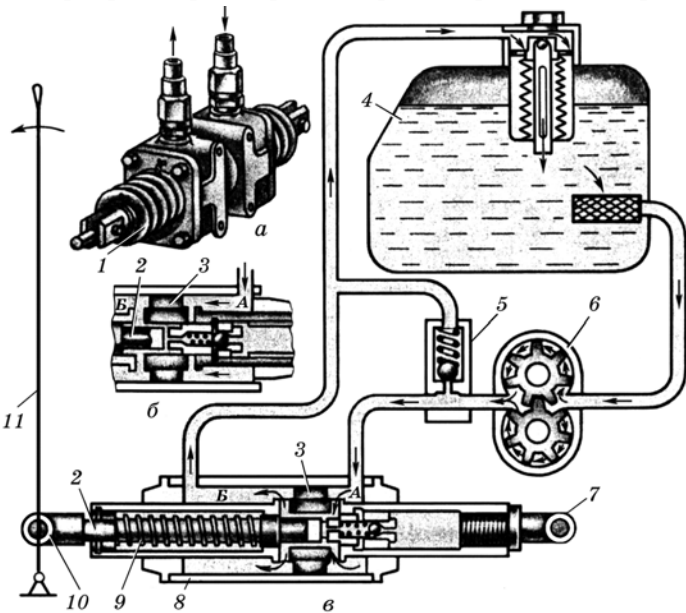
Гідропідсилювач має корпус 8 (рис. 9.54, в) з двома отворами для потоків рідини (оливи), що підводиться і відводиться, поршень 3, з'єднаний з вилкою 7, та золотник 2, з'єднаний з вилкою 10.

Олива насосом 6 нагнітається під тиском у порожнину А корпусу, а потім по каналах у порожнину В і далі зливається у гідробак.

При натисканні на важіль 11 (показано стрілкою) золотник 2 зміститься вліво і перекриє перший ряд отворів у поршні 3 (див. рис.

Рис. 9.54. Гідропідсилювач гідроприводу муфти повороту:

a — загальний вигляд; *б, в* — принцип дії; 1 — чохол; 2 — золотник; 3 — поршень; 4 — гідробак; 5 — запобіжний клапан; 6 — насос; 7, 10 — вилки; 8 — корпус; 9 — пружина; 11 — важіль; А і В — порожнини корпусу



9.54, б). При цьому тиск оливи у порожнині А підвищується і пошень починає зміщуватись за золотником під тиском оливи, вимикаючи муфту повороту через вилку 7.

За припинення дії на важіль 11 золотник пружиною 9 (див. рис. 9.54, в) повертається у вихідне положення і гідропідсилювач вимикається з роботи.

9.8. Гідропривід візка дощувальних машин типу «Фрегат»

Дощувальна машина типу «Фрегат» призначена для зрошування полів. Вона багатопорна, працює, рухаючись по колу, від закритої зрошувальної мережі, завдяки гідроприводу її візків. Особливістю гідроприводу візка є те, що він об'ємний, магістральний і робочою рідиною є вода, яка використовується для зрошування.

Принцип дії. Вода під тиском із магістрального зрошувального трубопроводу по підвідному трубопроводу 6 машини (рис. 9.55) крізь фільтр 7, трубопроводу 8 надходить до регулювального клапана швидкості 10, а потім по трубопроводу 18 — у розподільний клапан 27 і порожнистий шток 3 поршня гідроциліндра. Оскільки шток поршня шарнірно приєднано до рами, а корпус 4 гідроциліндра не закріплено до рами, то останній під тиском води піднімається вгору і переміщує силовий важіль 20, шарнірно з'єднаний з корпусом гідроциліндра і штангою штовхачів 22 коліс 28. Штовхачі, впираючись у ґрунтозачеми коліс, обертають їх. Рух коліс відбувається доти, поки силовий важіль 20 не підніметься до верхнього обмежувального штифта на тязі 19, вилка перемикавання 25 повернеться і переведе шток розподільного клапана у нижнє положення, припинивши цим самим надходження води у гідроциліндр. Під дією зусилля розтягнутої пружини 21 силовий важіль повертається назад і опускає корпус гідроциліндра у нижнє положення, а одночасно і штангу штовхачів у заднє положення. Штовхачі при цьому входять у зачеплення з наступними ґрунтозачепами коліс. Під час руху корпусу гідроциліндра вниз вода виштовхується з нього через зворотний клапан 2 і виливається на поле. Корпус гідроциліндра опускається доти, поки силовий важіль не натисне на вилку перемикавання 25, яка перемістить шток клапана 27 у верхнє положення. Клапан при цьому відкривається і закривається зливний канал. Далі процес повторюється аналогічно.

Швидкість руху машини (норми внесення води) змінюються регулятором, розміщеним на останньому візку.

Прямолінійність підвідного трубопроводу машини забезпечується системою синхронізації швидкості руху візків, яка керується клапаном швидкості 10.

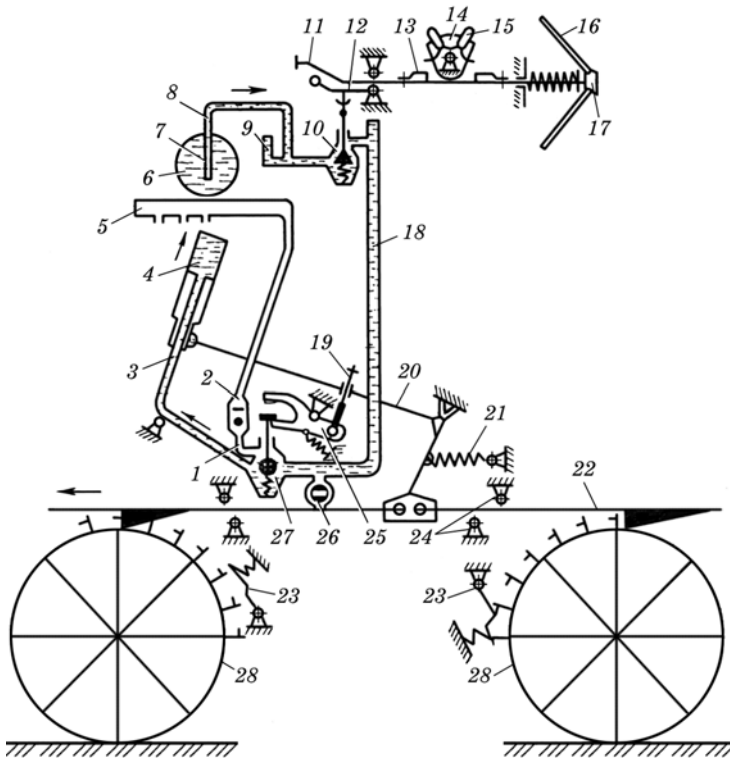


Рис. 9.55. Схема гідроприводу візка дощувальної машини «Фрегат»:

1 — відвідний трубопровід; 2 — зворотний клапан; 3 — порожнистий шток поршня гідроциліндра; 4 — рухомий корпус гідроциліндра; 5 — зливний трубопровід; 6 — підвідний трубопровід машини; 7 — фільтр; 8, 18 — трубопроводи; 9 — демпфер; 10 — регулювальний клапан швидкості; 11 — стрижень; 12 — натискний важіль; 13 — скоба; 14 — маятник; 15 — ртутний перемикач; 16, 19 — тяги; 17 — регулювальна гайка; 20 — силовий важіль; 21 — зворотна пружина; 22 — штанга штовхачів; 23 — стопори; 24 — напрямні; 25 — вилка перемикання; 26 — зливний краник; 27 — розподільний клапан; 28 — колеса візка

9.9. Гідравлічні системи автоматичного керування

Гідравлічні системи автоматичного керування (регулювання) підтримують регульований параметр в заданих межах за достатньо високих кінематичних і динамічних показників і високого ККД.

Використання автоматичного керування режимів роботи при виконанні технологічних процесів — один із чинників підвищення продуктивності сільськогосподарської техніки і створення сприят-

ливих умов для її обслуговування. Наприклад, використання системи автоматичного регулювання глибини оранки дає можливість зменшити опір плуга, збільшити продуктивність орного агрегата на 10 – 12 % і зменшити витрату палива на 11 %.

Системи автоматичного керування класифікують: за призначенням; за параметрами регулювання (кінематичними — положення, швидкість, прискорення; динамічними — зусилля, момент); за енергетичними ознаками (електрогідравлічне або гідромеханічне керування); за виконанням гідравлічних регуляторів; за типом датчиків; за видом виконуючих механізмів (поступального, обертального, поворотного); за характеристиками процесу автоматичного керування (пропорційні) тощо.

9.9.1. Регулювання параметрів робочих органів

У сільськогосподарській техніці набули застосування системи автоматичного регулювання глибини оранки, висоти зрізування стебел, завантаження картоплезбиральних машин і молотарок зернозбиральних комбайнів тощо.

Регулювання глибини оранки. Нині все ширше використовують різні гідроавтоматичні способи регулювання глибини обробітку ґрунту і, зокрема, глибини оранки, які підтримують задану глибину і виконують функції гідравлічного довантажувача. До них належить позиційний, силовий та комбінований способи регулювання.

Позиційний спосіб регулювання полягає в тому, що вибране положення начіпного плуга відносно каркаса трактора автоматично підтримується спеціальним гідророзподільником (регулятором), який при висотних відхиленнях плуга від заданого положення здійснює відповідну корекцію. Так, при надмірному опусканні плуга

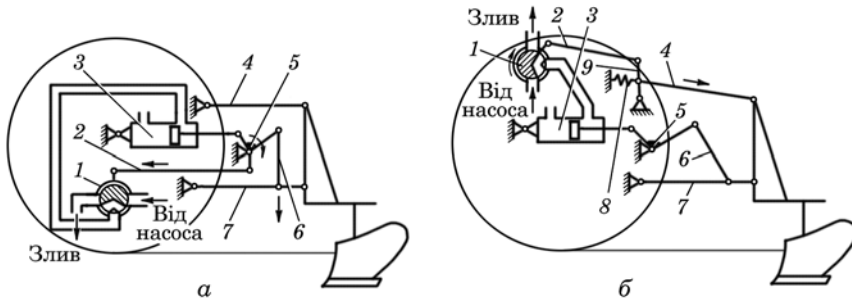


Рис. 9.56. Способи автоматичного регулювання глибини обробітку ґрунту:

а — позиційний; *б* — силовий; 1 — регулятор; 2 — тяга приводу регулятора; 3 — гідроциліндр; 4, 6, 7 — відповідно центральна тяга, розкіс, нижня тяга начіпного механізму; 5 — поворотний вал; 8 — датчик силового регулювання (пружина); 9 — важіль

зусилля від нижніх тяг 7 (рис 9.56, а) через розкоси 6, поворотний вал з важелями і тягу 2 передається до регулятора 1, золотник якого сполучає порожнину гідроциліндра 3 з насосом. При цьому плуг піднімається, внаслідок чого золотник регулятора повертається у нейтральне положення. При надмірному підніманні плуга золотник регулятора сполучає порожнину гідроциліндра зі зливом. Плуг під дією власної ваги опускається у вихідне положення, повертаючи золотник регулятора у нейтральне положення.

Силовий спосіб регулювання відрізняється від позиційного тим, що сигналом переміщення золотника регулятора 1 (див. рис. 9.56, б) є зусилля стиску або розтягу центральної тяги 4 начіпного механізму трактора.

Регулювання висоти зрізу. Висота зрізу рослин у кормо- і зернозбиральних машинах здебільшого підтримується механічними копіювальними башмаками. Однак механічні системи мають низку недоліків: на рихлих ґрунтах башмаки зариваються у ґрунт, на твердих — відриваються від поверхні внаслідок ударів, збільшується тяговий опір машини.

Безопорне копіювання жаткою рельєфу поля не має таких недоліків. На рис. 9.57 наведено схему автоматичного регулювання висоти зрізу за допомогою гідроприводу.

Безопорне копіювання відбувається завдяки копіру 12. Це — чутливий елемент, шарнірно закріплений на платформі жатки. Копір і пружина 5 регулятора 10 за допомогою тяги 2 шарнірно з'єднані між собою. Регулятор має механогідравлічний перетворювач, що складається з пружини 5, сопла 7 і заслінки 6.

Під час роботи відхилення жатки відносно поверхні поля вниз призводить до повороту копіра. При цьому зусилля на пружину 5

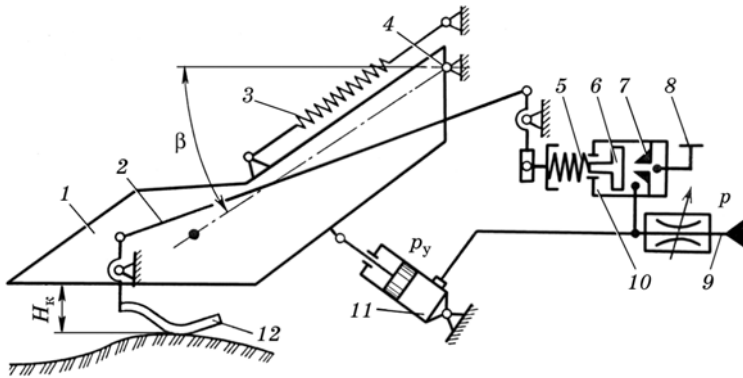


Рис. 9.57. Схема гідроавтоматичного регулювання висоти зрізу:

1 — жатка; 2 — тяга; 3, 5 — пружини; 4 — шарнір; 6 — заслінка; 7 — сопло; 8 — зливний гідропровід; 9 — дрросель; 10 — регулятор; 11 — гідроциліндр; 12 — копір

зменшиться та збільшиться зазор між соплом 7 і заслінкою 6. Оливи на злив по гідропроводу 8 надходитиме більше і до гідроциліндра 11 менше. Тиск оливи у безштоковій порожнині гідроциліндра зменшиться. Жатка під дією своєї маси опускатиметься. Якщо ж копір потрапляє на виступ поверхні поля, пружина регулятора стискується, зазор між заслінкою і соплом зменшується і в зливний гідропровід надходить менше оливи, а у порожнину гідроциліндра більше, що призводить до збільшення тиску у гідроциліндрі. Жатка повертається навколо шарніра 4 за стрілкою годинника, тобто відбувається піднімання різального апарата. Таким чином, забезпечується постійна величина висоти зрізу рослини у впадинах і на виступах поверхні поля.

Постійну висоту зрізу як у поздовжньому, так і поперечному напрямках забезпечує система Auto Level, якою оснащени комбайни MF фірми «Massey Ferguson». Система працює в автоматичному режимі завдяки бортовому комп'ютеру і гідроприводу.

Аналогічну систему має і комбайн КЗС-1580 «Лан».

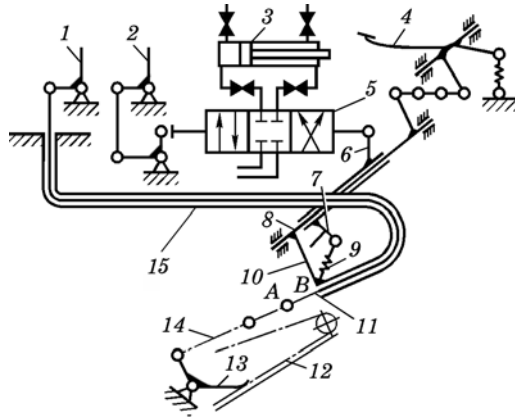
Регулювання частоти обертання мототила зернозбирального комбайна. Для забезпечення стабільного процесу роботи мототила необхідно, щоб його колова швидкість перевищувала швидкість комбайна. Оскільки швидкість комбайна змінюють залежно від врожайності культури, то для зміни коллової швидкості мототила (частоти обертання) передбачені клинопасові гідрофіковані варіатори, якими керує комбайнер. Для поліпшення якості процесу (зменшення втрат зерна) фірма International Harster (США) давно вже запатентувала систему автоматичної зміни частоти обертання мототила залежно від швидкості комбайна. Це досягається завдяки електричному зв'язку датчиків частот обертання мототила і колеса ведучого моста комбайна. При неспівпаданні сигналів датчиків вмикається сервомеханізм, який змінює подачу робочої рідини у гідромотор приводу мототила. Можливе і ручне керування. Такі гідроавтоматичні системи нині використовують і інші фірми.

Регулювання швидкості руху машини збиральної машини (зернозбирального, картоплезбирального комбайна тощо) залежить від врожайності культури. На збиральних машинах внаслідок нерівномірності біологічної маси врожаю і фізико-механічних властивостей культур на робочі органи надходить маса, що перевищує установлену на 40 %. Звичайно це впливає на технологічні показники збиральної машини. Стабілізація завантаження самохідних збиральних машин, оснащених варіаторами ходової частини або її гідроб'ємним приводом, можлива регулюванням швидкості машини.

На комбайнах, оснащених гідрофікованими варіаторами ходової частини, наприклад комбайн СК-5 «Нива», датчиком є полозок 13 (рис. 9.58) встановлений над нижньою гілкою плаваючого конвеєра 12 похилої камери жатки, який реагує на товщину шару хлібної ма-

Рис. 9.58. Принципова схема гідроприводу автоматичного регулювання завантаження молотарки зернозбирального комбайна:

1 — важіль попередньої установки полозка; 2 — важіль ручного керування; 3 — гідроциліндр клинопасового варіатора; 4 — педаль зчеплення; 5 — золотник гідрозподільника; 6 — двоплечий важіль; 7, 10 — важелі; 8 — вал; 9 — пружина; 11 — трос; 12 — нижня гілка ланцюга плаваючого конвеєра; 13 — полозок; 14 — тяга; 15 — оболонка гнучкої тяги



си, що надходить у молотарку. Полозок механічно з'єднаний із золотником 5 розподільника керування гідроциліндром варіатора 3. Полозок, піднімаючись чи опускаючись, через тягу зміщує золотник, а той спрямовує потік оливи у штокову чи безштокову порожнину гідроциліндра. Завдяки цьому відбувається зміна передатного відношення від колінчастого вала дизеля до ведучих коліс, тобто зміна швидкості комбайна.

Важелем 1 здійснюють попередню установку полозка 13, яка відповідає найменшим втратам зерна за молотаркою. Конструкцією автоматичного регулятора завантаження молотарки (АРЗМ) передбачено ручне керування швидкістю комбайна за допомогою важеля 2.

Крім наведеного, АРЗМ забезпечує автоматичне зменшення швидкості комбайна при вимиканні зчеплення ходової частини. При натискуванні на педаль 4, швидкість зменшується і перемикання передач відбувається при мінімальній частоті обертання зубчастих коліс.

Докладніше будову і принцип дії АРЗМ наведено на рис. 9.59.

Якщо самохідна машина обладнана об'ємним гідроприводом ведучих коліс, то датчики-полозки (щупи), відхиляючись залежно від товщини шару матеріалу (зернової або бульбоносної маси) передають сигнал на важіль керування похилого диска регульованого аксіально-плунжерного насоса. Робочий об'єм насоса змінюється, а отже, змінюється і подача рідини у гідромотор, частота обертання вала гідромотора змінюється, тобто змінюється швидкість самохідної машини.

Вирівнювання молотарки зернозбирального комбайна, що працює на схилах і косогорах. Гідроавтоматичні системи вирівнювання молотарок комбайнів під час роботи на схилах і косогорах поряд із підвищенням стійкості машини поліпшують також якісні показники роботи: обмолочувана маса не накопичується в один бік,

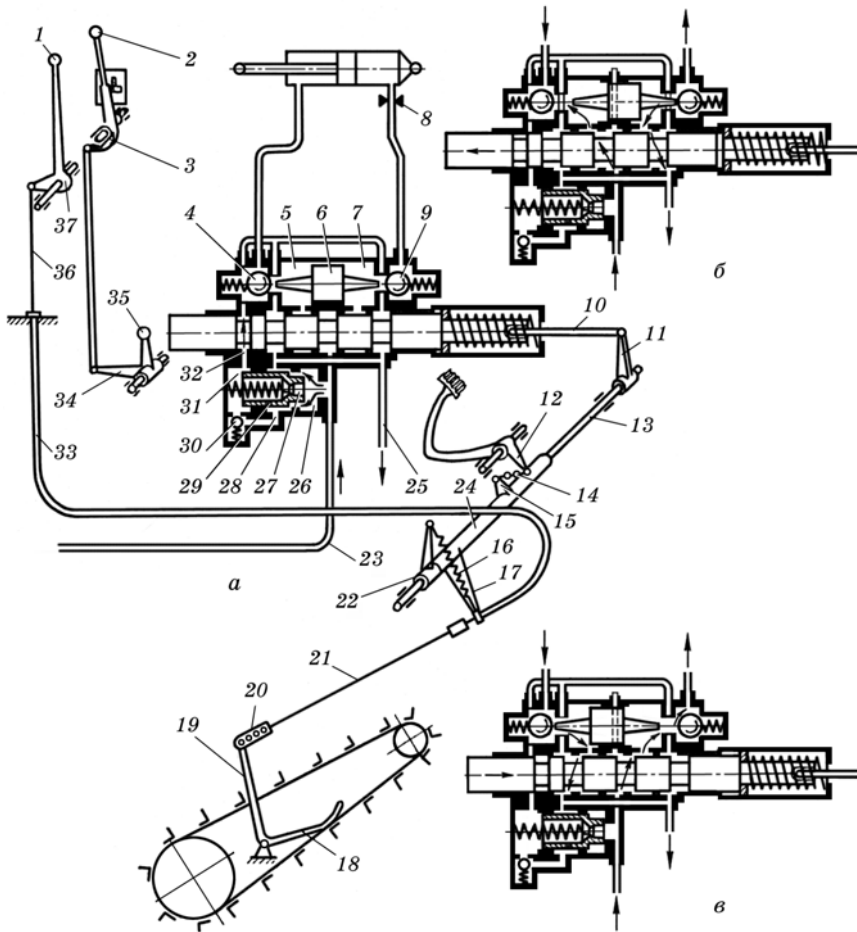


Рис. 9.59. Схема дії гідроавтоматичного регулятора завантаження молотарки:

a — при нейтральному положенні золотника, *б* і *в* — золотник зміщений відповідно вліво і вправо; 1 — важіль зміни подачі хлібної маси в молотарку; 2 — важіль ручного керування швидкістю комбайна; 3, 11, 12, 15, 17, 19, 34, і 37 — важелі; 4 і 9 — запірні клапани; 5 і 7 — порожнини; 6 — штовхач; 8 — сповільнювальний клапан; 10 і 21 — тяги; 13 і 24 — вали; 14 — тяга — ланцюг; 16 — пружина; 18 — полозок; 20 — планка; 22 — втулка; 23 — напірний трубопровід; 25 — зливний трубопровід; 26 — напірна порожнина; 27 — дросельний отвір; 28 — виточка; 29 — поршень; 30 — допоміжний клапан; 31 — післядрельська порожнина; 32 — канал; 33 — трубка; 35 — головка важеля; 36 — дріт

швидкість маси не змінюється, що сприяє зменшенню втрат врожаю. Крім цього, перекоси у з'єднання, що спричинюють підвищене зношення деталей, які стикаються, не збільшується. Для вирівнювання положення молотарки комбайна у просторі застосовують системи (рис. 9.60), що стабілізують положення її як в одній (поперечній або поздовжній), так і у двох площинах.

Шток поплавка 5 або підвісок маятника 15 кінематично з'єднаний із золотником гідророзподільника 8. Останній спрямовує потік рідини від насоса 2 у гідроциліндри 12, що переміщують раму молотарки відносно ходових коліс. Поплавок розміщений у додатковому баку 4 з рідиною. Вантаж розміщено на підвісці. Корпус поплавкового і шарнір маятникового датчиків з'єднані з молотаркою.

Гідростатичний датчик 13 діє за принципом сполучених посудин. У ньому встановлено електроди. У вихідному положенні молотарки вони не торкаються ртуті. При кренах ртуть замикає систему електрогідрравлічного клапана, який сполучає гідроприводи з гідроциліндрами, і молотарка вирівнюється. Тривалість процесу вирівнювання залежить від інерційності датчика і швидкості дії виконавчого механізму, що зумовлюється подачею рідини у гідроциліндри. Верхня межа дії виконуючого механізму обмежується швидкістю зміни кута нахилу молотарки, яка не перевищує $(5,2 \dots 6,1) \cdot 10^{-2}$ рад/с. При таких параметрах вирівнювання не має коливального руху.

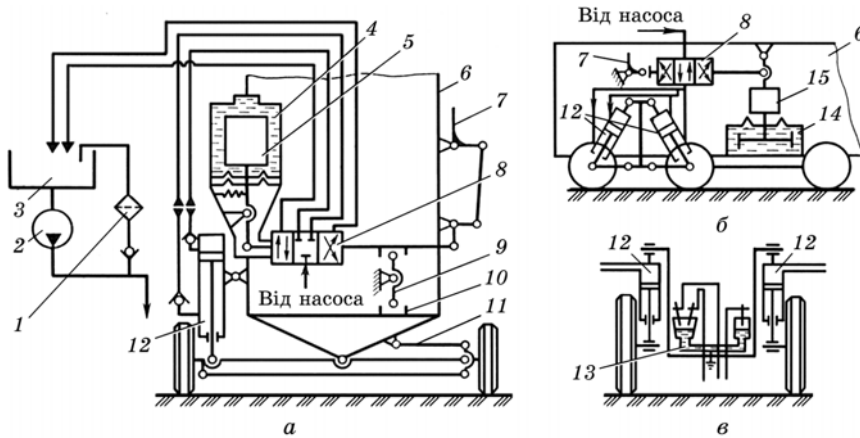


Рис. 9.60. Принципові схеми гідроприводів автоматичного вирівнювання збиральних комбайнів у просторі:

a — поплавкова; *б* — маятникова; *в* — гідрооб'ємна; 1 — фільтр; 2 — насос; 3 — гідробак гідроприводу; 4 — додатковий бак для робочої рідини; 5 — поплавок; 6 — рама; 7 — механізм ручного вирівнювання; 8 — гідророзподільник; 9 — важіль; 10 — упор; 11 — тяга трапеції коліс; 12 — гідроциліндри; 13 — гідростатичний датчик; 14 — гідравлічний демпфер; 15 — маятник

Коливальний характер у таких системах вирівнювання з поплавковим датчиком може бути за недостатнього рівня рідини у баку або слабо затягнутої пружини, яка центрує поплавок.

9.9.2. Стежні гідроприводи

Гідропривід, в якому вихідна ланка повторює рух ланки керування у заданому масштабі, називають стежним.

Стежний гідропривід широко застосовують у системах ручного і автоматичного керування різних машин, агрегатів та виробничих процесів. Щодо сільськогосподарської техніки, такий гідропривід використано у системах автоматичного водіння (САВ) мобільних агрегатів орних, гичко- і коренезбиральних машин, зернозбиральних комбайнів тощо, а також у гідравлічних системах автоматичного керування (регулювання): силового під час оранки, завантаження активних робочих органів збиральних машин, положення робочих органів тощо.

Коефіцієнт підсилення, який визначається відношенням вихідної потужності до потужності вхідного сигналу, практично не обмежений. Так, у системах рульового керування великими морськими суднами використовують стежні гідроприводи з коефіцієнтом підсилення 10^5 , а у системах автоматики з електрогідравлічним керуванням — до 10^7 . Таке велике значення коефіцієнта підсилення досягається завдяки незначній потужності, яка витрачається на керування. Наприклад, потужність вхідного сигналу у гідропідсилювачі з електричним керуванням становить 0,5 – 1 Вт, а зусилля для переміщення золотників не перевищує 40 мН.

Стежні гідроприводи залежно від типу гідродвигуна бувають з поступальним, поворотним і обертальним рухом вихідної ланки.

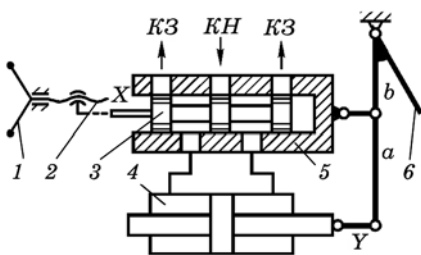


Рис. 9.61. Схема стежного гідроприводу поступального руху:

1 — рульове колесо; 2 — гвинтова пара; 3 — дросельовальний гідророзподільник; 4 — гідроциліндр; 5 — корпус гідророзподільника; 6 — траверса

На рис. 9.61 показано схему стежного гідроприводу поступального руху, що використаний як гідропідсилювач руля ґрунтозмішувальної машини. При повороті рульового колеса 1, наприклад за стрілкою годинника, завдяки гвинтовій парі 2 золотник 3 дросельовального гідророзподільника зміститься вліво і сполучить праву порожнину гідроциліндра 4 з напірним каналом (КН), а ліво — зі зливним (КЗ). Під дією потоку рідини шток гідроциліндра почне переміщуватись вліво, повертаючи шарнірно з'єднану з ним тра-

версу 6, а разом із нею і передній коток машини. Поворот котка відбуватиметься доти, поки корпус 6 розподільника, який переміщується разом з траверсою, не зміститься на величину ходу, що дорівнює зміщенню золотника, і знову не перекриє канали розподільника. Щоб повернути коток у вихідне положення, рульове колесо потрібно повернути на такий самий кут проти стрілки годинника. Внаслідок цього золотник, поршень, траверса і, отже, корпус розподільника повернуться у вихідне положення. Так відбувається стеження котка за поворотом рульового колеса. Коефіцієнт підсилення гідропідсилювача K_r у цьому разі можна виразити співвідношенням $K_r = F/F_3$, де F — зусилля, створюване на поршні гідроциліндра, F_3 — зусилля, необхідне для переміщення золотника. Важливим параметром стежного гідроприводу є коефіцієнт передачі, який визначається відношенням лінійної або кутової величини переміщення ланки до величини переміщення вхідної ланки. Для наведеної схеми вхідним сигналом на гідропідсилювач руля є переміщення X золотника, а вихідним — переміщення Y поршня гідроциліндра. Тоді коефіцієнт передачі можна визначити співвідношенням $K_{\Gamma} = (a + b)b$, де a і b — плечі важеля траверси 6.

Стежний гідропривід гичкозбиральної машини типу БМ-6Б. Взагалі гідропривід машини типу БМ-6Б призначений для автоматичного водіння і ручного коригування машини і опускання різальних апаратів, завантажувального транспортера та очисника головок коренеплодів.

Гідропривід складається із гідросистеми машини і гідросистеми трактора (рис. 9.62.), до якої входять бак, насос, та моноблоковий золотниковий розподільник (на рисунку зображений спрощено, без переливного каналу і лінії керування).

Система автоматичного водіння (САВ) складається з гідроциліндра 6, розподільника 9 з гідрозамком, запобіжного клапана 26 і механічної системи керування розподільником 9 (копір-водіїв D , поперечної тяги E та двоплечого важеля G). Гідроциліндр 6 шарнірно приєднано до основної рами і причепа машини. Запобіжний клапан 26 відрегульований на тиск спрацювання 3,5 МПа.

Для роботи САВ важіль розподільника трактора золотника A встановлюють в положення «Піднімання», золотника B — у положення «Плаваюче» (див. таблицю рис. 9.62), а середній золотник в положення «Нейтральне», тоді при нейтральному положенні копір-водіїв D олива від насоса через золотник A по трубопроводу 1 надходить до розподільника 9, золотник якого знаходиться в нейтральному положенні, і зливається по трубопроводу 2, а також клапанах 16 і трубопроводах 3 і 4 в бак.

При поперечному зміщенні копір-водіїв D сигнал через поперечну тягу E , двоплечий важіль G передається на золотник розподільни-

ка 9. Той, наприклад, зміщуючись вниз, спрямовує оливу в гідрозамок, а далі по трубопроводу 7 в поршневу порожнину гідроциліндра 6. Із штокової порожнини цього циліндра олива по трубопроводу 8, через гідрозамок і розподільник, зворотний клапан 16, трубопровід 2, золотник А розподільника трактора надходить на злив. Одночасно олива може надходити на злив через зворотні клапани 16, регульований дросель 13 по трубопроводах 3, 4 і золотник Б тракторного розподільника. Гідрозамок 11 при нагнітанні і зливанні оливи в такому положенні буде запертий. Якщо копір-водій змістить золотник розпо-

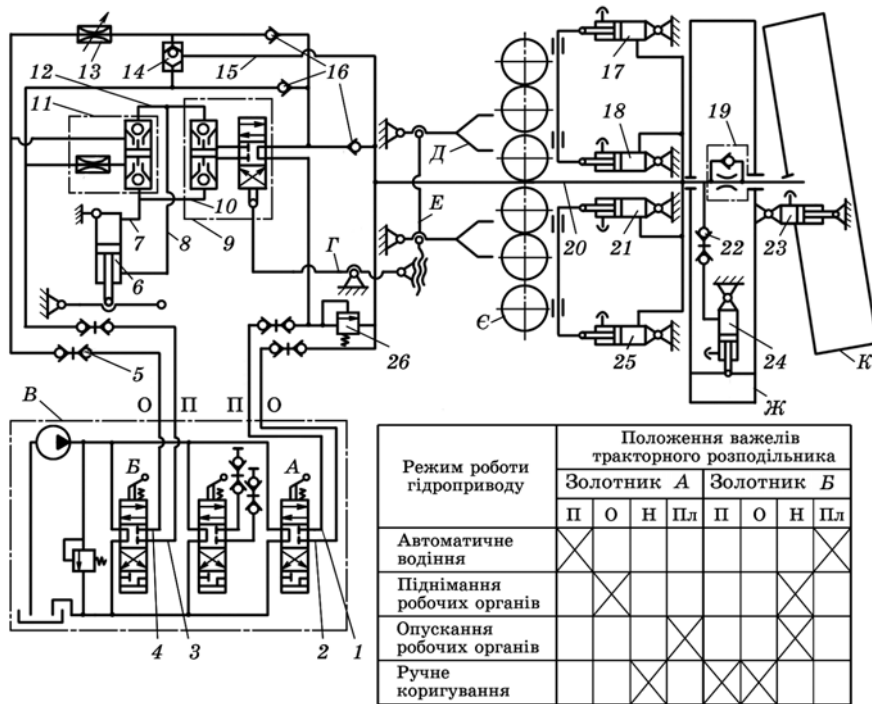


Рис. 9.62. Принципова схема гідроприводу гичкозбиральної машини БМ-6Б:

1, 2, 3, 4, 7, 8, 10, 12, 15 і 20 — трубопроводи; 5 — розривна муфта; 6 — гідроциліндр автомата водіння; 9 — розподільник із гідрозамком автомата водіння; 11 — гідрозамок; 13 — регульований дросель; 14 — логічний клапан «АБО»; 16 — зворотні клапани; 17, 18, 21 і 25 — гідроциліндри піднімання і опускання різальних апаратів; 19 — сповільнювальний клапан; 22 — швидкорознімна муфта; 23 — гідроциліндр піднімання і опускання очисника; 24 — гідроциліндр піднімання і опускання завантажувального конвеєра; 26 — запобіжний клапан; А і Б — відповідно правий і лівий золотники моноблокового розподільника трактора; В — гідросистема трактора; Г — двоплечий важіль; Д — копір-водій; Е — поперечна тяга; С — різальний апарат; Ж — завантажувальний конвеєр; К — очисник; П — «Піднімання»; О — «Опускання»; Н — «Нейтральне»; Пл — «Плаваюче»

дільника 9 вгору, то олива від насоса надходить в штокову порожнину гідроциліндра, а зливатись з безштокової. Шток гідроциліндра змістить раму машини в той чи інший бік і вона через двоплечий важіль поверне золотник розподільника 9 в нейтральне положення. Таким чином золотник стежить за роботою гідроциліндра.

Гідропривід ручного коригування САВ призначений для втручання оператора в роботу САВ при виході копір-водіїв із міжрядь або при заїзді машини на рядки коренеплодів. Для цього важіль золотника А встановлюють у положення «Нейтральне», а золотника Б — в положення «Піднімання» або «Опускання». У такому разі олива від золотника Б тракторного розподільника надходить в порожнини гідроциліндра 6 по трубопроводах 3 і 4 через гідрозамок 11 і трубопроводи 7 і 8. Зворотні клапани 16 будуть закриті. Після коригування важіль золотника Б встановлюють у положення «Плаваюче», а важіль золотника А — в положення «Піднімання» і тоді робота САВ відновлюється.

Гідропривід піднімання і опускання різальних апаратів, завантажувального конвеєра та очисника здійснюється гідроциліндрами відповідно 17, 18, 21, 25, 23 і 24.

Керування цими гідроциліндрами здійснюється золотником А тракторного розподільника: піднімання при положенні «Опускання» а опускання при положенні «Плаваюче». Важіль золотника Б при цьому повинен бути в положенні «Нейтральне». При підніманні зазначених виконуючих органів олива порожнин гідроциліндрів надходить від золотника А по трубопроводах 2 і 20. При опусканні олива із порожнин гідроциліндрів витискується на злив завдяки масі виконуючих органів по цих самих трубопроводах 20 і 2.

Якщо машина працює на полях з підвищеною вологістю, зменшують тиск на ґрунт копіювальних коліс рухомих рамок різальних апаратів, зменшивши переріз зливного трубопроводу 4 за допомогою дроселя 13. Швидкорознімну муфту 22 роз'єднують після того, як завантажувальний конвеєр опущений в робоче положення, а при транспортних переїздах з'єднують.

Оскільки гідроприводи ручного коригування і піднімання виконуючих органів сполучені трубопроводами 15 і 20, то при попередньому зміщенні рами машини з деяким випередженням здійснюється піднімання виконуючих органів, що виключає їх поломку.

Стежний гідропривід коренезбиральних машин типу КС-6Б, МКК-6 — це гідромеханічна автоматична система (гідродсилювач з зворотним зв'язком) для спрямування машини по рядках, як і САВ машини типу БМ-6Б.

Копір-водій 1 (рис. 9.63.) у вигляді полозка або стрілчастої лапи через важільний механізм 9 з'єднаний із золотником 3 розподільника. Золотник 3 і гідроциліндр 8 керованих коліс утворюють систему гідроприводу з важелем 4 зворотного зв'язку.

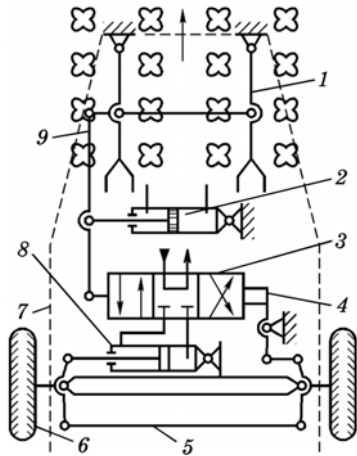


Рис. 9.63. Схема гідромеханічної автоматичної системи спрямування машин по рядках:

1 — копір-водій; 2, 8 — гідроциліндри; 3 — золотник розподільника; 4 — важіль зворотного зв'язку; 5 — важільна система рульової трапеції; 6 — кероване (напрямне) колесо; 7 — рама; 9 — важільний механізм

При відхиленні рядка від прямолінійного напрямку копір-водій відхиляється від середнього положення на певний кут і через важільний механізм 9 зміщує золотник 3. Робоча рідина під тиском надходить від насоса у певну порожнину гідроциліндра 8. Шток гідроциліндра, рухаючись, через важільну систему 5 ру-

льової трапеції повертає керовані колеса. При цьому через важіль 4 зворотного зв'язку корпус розподільника переміщується у бік зміщення його золотника. Поворот коліс відбуватиметься доти, поки золотник і корпус розподільника під дією зворотного зв'язку не займуть один відносно одного нейтральне положення.

Для ручного коригування передбачено гідроциліндр 2.

Докладніше будову і принцип дії стежних гідроприводів машин типу КС-6Б, МКК-6 розглянуто у роз. 9 «Гідроприводи рульових керувань» (див. рис. 9.29, 9.30).

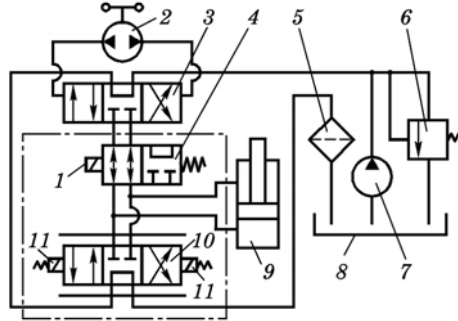
Стежний гідропривід самохідного кукурудзозбирального комбайна типу КСКУ-6 — це також САВ. Система може використовуватись тільки при переміщенні комбайна. Основними елементами САВ є: копіювальні пристрої з диференційними індуктивними датчиками (поворотними трансформаторами), датчики зворотного зв'язку положення керованих коліс, електрокерований трипозиційний розподільник, електрокерований двопозиційний відсічний розподільник, електронний блок, з'єднувальні кабелі та гідропривід рульового керування комбайна.

Копіювальні пристрої контактні з поворотними трансформаторами розміщені всередині третього і п'ятого мисів жатки комбайна. Датчик зворотного зв'язку встановлено на мосту керованих коліс. Електронний блок розміщено в кабіні.

Трипозиційний розподільник 10 (рис. 9.64) типу Е6-4ПГ-73-12 призначений для керування потоком оливи, що надходить в гідроциліндр 9 рульового керування. Працює розподільник 10 так. Коли електромагніти 11 знеструмлені, золотник розподільника знаходиться в нейтральному положенні і потік оливи, що надходить у розподільник, вільно зливається в бак 8. При вмиканні одного із

Рис. 9.64. Принципова схема гідроприводу САВ-1 кукурудзо-збирального комбайна КСКУ-6:

1, 11 — електромагніти; 2 — насос-дозатор; 3 — розподільник типу ГА-35000А; 4 — відсічний розподільник типу Е5-4ПБГ-73-12; 5 — фільтр; 6 — запобіжний клапан; 7 — насос НШ-10Е-Л; 8 — гідробак; 9 — гідроциліндр рульового керування; 10 — розподільник типу Е6-4ПГ-73-12



електромагнітів золотник зміщується у крайнє положення. Потік оливи спрямовується в одну із порожнин гідроциліндра 9. Оскільки електромагніти вмикаються імпульсно, то розподільник спрямовує оливу у гідроциліндр незначними порціями, що забезпечує плавність повороту керованих коліс.

Двопозиційний відсічний розподільник 4 типу Е5-4ПБГ-73-12 призначений для блокування вихідних каналів розподільника 3 гідроприводу рульового керування. Живлення на обмотку електромагніта 1 подається при вмиканні тумблера САВ. В положенні «Вимкнено» в розподільнику 4 канали сполучають порожнини гідроциліндра 9 з каналами розподільника 3 і гідропривід рульового керування працює аналогічно гідроприводу комбайна СК-5М «Нива». В положенні «Ввімкнено» канали розподільника і порожнини гідроциліндра закриті.

Працює САВ так. Заїзд в рядки і керування комбайном перші 10 – 15 м виконують вручну при вимкненій САВ. Після того, як рух комбайна стабілізується, не зупиняючи його, тумблер на панелі електронного блоку переводять в положення «Ввімкнено». Ручне рульове керування при цьому вимикається. При відхиленні приймальних русел жатки комбайна від рядків стебел кукурудзи і механічній дії стебел на копювальні пристрої на виході диференційних датчиків виробляється сигнал, амплітуда якого пропорційна величині відхилення, а фаза залежить від напрямку відхилення. Цей сигнал надходить в електронний блок, де він фільтрується і підсилюється. Тут же формується командний сигнал на вмикання певного електромагніту розподільника 10, золотник якого спрямовує потік оливи в одну із порожнин гідроциліндра 9. Керовані колеса повертаються.

Колеса повертаються доти, поки сигнал на виході датчика зворотного зв'язку, величина якого пропорційна куту повороту коліс, не зрівняється із сигналом, що надійшов в електронний блок. Керовані колеса поступово повертаються у вихідне положення.

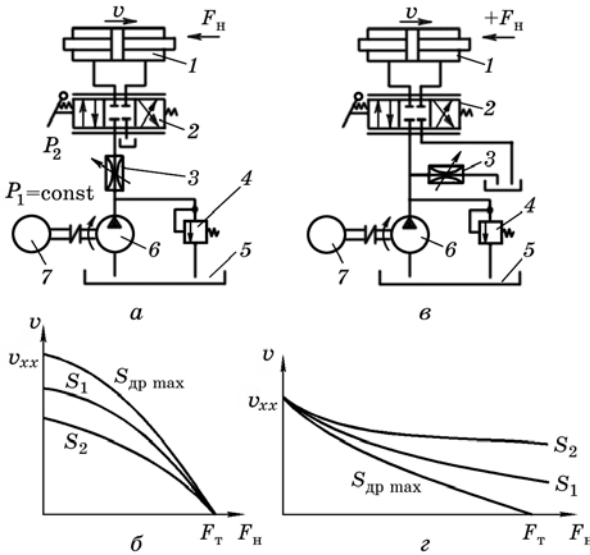
Крім описаних вище САВ розроблені САВ ґрунтообробних агрегатів, в яких як спрямівну траєкторію використано стінку борозни, у самохідних зернозбиральних комбайнів, в яких як спрямівну траєкторію використано брівку хлібостою. Датчики побудовані на принципі використання механічних, електромеханічних, оптичних, емнісних чутливих елементів тощо.

9.10. Гідроприводи з дросельним керуванням

Дросельне керування використовують у гідроприводах невеликої потужності (до 6 кВт) і переважно з нерегульованими насосами. За принципом дії їх поділяють на два види: з *постійним тиском* (рис. 9.65, б) і *змінним тиском* (рис. 9.65, з). Під час роботи гідроприводу з дросельним керуванням при постійному тиску до гідродвигуна 1 (рис 9.65, а) надходить кількість рідини, що дорівнює витраті через дросель. Максимальна кількість рідини дорівнює подачі насоса при повністю відкритому дроселі. У процесі регулювання надлишок рідини зливається у бак 5. Запобіжний клапан 4 виконує функцію переливного (підтримує постійний тиск $P_1 = \text{const}$ у напірному гідроприводі, який буде пропорційний навантаженню F_H).

Механічні характеристики такого гідроприводу показано на рис. 9.65, б. Характеристика — це залежність швидкості руху v вихідної ланки гідродвигуна від навантаження F_H .

При повністю відкритому дроселі $S_{др \max}$ і різних прохідних перерізах S_1 і S_2 швидкість штока гідроциліндра залежить від навантаження F_H :



максимальне значення швидкості спостерігається при відсутності навантаження, а при максимальному навантаженні, коли $P_2 = P_1$, швидкість штока дорівнює нулю.

Рис. 9.65. Принципові схеми гідроприводів з дросельним керуванням (а, в) та їх характеристики (б, з):

б — з постійним тиском; з — зі змінним тиском; 1 — гідродвигун; 2 — розподільник; 3 — дросель; 4 — запобіжний клапан; 5 — бак; 6 — насос; 7 — привідний двигун

Гідропривід з дросельним керуванням при *постійному тиску* доцільно використовувати для системи з великими потоками. До переваг такого гідроприводу належить високий ККД (0,8 – 0,9), а до недоліків — складність забезпечення паралельного підключення приводів, а також суттєвий вплив на роботу гідроприводу стислившості робочої рідини.

У гідроприводі з *дросельним керуванням при змінному тиску* регульований дросель Z встановлено паралельно гідродвигуну I (див. рис. 9.65, *в*). Швидкість штока у цьому разі максимальна при повністю закритому дроселі, а зі збільшенням прохідного перерізу, швидкість штока зменшується (див. рис. 9.65, *г*).

Основним недоліком такої схеми є непостійність швидкості руху штока при змінному навантаженні і одному й тому самому положенні дроселя. Крім цього, за такою схемою неможливо регулювати швидкість при від'ємних навантаженнях.

Проте такі гідроприводи мають вищий ККД порівняно з гідроприводом з постійним тиском.

9.11. Гідроприводи з машинним (об'ємним) керуванням

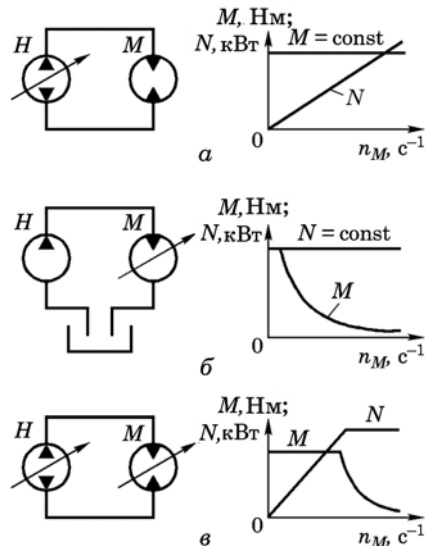
У гідроприводах з об'ємним керуванням швидкість вихідної ланки змінюють регульованим насосом, регульованим гідромотором, регульованими насосом і гідромотором (рис 9.66).

На рис. 9.66, *а* показано схему гідроприводу з *регульованим насосом*. Частоту обертання вала гідромотора регулюють, змінюючи робочий об'єм насоса, а напрямок обертання вала гідромотора — реверсуванням потоку рідини насосом.

Як видно із характеристик такого гідроприводу, крутний момент M гідромотора за цього способі регулювання — величина постійна, а потужність N змінюється пропорційно частоті його обертання. Діапазон регулювання в такій системі обмежений мінімальними значеннями ККД, який зі збільшенням подачі спочатку зростає, а потім зменшується.

Рис. 9.66. Принципові схеми і характеристики гідроприводів з машинним керуванням:

а — з регульованим насосом, *б* — з регульованим гідромотором, *в* — з регульованими насосом і гідромотором



У схемі з *регульованим гідромотором* (див. рис. 9.66, б) встановлено насос з постійним робочим об'ємом і гідромотор з регульованим робочим об'ємом. Регулювання такої системи при постійній потужності досягається зменшенням робочого об'єму гідромотора. Момент на валу гідромотора — величина змінна. Перевага такої системи — відносно невеличкі механічні втрати, а недолік — необхідність застосування дистанційного керування гідромотором.

У системах з *регульованими насосом і гідромотором* (див. рис. 9.66, в) є можливість більшого діапазону регулювання частоти обертання і моменту. Крім того, такі системи дають можливість здійснювати зрушення машини з максимальним моментом при мінімальній швидкості.

Взагалі гідроприводи з об'ємним керуванням дають можливість змінювати швидкість вихідних ланок гідродвигунів у широкому діапазоні зміни навантаження.

Схему класифікації об'ємних гідроприводів наведено в дод. 11.

Запитання для самоконтролю



1. Класифікація об'ємних гідроприводів за видом джерела гідравлічної енергії. 2. Що розуміють під поняттям «керований» гідропривід? 3. Що розуміють під поняттям «стабілізувальний» гідропривід? 4. Класифікація гідроприводів за характером руху вихідної ланки гідродвигуна. 5. Що розуміють під поняттям «стежний» гідропривід? 6. Назвіть два – три приклади об'ємного гідроприводу дизельного насосного, що застосовують у сільськогосподарських машинах. 7. Назвіть приклад об'ємного гідроприводу поворотного руху, що застосовують у сільськогосподарських машинах. 8. Наведіть класифікацію об'ємних гідроприводів сільськогосподарської техніки за призначенням. 9. Наведіть два – три приклади застосування гідроприводу активних виконуючих органів сільськогосподарських машин. 10. Наведіть два – три приклади застосування гідрооб'ємного рульового керування у гідроприводах сільськогосподарських машин. 11. Наведіть два-три приклади застосування об'ємного гідроприводу ведучих коліс у самохідних сільськогосподарських машинах. 12. Чи можливий запуск дизеля комбайна «Дон-1500» з буксиру? Чому? 13. У чому полягає відмінність у керуванні золотником розподільника насоса у гідроприводах ведучих коліс машин КС-6Б і РСМ-10? 14. Назвіть функції підживлювального насоса у гідроприводі ведучих коліс самохідних машин. 15. У чому відмінність між аксіально-плунжерними насосами гідроприводу ведучих коліс машин КСК-100 і РСМ-10? 16. Чи можна змінити швидкість комбайна КЗС-9-1, якщо запірний елемент запобіжного клапана підживлювального насоса не щільно прилягає до свого сідла? Чому? 17. У чому відмінність насоса-дозатора гідроприводів машин «СК-5 і КСК-100»? 18. Призначення переливного клапана у гідроприводі ведучих коліс. 19. Про що свідчить завищений вакуум у всмоктувальній лінії підживлювального насоса гідроприводу ведучих коліс? 20. Призначення пріоритетного клапана у гідроприводі рульового керування трактора ХТЗ-121. 21. Назвіть переваги і недоліки гідроприводу гальм. 22. В чому доцільність застосування гідроприводу зчеплення? 23. Які функції гідروпріслювача у гідроприводі муфти повороту гусеничного трактора? 24. Що є характерним для гідроприводу візка дощувальної машини типу «Фрегат»? 25. Призначення гідравлічних систем автоматичного керування?

10. ВАЛИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ

10.1. Гідравлічна система відбору потужності (ГСВП)

Для ефективного використання потужності двигуна, наприклад тракторів типу МТЗ, їх обладнують ГСВП, яка призначена для приводу гідрофікованих виконавчих органів сільськогосподарських машин.

ГСВП утворена гідропрістроями стандартної гідроначіпної системи трактора — бака 27 (рис. 10.1) з фільтром 29, розподільника 1, силового регулятора 3, насоса 25 і гідроциліндра 4, а також додатковими гідропрістроями: насосом 24 (НШ-32-2), насосом 23 (НШ-10-2), золотниковим поєднувачем (суматором) 7 і радіатором 26.

Насоси 23 і 24 змонтовані на корпусі зчеплення з лівого боку й обладнані приводом, який вимикається.

Поєднувач 7 має корпус 8, у розточках якого розміщені керовані золотники. У верхній розточці розміщений розподільний золотник 9. Він має три фіксованих положення: нейтральне (робочі порожнини заперті, рідина, що надходить від насосів, зливається у бак) і два робочих положення (рідина від насосів надходить по трубопроводах 11 і 12, виведених у задню частину трактора до споживачів). Розподільний золотник оснащено пристроєм для автоматичного повернення у нейтральне положення при підвищенні тиску рідини понад $14,0^{+1,0}$ МПа.

У середній розточці корпусу розміщено золотник 14, який забезпечує додавання або віднімання потоків рідини від трьох насосів системи. Золотник має чотири фіксованих положення, які в порядку підвищення дають можливість отримати потоки подачею 18, 55, 75 і 100 л/хв.

У нижній розточці корпусу розміщено два золотники 15 і 16. Золотник 15 керується тиском рідини у каналі керування перепускним каналом. Золотник може займати два положення — крайнє праве (канал керування і порожнина керування сполучені зі зливом) і крайнє ліве (канал керування перекритий). У першому випадку потік рідини насоса НШ-32-2 надходить до розподільника гідро-

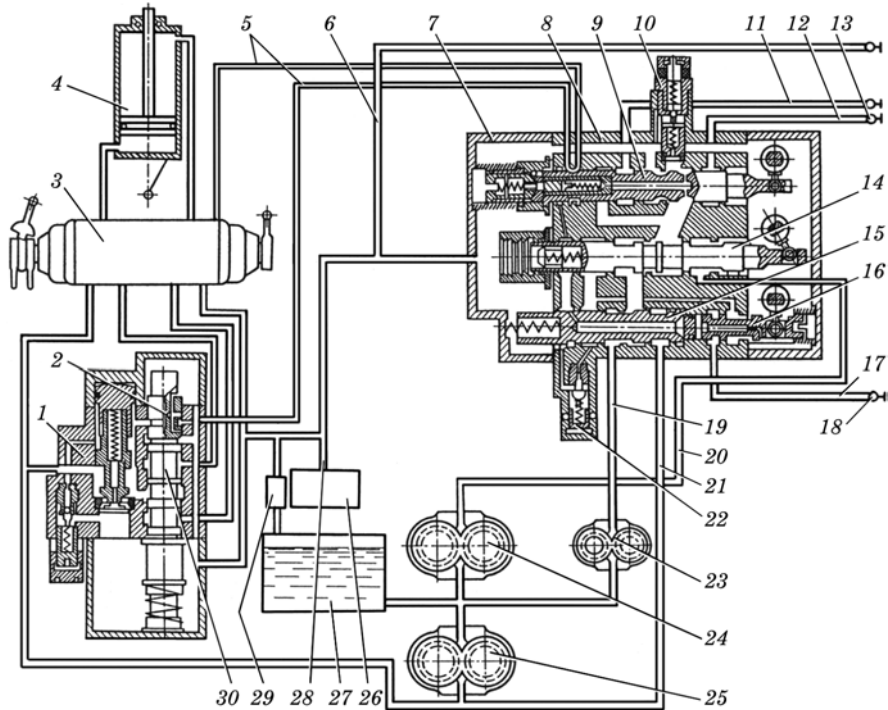


Рис. 10.1. Конструктивна схема гідравлічної системи відбору потужності тракторів типу МТЗ:

1 — розподільник; 2 — канал керування; 3 — силовий регулятор; 4 — гідроциліндр; 5, 6, 11, 12, 17, 19, 20, 21, 28 — трубопроводи; 7 — поєднувач (суматор); 8 — корпус; 9 — золотник; 10, 22 — клапани; 13, 18 — зворотні клапани; 14 — поєднувальний золотник; 15, 16, 30 — золотники керування; 23, 24, 25 — насоси; 26 — радіатор; 27 — бак; 29 — фільтр

системи, а у другому — до поєднувального золотника 14 системи гідроприводу. Золотник 16 призначений для подачі до споживача потоку рідини від насоса НШ-10-2 у тому випадку, коли останній не використовується на основних виводах гідроприводу. Нейтральна позиція золотника фіксована. Робоча і плаваючі позиції не фіксовані. У цих позиціях золотник утримують вручну. У робочій позиції золотника потік рідини від насоса НШ-10 надходить до споживача по трубопроводу 17.

Поєднувач оснащений двома запобіжними клапанами, відрегульованими на тиск $16,0^{+1,5}$ МПа. Клапан 10 вмонтовано у лінію

поєднувального потоку, клапан 22 — у лінію потоку насоса НШ-10-2.

Золотниками поєднувача тракторист керує рукоятками. Рукоятка керування має чотири фіксованих положення: перше зверху відповідає подачі потоку на основному виводі ГСВП, що дорівнює подачі насоса НШ-10-2; друге — подачі насоса НШ-32-2; третє — подачі насосів НШ-10-2 і НШ-32-2; четверте — подачі двох насосів НШ-32-2.

Рукоятка реверсування має три фіксованих положення: верхнє — «Піднімання»; середнє — «Нейтральне»; нижнє — «Опускання». Рукояткою керування поєднувальний золотник встановлюють у положення відповідно заданому потоку.

Установлений потік рідини знімається через виводи гідровідбору установкою рукоятки реверсування розподільного золотника в одне із робочих положень.

Основний насос гідросистеми трактора насамперед використовується для роботи гідроавісної системи трактора.

Привід насосів ГСВП здійснюється від шестерні двошвидкісного ВВП.

10.2. Вал відбору потужності з гідравлічним керуванням

Крім ВВП з механічним керуванням розроблені і використовуються ВВП з гідравлічним керуванням. На рис. 10.2 показано двошвидкісний ВВП з редуктором і автоматичною гідравлічною системою.

Ведучий вал 2 редуктора приводиться в рух від колінчастого вала дизеля через проміжний вал, що проходить всередині порожнистих валів зчеплення і коробки передач.

Механізм керування гідропідтискнуою муфтою ВВП має важіль керування з двома фіксованими положеннями (верхнє — ввімкнено, нижнє — вимкнено), проміжний важіль, тягу і важіль ексцентрика клапанного пристрою гідросистеми редуктора. Клапанний пристрій має клапани постійного тиску і плавного вмикання.

При повертанні важеля керування він через допоміжний важіль і тягу повертає ексцентрик, який діє на клапан плавного вмикання. При цьому олива подається насосом у гідропідтискну муфту 11, диски якої стискаються, і ВВП вмикається. Тиск оливи у муфті підтримується клапаном постійного тиску.

Якщо важіль повернути вниз, клапан плавного вмикання відкривається, тиск у системі знижується, гідропідтискуна муфта вимикається, цим самим і вимикається ВВП.

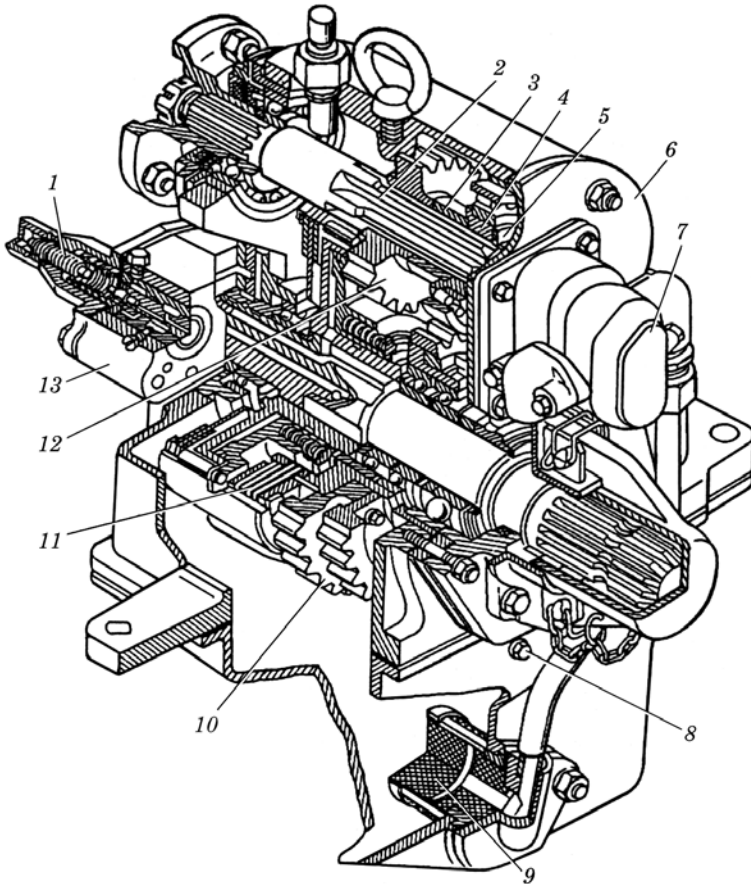


Рис. 10.2. Вал відбору потужності з гідравлічним керуванням:

1 — регулювальний гвинт; 2 — ведучий вал; 3 — дистанційна втулка; 4 — втулка; 5 — стопорне кільце; 6 — кришка; 7 — насос; 8 — контрольна пробка; 9 — фільтр-забірник; 10 — ведена шестерня; 11 — гідропідтиска муфта; 12 — ведуча шестерня; 13 — клапанний пристрій

Запитання для самоконтролю



1. Назвіть складові елементи гідравлічної системи відбору потужностей (ГСВП). 2. Завдяки чому вдається отримати потоки рідини з різною подачею в ГСВП? 3. Назвіть складові елементи гідроприводу керування ВВП. 4. Призначення поєднувача потоків в ГСВП.

Переваги гідроприводу не завжди реалізуються під час експлуатації через неякісний монтаж гідроприсроїв, а також порушення правил їх експлуатації та технічного обслуговування.

11.1. Правила монтажу гідроприсроїв

Для забезпечення надійної роботи гідроприсроїв під час їх монтажу слід дотримуватися певних правил.

Насоси:

- перевірити співпадання напрямку обертання ведучого вала і його приводу;
- вибирати таку конструкцію приводу, яка запобігала б передаванню радіальних та осьових зусиль на вал насоса і забезпечувала б радіальні переміщення його елементів до 0,3 мм (див. рис. 5.61);
- надійно затягнути гвинти і гайки кріплення під час монтажу і демонтажу насосів, не допускати значних ударів по корпусу;
- забезпечити швидкість руху рідини у всмоктувальному гідропроводі не більше ніж 1,5 м/с, а розрідження — не вище ніж 260 ГПа;
- монтувати всмоктувальний гідропровід по можливості коротким, з мінімальним числом перегинів;
- установка кранів, фільтрів і клапанів на всмоктувальному гідропроводі не рекомендується;
- встановлювати фільтрувальний елемент з номінальною тонкістю фільтрації залежно від типу насоса: для шестеренних насосів — 63 мкм, для аксіально-поршневих — 10 мкм;
- прослідкувати, щоб на насос не передавались механічні зусилля від деформації та переміщення приєднаних до нього гідропроводів;
- прослідкувати, щоб рівень рідини у гідробаку був вищий від вхідного отвору насоса не менше ніж на 150 мм.

Аксіально-поршневі і планетарні гідромотори:

- видалити перед монтажем антикорозійний захисний засіб, промити у чистому бензині і просушити;

- з'єднати з валом робочий орган машини через спеціальну муфту (допустима неспіввісність не більше ніж 0,2 мм, кут перекосу осей — не більш як $10^{\circ}30'$, неплоскісність установлювальної поверхні, що прилягає до гідромотора, — не більше ніж 0,2 мм), аналогічно як показано на рис. 5.65;

- після монтажу залити через дренажний отвір чисту робочу рідину. Верхня точка дренажного трубопроводу має бути вище від самої високої частини гідромашини;

Гідроциліндри:

- прослідкувати, щоб отвори вушок штока і гільзи співпадали з монтажними отворами на рамі машини;

- монтаж гідроциліндра з примусовим згином штока забороняється;

- прослідкувати, щоб у крайніх положеннях шток гідроциліндра не навантажувався додатковою силою, що перевищує номінальну.

Гідроапаратура:

- не допускати осьових і радіальних зусиль від інших гідропристроїв;

- рекомендуються розподільники типу Р-80 і Р-150 встановлювати вище або на рівні рідини у гідробаку;

- прослідкувати, щоб опір у зливному гідропроводі від розподільника у бак при вільному перетіканні рідини (позиція «Нейтральне») для всіх золотників не перевищував 0,05 – 0,1 МПа;

- рекомендуються розподільники ПГ73-11 і ПГ73-24 встановлювати горизонтально;

- шорсткість монтажної поверхні має бути не більше ніж $R_{\max} = 1,6$ мкм, допустима неплоскісність — не більше ніж 0,01 мм на довжині 100 мм;

- для кріплення розподільників слід використовувати болти із сталей з $\sigma_{Tq} \geq 1000$ Н/м².

Гідропроводи:

- перед монтажем нові трубопроводи по внутрішній поверхні протравлюють, нейтралізують, очищають і промивають потоком робочої рідини зі швидкістю 4 – 6 м/с впродовж 10 – 30 хв;

- після очищення трубопроводи перевіряють на герметичність статичним тиском робочої рідини у 1,5 раза більшим, ніж допустимий максимальний, протягом 2 – 5 хв;

- у трубопроводах завдовжки понад 1 м передбачають проміжне їх кріплення до машини;

- кріплення трубопроводів не повинно перешкоджати температурним деформаціям;

- під час монтажу трубопроводів слід уникати перекосів, натягу їх тощо.

11.2. Підготовка гідроприводу до роботи

Перед запуском гідроприводу перевіряють наявність оливи в баці і при необхідності доливають. За нижнього положення плунжерів чи штоків поршневих гідроциліндрів одnobічної дії рівень оливи в баці має бути на рівні верхньої позначки покажчика, за верхнього положення — на рівні нижньої.

Заправляти треба тільки ту оливу, що передбачена інструкцією. У гідроприводах ведучих коліс не слід змішувати оливу ЄШ (ГОСТ 10363–78) і А (ТУ 38101179–71), а також оливу МГЄ-46В, МГ-30У (ТУ 38.401285–80). Перед заправкою гідроприводу кришки заливних горловин, пробки та горловини треба очистити зовні від пилу і бруду. Заправляють через фільтри за допомогою чистого нагнітача, обладнаного шлангом з наконечником. Слід мати на увазі, що основні несправності гідроприводу виникають через забруднення оливи продуктами спрацювання тертьових поверхонь, пилом із навколишнього середовища, водою, а також механічними домішками під час заправки і дозаправки свіжою оливою. Якщо шестеренні гідромашини надійно працюють при чистоті фільтрації оливи до 63 мкм, то аксіально-поршневі (плунжерні) лише до 10 мкм. Тому перед заправкою необхідно переконатися у відсутності механічних домішок і води. Можливі такі найпростіші способи визначення якості оливи.

У чисту й суху посудину наливають 100 – 200 г оливи і 400 – 500 г бензину. Після збовтування суміш пропускають крізь паперовий фільтр, який потім промивають чистим бензином. Після цього фільтр просушують протягом 10 – 15 хв. Чиста олива залишає на фільтрі ледь помітну жовту пляму. Чим брудніша олива, тим темніша пляма на фільтрі.

Другий спосіб полягає в тому, що в посудину наливають 500 г оливи і відстоюють її протягом 24 год. Якщо на дні посудини з'явиться осад, то оливу треба замінити.

Наявність води в оливі визначають нагріванням. У чисту й суху пробірку наливають оливу до половини її об'єму і повільно нагрівають. При температурі 373 К (100 °С) олива, що містить воду, спінюється, чути потріскування, а на холодній частині пробірки утворюються краплі вологи.

Замінюють оливу тоді, коли в'язкість її змінилась на 50 % (а в більш відповідальних гідроприводах на 25 %) від початкової.

Слід пам'ятати, що завчасна заміна оливи в технічно справному гідроприводі небажана.

Перед запуском гідроприводу перевіряють ступінь забруднення фільтрів і за потреби замінюють або промивають фільтрувальні елементи (пластини, сітки).

11.3. Типові несправності гідроприводу та способи їх усунення

Несправності гідроприводу можна розподілити на такі основні групи: несправності, які характеризуються невиконанням заданої операції при подачі відповідної команди (наприклад, при переміщенні золотника розподільника жатка не піднімається або не опускається); несправності, що спричинюють відхилення значень параметрів системи від норми (занижена частота обертання гідромотора або швидкість піднімання жатки тощо); несправності, які не змінюють значень параметрів, але спричинюють зменшення часу безвідмовної роботи гідроприсроїв (перегрівання оливи, вібрація трубопроводів, підтікання оливи, пульсація тиску та ін.).

Залежно від групи несправностей вибирають і спосіб пошуку їх причин. Причини несправностей першої та другої груп визначають способом послідовного (крок за кроком) пошуку або способом половинного розчленування.

Застосовуючи спосіб послідовного пошуку, в системі виділяють магістральний контур, через який проходить олива від бака до гідродвигуна, що не працює. За принциповою схемою гідравлічної системи визначають несправність кожного гідроприсрою. Наприклад, жатка зернозбирального комбайна не піднімається при вмиканні рукоятки розподільника. В такому разі перевіряють наявність оливи в баку, обертається чи не обертається вал насоса і так до гідроциліндра.

Спосіб половинного розчленування заснований на пошуку причини несправності від середини лінії послідовно з'єднаних гідроприсроїв. Для даного прикладу пошук починають від розподільника до запірної крани і до гідроциліндра. Якщо причину несправності не виявлено, пошук продовжують від розподільника до бака.

Причини несправностей третьої групи визначають за допомогою відповідних органів чуття людини (зору, слуху, дотику) або інформаційних пристроїв.

Типові несправності гідроприводу та способи їх усунення наведено у табл. 11.1.

11.1. Типові несправності гідроприводу та способи їх усунення

Несправність	Причина	Спосіб усунення
<i>Гідроприводи робочих органів і систем автоматичного водіння</i>		
Вихідні елементи гідродвигунів не переміщуються, не обертаються	<p>Не ввімкнений насос, несправна з'єднувальна муфта гідромотор — виконуючий орган або передача до насоса</p> <p>Недостатня кількість оливи в баці</p> <p>Зависає клапан переливної секції розподільника (машини СК-5, СК-6, КС-6, КСК-4) або переливний клапан запобіжного клапана</p> <p>Важіль гідрозбільшувача зчпної ваги знаходиться у положенні «Закрито» (для причіпних машин)</p>	<p>Зупинити приводний двигун, ввімкнути насос, усунути несправність передачі двигун — насос, гідромотор — виконуючий орган</p> <p>Долити оливу до нормального рівня</p> <p>Вилучити золотник переливної секції чи запобіжного клапана і прочистити дросельний отвір</p> <p>Установити важіль гідрозбільшувача в робоче положення</p>
Вихідний елемент одного з гідродвигунів не пеміщується (не обертається)	<p>Заїдання золотника секції розподільника, зламана пружина золотника</p> <p>Не працює електромагніт відповідної секції (для розподільників машин КСК-100, ДОН-1500, КЗС-9)</p> <p>Гідрозамок (КСК-100, КПС-5Г та ін.) або гідрозамок секції розподільника (для машин КС-6, СК-5, СК-6, КСК-4 та ін.) не відкривається</p> <p>Заклинювання гідромотора чи гідроциліндра</p> <p>Розривна муфта перекриває прохід оливи</p>	<p>Розібрати і промити розподільник. Замінити пружину</p> <p>Перевірити електричну лінію вмикання електромагніта, прочистити якір електромагніта</p> <p>Розібрати гідрозамок і промити в дизельному паливі. При необхідності відремонтувати або замінити гідрозамок</p> <p>Замінити чи відремонтувати гідромотор, гідроциліндр</p> <p>Замінити чи відремонтувати муфту</p>
Швидкість переміщення (обертання) вихідних елементів гідродвигунів нижча за норму	<p>Температура оливи нижча за +30°C або понад +70 °С</p> <p>Запірні пристрої не відкриті повністю через ослаблення накидних гайок</p> <p>Спрацювання деталей розподільника: золотник — корпус, пробка — корпус</p> <p>Спрацювання ущільнень гідроциліндра</p>	<p>Довести температуру оливи до +35...+65 °С</p> <p>Підтягнути накидні гайки</p> <p>Замінити розподільник</p> <p>Замінити ущільнення або гідроциліндр</p>

Несправність	Причина	Спосіб усунення
	<p>Неправильно встановлено сповільнювальний клапан на гідроциліндрі або порожнисті болти з дросельними отворами поворотних кутників секційного розподільника (машин СК-5, СК-6, КС-6, КСК-4 та ін.)</p> <p>Запірний елемент запобіжного або переливного клапана нещільно прилягає до сідла</p> <p>Розрегулювання запобіжного клапана або поломка його пружини</p> <p>Недостатній натяг пасів приводу насосів</p>	<p>Установити сповільнювальний клапан або порожнистий болт з дросельним отвором відповідно до схеми гідроприводу певної машини</p> <p>Розібрати і промити в дизельному паливі клапан, відремонтувати або замінити клапани та сідло</p> <p>Перевірити приладом ДР-70 (КИ-1097) регулювання клапана, замінити пружину</p> <p>Відрегулювати натяг пасів</p>
<p>Вихідні елементи гідродвигунів переміщуються (обертуються) ривками</p>	<p>Забруднилась набивка сапуна бака</p> <p>Забруднилась набивка сапуна гідроциліндра, що використовується для однієї дії</p> <p>Наявність повітря в гідроприводі</p>	<p>Промити набивку</p> <p>Промити набивку</p> <p>Видалити повітря з гідроприводу неодноразовим вмиканням в роботу споживачів. Якщо не вдається усунути несправність, видалити повітря з трубопроводів. Для цього відкрутити накидні гайки рукавів з штуцерів гідродвигуна на 1,5 – 2 оберти. Розподільником перевести гідродвигун з одного крайнього положення в інше. Прокачування повторювати, поки в оливі, що підтікає, не буде бульбашок. Потім накидні гайки закрутити. Долити оливу у бак до верхньої позначки покажчика</p>
<p>Важелі секційного розподільника (для машин СК-5, СК-6, КСКУ-6, КСК-4 та ін. не повертаються в нейтральне положення</p>	<p>Заїдання золотника у корпусі</p> <p>Зламана пружина золотника</p> <p>Не відрегульована довжина тяги до рукоятки</p>	<p>Розібрати і промити розподільник</p> <p>Замінити пружину</p> <p>Зняти тягу і відрегулювати її довжину</p>

Несправність	Причина	Спосіб усунення
Важелі керування золотниками розподільника типу Р-75 автоматично не повертаються з робочих положень	Температура оливи нижче ніж +30°C або понад +70°C Насос не створює достатнього тиску 12,5 – 13,5 МПа Розрегульований запобіжний клапан (відкривається при меншому тиску, ніж клапан автоматичного пристрою)	Довести температуру оливи до +35...+65°C, прогрівши двигун, або зупинити і дати охолонути Перевірити технічний стан насоса приладом ДР-70 (КІ-1097), відремонтувати насос або замінити його Розібрати і промити деталі запобіжного клапана в дизельному паливі. Відрегулювати запобіжний клапан на потрібний тиск 14 – 14,5 МПа
Важелі керування розподільника типу Р-75 не фіксуються в робочих положеннях	Холодна олива Знижений тиск роботи автоматики розподільника Несправні фіксатори Великий опір споживача	Довести температуру оливи до +35 °С Перевірити приладом ДР-70 (КІ-1097) тиск. За потреби зняти розподільник, розібрати і відрегулювати клапани гільз автоматики на тиск 12,5 – 13,5 МПа Розібрати розподільник і за потреби відремонтувати або замінити деталі фіксаторів Перевірити і усунути неполадки
Олива перегрівається	Низький рівень оливи у баку Забруднений фільтр бака Запірні пристрої відкриті не повністю При положенні золотника «Нейтральне» переливний канал відкритий не повністю Розшарування гуми у всмоктувальному патрубку насоса Тиск оливи в гідроприводі перевищує величину, необхідну для нормальної роботи Завищений рівень внутрішніх витрат оливи в агрегатах гідроприводу	Долити оливу до нормального рівня Зняти і промити (замінити) фільтр Підтягнути накидні гайки Розібрати переливний клапан і промити в дизельному паливі, за потреби замінити Замінити патрубок Відрегулювати запобіжний клапан на номінальний тиск Замінити агрегати гідроприводу

Несправність	Причина	Спосіб усунення
Олива піниється і викидається з бака через сапун	Підсмоктування повітря через сальник насоса або всмоктувальний трубопровід	Замінити сальник, усунути підсмоктування повітря, затягнувши кріплення або замінивши трубопровід
	У гідропривід потрапила вода	Злити оливу, промити систему дизельним паливом і залити свіжу оливу
	Знижений рівень оливи в баку	Долити оливу до нормального рівня, усунути місцевий опір на трубопроводі або замінити трубопровід
	Кавітація (локальне кипіння, режим «голодування») у всмоктувальній порожнині насоса через ум'ятини на всмоктувальному трубопроводі або зменшення його внутрішнього діаметра через забруднення	Довести рівень оливи до верхньої позначки покажчика
Надмірний шум у гідроприводі	Не закріплені трубопроводи	Закріпити трубопроводи скобами, установити гумові прокладки
	Надмірне спрацювання гідромашин	Замінити гідромашини
	Насос працює в режимі кавітації	Ліквідувати місцевий опір і забезпечити герметичність всмоктуваної лінії насоса
<i>Гідроприводи рульового керування</i>		
Підвищене зусилля на рульовому колесі	Низький рівень оливи в баку	Долити оливу, установити місця підтікання і усунути несправності
	Золотник запобіжного клапана зависає або нещільно прилягає до упора	Зняти кришку запобіжного клапана. Видалити пружину і золотник. Прочистити дросельний отвір у золотнику і отвір під золотник в корпусі. Перевірити переміщення золотника в розточці корпусу
	Насос НШ-10Е не розвиває потрібного тиску	Замінити насос
	Недостатній натяг пасів приводу насоса (для машин СК-6, КС-6, КСК-100 та ін.)	Натягнути паси

Несправність	Причина	Спосіб усунення
	<p>Розрегульований вихідний запобіжний клапан або забруднене його сідло (для машин КСК-100, КС-6)</p> <p>Золотник насоса-дозатора з великим зусиллям обертається в корпусі (для машин КСК-100, КС-6)</p>	<p>Зняти насос-дозатор, перевірити наладку запобіжного клапана і відрегулювати або видалити клапани і очистити від сторонніх домішок, промити в дизельному паливі</p> <p>Зняти насос-дозатор, розібрати його, видалити сторонні домішки, промити. Перевірити переміщення золотника</p>
<p>Рульове колесо обертається в обидва боки без збільшення зусилля, а напрямні колеса не повертаються</p> <p>Рульове колесо при працюючому дизельному двигуні обертається в один бік з великим зусиллям, в інший — при незначному зусиллі, а напрямні колеса повертаються лише в бік меншого зусилля на рульовому колесі</p> <p>Рульове колесо довільно обертається вліво і вправо при працюючому дизельному двигуні</p>	<p>Порожнини насоса-дозатора не заповнені оливою (в системі є повітря)</p> <p>Залягання золотника розподільника в одному з крайніх положень</p> <p>Золотник насоса-дозатора заліг в одному з крайніх положень (для машин КСК-100, КС-6)</p>	<p>Видалити повітря з системи</p> <p>Зняти розподільник, видалити золотник і промити деталі розподільника, притерти золотник до розточки в корпусі або замінити розподільник</p> <p>Зняти насос-дозатор, розібрати його, видалити сторонні домішки, промити в дизельному паливі</p>
<i>Гідроприводи ведучих коліс</i>		
<p>Машина не переміщується ні вперед, ні назад</p>	<p>Недостатній рівень оливи в баку</p> <p>Несправний механізм керування поворотним важелем насоса</p> <p>Несправне з'єднання вал насоса — двигун, вал гідромотора — коробка передач</p>	<p>Виявити місця підтікання оливи, усунути несправність. Долити оливу до потрібного рівня</p> <p>Перевірити з'єднання важелів і тяг від педалей (рукоятки) керування до поворотного важеля розподільника насоса, усунути несправність. Забороняється переміщувати поворотний важіль до тяги при їх з'єднанні</p> <p>Перевірити з'єднувальні муфти і усунути несправність</p>

Несправність	Причина	Спосіб усунення
	<p>Забруднився фільтр тонкої очистки на всмоктувальній лінії насоса (завищений вакуум за фільтром понад 0,025 МПа при температурі оливи +50 °С)</p> <p>Пошкоджене з'єднання підживлювального насоса з основним насосом (відсутній тиск оливи в лінії нагнітання підживлювального насоса при нейтральному положенні похилого диска)</p> <p>Запірний елемент запобіжного клапана підживлювального насоса відкритий (завис або не щільно прилягає до сідла)</p> <p>Несправне з'єднання важільної системи золотникового розподільного насоса (тиск оливи в лінії керування нормальний — 15 МПа, але насос не регулюється, поворотний важіль переміщується вільно)</p> <p>Забруднений дросельний отвір розподільника (тиск оливи в лінії керування нормальний, а насос не регулюється)</p> <p>Зруйновані деталі робочого комплексу насоса чи гідромотора (наявність часточок латуні у фільтрувальному елементі), завищений рівень шуму при роботі насоса чи гідромотора</p>	<p>Замінити фільтрувальний елемент</p> <p>Замінити підживлювальний насос або його привідний вал</p> <p>Розібрати клапан і промити в бензині. При необхідності замінити запірний елемент клапана або його сідло</p> <p>Роз'єднати поворотний важіль розподільника насоса від зовнішньої керуваної тяги. Перемістити рукою вліво і вправо поворотний важіль. Якщо переміщення вільне, без опору, то розподільник треба зняти з насоса і перевірити його деталі і з'єднання</p> <p>Відкрутити гвинти кріплення розподільника до корпусу насоса і прочистити дросельний отвір</p> <p>Заміряти тиск оливи окремо в лініях насоса і гідромотора. Установити, яка із гідромашин несправна. Замінити несправну гідромашину</p>
Машина переміщується лише в одному з напрямків — вперед або назад	Несправний механізм керування поворотним важелем розподільника насоса	Перевірити і відрегулювати механізм керування поворотним важелем

Несправність	Причина	Спосіб усунення
	<p>Несправний запобіжний клапан лінії високого тиску</p> <p>Несправний один із зворотних клапанів</p> <p>Золотник розподільника насоса заліг або розрегульований (похилий диск насоса не виводиться в нейтральне положення)</p> <p>Шпунтувальний золотник клапанної коробки гідромотора завис (тиск оливи в одній з ліній неможливо підняти до максимуму)</p>	<p>Поміняти місцями запобіжні клапани, якщо машина стала переміщуватись в тому напрямку, в якому вона не рухалась, то один з клапанів несправний. Вигвинтити клапан, перевірити переміщення золотника, прочистити дросельний отвір, за потреби клапан замінити</p> <p>Видалити із задньої кришки насоса зворотні клапани і перевірити наявність дефектів. При наявності іржі чи деформації обидва зворотні клапани замінити</p> <p>Замінити розподільник або перевірити його регулювання</p> <p>Перевірити переміщення золотника. При необхідності клапанну коробку замінити</p>
Неможливо установити похилий диск насоса в нейтральне положення	Розрегульований розподільник насоса Несправний механізм керування поворотним важелем розподільника насоса	Відрегулювати або замінити розподільник Від'єднати тягу від поворотного важеля. Якщо похилий диск (люлька) не повертається в нейтральне положення — усунути несправності у з'єднаннях механізму керування
Перегрів гідромашин (температура корпусу гідромотора понад +80 °C)	<p>Занижений рівень оливи в баці</p> <p>Забруднений радіатор.</p> <p>Забруднений фільтр або всмоктувальний трубопровід (завищений вакуум після фільтра понад 0,025 МПа)</p> <p>Тривала робота гідроприводу в режимі перепуску оливи через запобіжні клапани</p>	<p>Довести рівень оливи до потрібного</p> <p>Очистити охолоджувальні поверхні радіатора</p> <p>Замінити фільтрувальний елемент. Прочистити замінити всмоктувальний трубопровід</p> <p>Зупинити двигун і дати охолонути гідроагрегатом. Не допускати надмірного перевантаження гідроприводу</p>

Несправність	Причина	Спосіб усунення
	Заїдання тертьових поверхонь робочих елементів гідромашин	Замінити насос чи гідромотор або обидві гідромашини
Завищений рівень шуму роботи гідромашини	Наявність повітря в гідроприводі Недостатня ізоляція трубопроводів	Перевірити рівень оливи в баці і довести його до норми Перевірити герметичність з'єднань на всмоктувальній лінії насоса і усунути підсмоктування повітря Забезпечити відсутність торкання трубопроводів до металевих поверхонь

11.4. Режими експлуатації гідроприводу та стан робочої рідини

Залежно від тривалості роботи під навантаженням, температури, забрудненості повітря та динамічних навантажень режими експлуатації гідроприводу поділяють на три види: легкий, середній і важкий (табл. 11.2).

Як правило, важким режимом експлуатації гідроприводів вважають роботу в умовах Крайньої Півночі та Середньої Азії. Проте, виходячи із тривалості роботи під навантаженням і коефіцієнта динамічності, у важких режимах працюють гідроприводи: тракторних навантажувачів, подрібнювачі кормів типу ИРТ-165, машини для внесення добрив, збиральні машини, гідроприводи ведучих коліс тощо.

Довговічність і надійність гідроприводу значною мірою залежить від стану робочої рідини.

11.2. Режими роботи гідроприводу

Показник	Режими роботи		
	легкий	середній	важкий
Діапазон зміни температури, °С	20 – 50	50 – 70	70 – 90 і нижче 10
Коефіцієнт використання номінального тиску, %	0 – 40	40 – 70	70 – 100
Коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням, %	0 – 10	10 – 35	35 – 100
Коефіцієнт динамічності, МПа/с	10 – 20	20 – 60	Понад 60

Основною причиною відмов гідроприводів є забруднення робочої рідини. Так, при моторесурсі насосів 9000 мотогодин і гідророзподільників 6000 мотогодин в реальних умовах роботи сільськогосподарської техніки, він зменшується втричі і більше. На відмови (зношення, заклинювання) гідропрстроїв припадає 30 – 40 % причин, що зумовлюються забрудненням. Забруднення робочої рідини відбувається під час її виробництва (2 – 4 %), транспортування (14 %), зберігання (20 %) і заправлення (40 %), що в цілому сягає 0,06 – 0,07 % за масою. Слід відмітити, що у період експлуатації забруднення рідини продовжує зростати. Ось чому через кожні 100 – 250 годин роботи необхідне очищення рідини та її регенерація.

Залежно від тривалості роботи гідроприводу змінюються також в'язкість і спектральний склад робочої рідини, що призводить до швидкого зношення, виходу із ладу ущільнень, зниження ККД.

В'язкість рідини перевіряють за допомогою віскозиметра типу ВПЖ-2, а спектральний аналіз здійснюють за допомогою фотоелектричної установки типу МФС-3.

Чиста робоча рідина, наприклад М-10В, за даними спектрально-го аналізу, містить такі елементи (г/т): силіцій Si — 2,8; залізо Fe — 13; свинець Pb — 1,5; алюміній Al — 2,7.

11.5. Стенди для випробування гідроприводів сільськогосподарської техніки

Стенд КИ-4200 призначений для проведення випробувань і регулювань насосів і гідромоторів з робочим об'ємом до 60 см³, гідропідциліндрів, гідророзподільників та інших гідропрстроїв.

Загальний вигляд і гідросистему стенда показано на рис. 11.1. При випробуванні насосів визначають фактичну хвилинну подачу Q_n і коефіцієнт подачі η при усталеній температурі робочої рідини 50 – 55 °С, номінальному робочому тиску і номінальній частоті обертання вала насоса.

Параметри насосів, що задовольняють умовам експлуатації, мають відповідати $\eta \geq 0,5$ для гідронавісних систем тракторів і $\eta \geq 0,65$ для інших гідроприводів.

Герметичність насоса перевіряють за короткочасного навантаження (5 – 6 разів) протягом 0,5 хв тиском $1,25 P_{ном}$.

При випробуванні і регулюванні гідророзподільників перевіряють функціонування пристрою для автоматичного повернення золотників у вихідне положення, тиск спрацювання запобіжного клапана, герметичність золотникових пар.

Для перевірки герметичності золотникової пари у напірній лінії створюють тиск 7 МПа, рідину, що витекла через зливний рукав, збирають у мензурку. Значення витікання не повинно перевищувати 5 – 10 %.

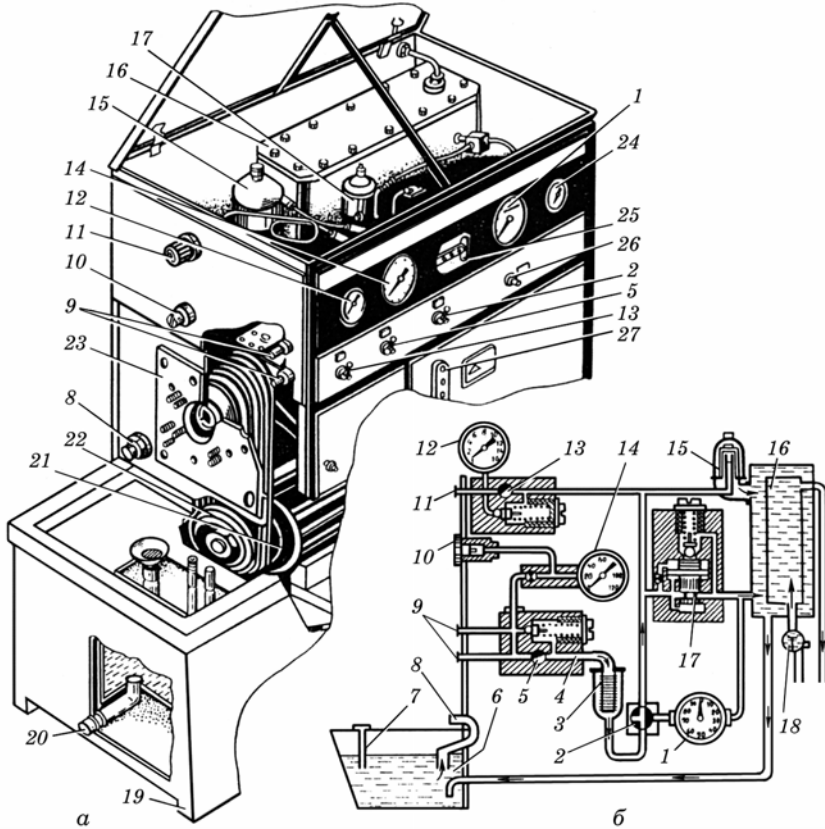


Рис. 11.1. Стенд КИ-4200 для випробування гідроприскоїв гідроприводів:

a — загальний вигляд; *б* — гідросистема стенда; 1 — лічильник робочої рідини що надходить із бака в гідросистему стенда; 2 — триходовий кран; 3 — сітчастий фільтр; 4 — запобіжний клапан; 5 — дросель високого тиску; 6 — витратний бак; 7 — зливна гідролінія; 8 — забірна гідролінія; 9 — штуцери для сполучення робочих порожнин високого тиску гідроагрегатів; 10 — основа пристрою для регулювання бустерного пристрою золотника; 11 — штуцер виводу гідролінії низького тиску; 12 — манометр низького тиску; 13 — дросель низького тиску; 14 манометр високого тиску; 15 — відцентровий фільтр; 16 — пристрій для охолодження робочої рідини; 17 — зливний золотник; 18 — терморегулятор; 19 — рама; 20 — пробка зливної труби; 21 — електродвигун; 22 — клинопасова передача; 23 — плита; 24 — термометр; 25 — лічильник імпульсів; 26 — вмикач переривника; 27 — кнопка пуску на кнопочній станції

Тиск спрацювання запобіжного клапана перевіряють, встановивши почергово кожен золотник у позицію «Піднімання». Підтримуючи важіль керування золотника, дроселем перекривають напірну лінію. При цьому манометр фіксує тиск спрацювання запобіжного клапана.

Для перевірки спрацювання бустерного пристрою гідророзподільника рукоятку золотника, що перевіряється, встановлюють у позицію «Піднімання», а потім дроселем повільно підвищують тиск у напірному трубопроводі до моменту спрацювання автомата.

Витікання робочої рідини через переливний і запобіжний канали заміряють за допомогою спеціальної мірної труби, приєднаної замість зливного рукава. Переводячи рукоятку одного із золотників у позицію «Піднімання», дроселем підвищують тиск до 7 МПа.

Витікання рідини крізь зазор між поясками золотника і корпусом розподільника заміряють впродовж 1 хв. Допускається витікання рідини не більше ніж 15 см³/хв для розподільників типу Р-80 і 30 см³/хв — для Р-150.

Випробування гідроциліндрів розпочинають на холостому ходу ($P = 0,5 \dots 0,7$ МПа). При цьому поршень має вільно переміщатись в обидва боки на всю довжину штока.

Для визначення внутрішніх втрат робочої рідини у гідроциліндрі поршень встановлюють у середнє положення, використовуючи спеціальний упорний пристрій. Від'єднавши трубопровід поршневої порожнини і опустивши його у мірну мензурку, спрямовують рідину дроселем під тиском 10 – 15 МПа у штокову порожнину. При цьому витікання рідини через ущільнення поршня не повиненно перевищувати допустиме.

Стенд КН-4815 призначений для випробувань і регулювання гідропристроїв гідроприводів з вищими показниками робочих об'ємів і витратою рідини порівняно з показниками, що перевіряють на стенді КИ-4200.

Стенд КИ-4896М використовують для випробування і регулювання гідропідсилювачів рульових керувань тракторів, автомобілів та комбайнів.

Технічні характеристики стендів наведено у табл. 11.3.

11.3. Технічні характеристики стендів

Показник	КИ-4200	КИ-4815	КИ-4896М
Найбільша подача насоса, що замірюється, л/хв	56	120	—
Точність замірювання, %	±2,5	±2,5	—
Максимальний тиск рідини, МПа	15	18	10
Об'єм гідробака, л	90	90	18
Потужність електродвигуна, кВт	13	22	3
Частота обертання приводного вала, об/хв	1200	1200	1430
Габаритні розміри, мм	1640 × 880 × × 1650	1630 × 875 × × 1650	1150 × 1100 × × 1120
Маса без додаткових приладів, кг	720	820	35

11.6. Діагностування гідропристроїв гідроприводу

Технічний стан насоса визначають за його подачею на стендах або безпосередньо на сільськогосподарській машині за допомогою приладу КИ-1097-1 (рис. 11.2).

Принцип дії приладу ґрунтується на тому, що при тиску 10 МПа і температурі 50 °С витрата рідини, яку визначають за поділками лімба 7 (0 – 90 л/хв), відповідає певному значенню прохідного перерізу щілини дроселя для рідин в'язкістю $(48...80) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. При інших тисках застосовують поправні коефіцієнти.

Перед перевіркою подачі насоса прилад встановлюють у напірну лінію гідроприводу машини. Позначку «відкрито» розміщують навпроти стрілки корпусу. Після запуску дизеля і прогрівання робочої рідини до 50 °С встановлюють номінальну частоту обертання колін-

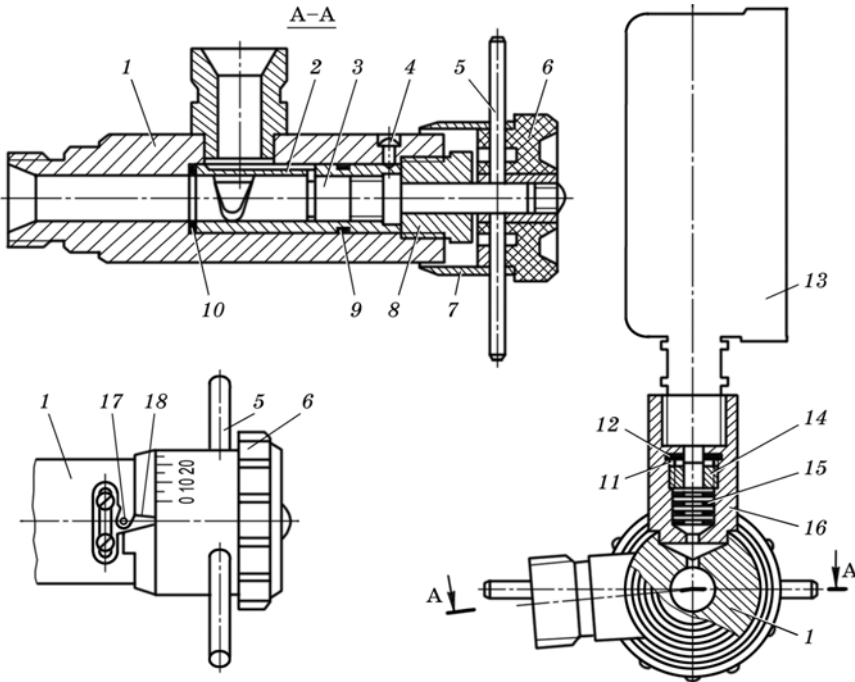


Рис. 11.2. Прилад КИ-1097-1 для перевірки гідропристроїв гідроприводів сільськогосподарської техніки:

1 — корпус; 2 — гільза; 3 — плунжер; 4 — установний гвинт; 5 — стрижень; 6 — рукоятка дроселя; 7 — лімба; 8 — упорна гайка; 9, 10, 11, 12 — ущільнювальні прокладки; 13 — манометр; 14 — спеціальна гайка; 15 — гайка демфера; 16 — пластина демфера; 17 — обмежувач; 18 — стрілка-показчик

частого вала дизеля і рукоятку дроселя 6 повертають у напрямку закривання до моменту, коли тиск за манометром 11 досягне 10 МПа. При цьому подача насоса (л/хв) відповідає цифрі на шкалі лімба 7.

Допустимі значення подачі для шестеренних насосів наведено у табл. 11.4.

11.4. Подача шестеренних насосів при номінальній частоті обертання

Марка насоса	Подача		Марка насоса	Подача	
	номінальна	гранично допустима		номінальна	гранично допустима
НШ-10Е	10,5	6	НШ-50-2	49	25
НШ-32-2	31,7	14,0	НШ-67-2	71	34
НШ-46У	48,5	25	НШ-100	101,5	40

Технічний стан гідророзподільників залежить від витікання робочої рідини, тиску спрацювання автоматів повернення золотників у вихідне положення і запобіжного клапана, стану елементів переливного клапана.

Для визначення витікання у секціях розподільника прилад КИ-1097-1 необхідно під'єднати до штуцерів виносних та основних гідроциліндрів, встановити важіль певного золотника у позицію «Піднімання», прогріти робочу рідину до 50 °С, потім за допомогою рукоятки дроселя встановити тиск 10 МПа і за шкалою визначити витрату робочої рідини. Витікання робочої рідини у будь-якій секції визначають як різницю між подачею насоса і витратою через розподільник за того самого режиму.

Тиск спрацювання запобіжного клапана гідророзподільника перевіряють також при температурі робочої рідини 50 °С і номінальній частоті обертання колінчастого вала дизеля.

Витікання у гідроциліндрі перевіряють при приєднаному приладі КИ-1097-1 до напірного трубопроводу гідроциліндра. У цьому разі трубопровід зливу заглушують. При позиції «Піднімання» за допомогою приладу створюють тиск 10 МПа і через 3 хв визначають усадку поршня.

Герметичність клапана обмежувача ходу поршня визначають за усадкою його протягом 3 хв при ввімкненому приладі КИ-1097-1 у напірну лінію розподільника — штокова порожнина гідроциліндра за наведеною вище методикою.

Граничні значення витікання для гідроциліндрів наведено у табл. 11.5.

11.5. Показники технічного стану гідроциліндрів

Марка гідроциліндра	Гранична швидкість усадки поршня у гідроциліндрі, мм/хв		Марка гідроциліндра	Гранична швидкість усадки поршня у гідроциліндрі, мм/хв	
	герметичність гідроциліндра	герметичність клапана обмеження ходу поршня		герметичність гідроциліндра	герметичність клапана обмеження ходу поршня
Ц50	2	3,3	Ц100	2	2,7
Ц55	2	3,3	Ц125	2,5	2,7
Ц75	2	3,3	Ц140	2,5	2,7
Ц90	2	1,7			

Допустимі витікання через ущільнення поршня гідроциліндрів при випробуванні на стендах наведено у табл. 11.6.

11.6. Допустимі витікання через ущільнення поршня гідроциліндрів

Марка гідроциліндра	Умови випробування		Витікання, см ³ , не більше
	тиск, МПа	термін, хв	
Ц55	10	3	1,4
Ц75, Ц75Б	10	3	2,6
Ц90	10	3	3,8
Ц100, Ц100-2	10...16	3	4,7
Ц50-2	16	3	1,2
Ц63-2	16	3	1,8
Ц80-2	16	3	3,0
Ц110, Ц110М	10	3	6,7
Ц125-І, Ц125ІІ	10	3	7,4
Гідроциліндр повороту трактора Т-150	12	3	Не допускається
Гідроциліндр повороту трактора К-700(К-701)	15	1	«
Гідроциліндри самохідних комбайнів:			
ГА-24000А	10	10	«
ГА-25010	10	3	«
ГА-38000	7,5	3	«
34-9-5	7,5	3	«
34-9-9	7,5	3	«

Технічний стан гідроприсроїв без зупинки дизелів перевіряють, використовуючи пристрій КИ-6272. Прилад разом із пристроєм КИ-1097-1 призначений для визначення технічного стану гідроприсроїв начіпних систем і рульових керувань тракторів.

Технічний стан гідросистем трансмісії і ВВП перевіряють за допомогою приладу КИ-6285.

Короткі технічні характеристики гідросистем трансмісій наведено у табл. 11.7.

11.7. Технічні характеристики гідросистем трансмісій

Марка трактора	Номінальна частота обертання вала дизеля, об/хв	Подача насоса, л/хв		Тиск у гідросистемі коробки передач, МПа		Тиск спрацювання запобіжного клапана, МПа		Тиск спрацювання переливного клапана, МПа		Тиск спрацювання клапана плавного вмикання, МПа
		номінальна	допустима	номінальний	допустимий	нижній	верхній	нижній	верхній	
K-701	1700	48	30	1,5	0,4	1,4	1,6	0,85	0,95	0,7
T-150	2100	40	28	1	0,3	1,4	1,8	0,95	1,05	1,2
MTЗ-102	1800	22	16	1	0,4	1,2	1,4	0,95	1,05	—
MTЗ-100/102										

11.7. Перевірка технічного стану об'ємного гідроприводу ведучих коліс

Упевнившись в наявності оливи в гідроприводі, запускають дизель і доводять температуру оливи до 45 – 55 °С.

При зупиненому дизелі приєднують манометри (рис. 11.3) із комплекту КИ-11382М до спеціальних отворів насоса і гідромотора (рис. 11.4), вигвинтивши пробки (7/16"-20И-2А). Контрольний вакуумметр 2 (див. рис. 11.3) разом із штатним приєднують до отвору на корпусі фільтра, де був приєднаний штатний вакуумметр.

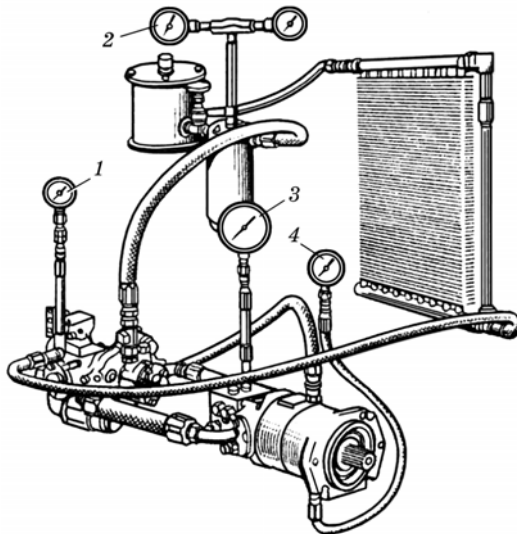


Рис. 11.3. Приєднання манометрів для замірювання тиску оливи при роботі гідроприводу ведучих коліс:

1 — манометр до 4 МПа; 2 — вакуумметр до 0,06 МПа; 3 — манометр до 60 МПа; 4 — манометр до 0,6 МПа

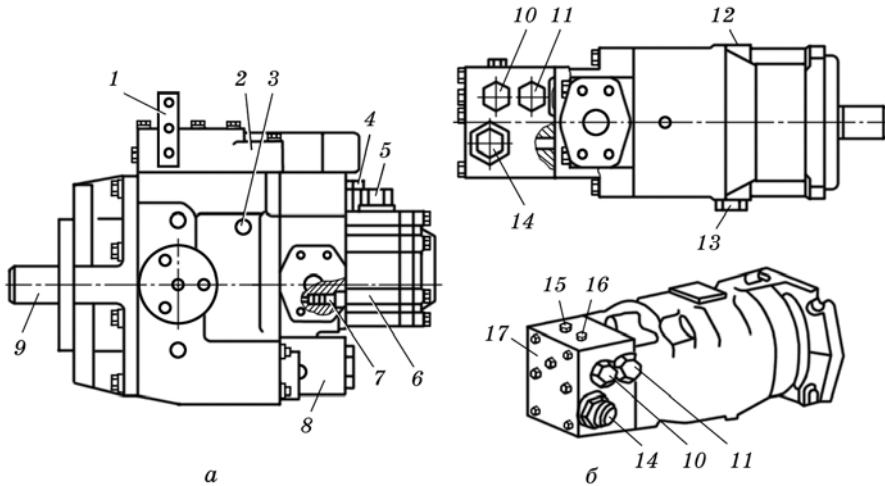


Рис. 11.4. Насос (а) і гідромотор (б) гідроприводу ведучих коліс ГСТ-90:

1 — важіль керування золотником; 2 — розподільник; 3 — отвір для замірювання тиску спрацювання запобіжного клапана підживлювального насоса; 4 — корпус основного насоса; 5 — запобіжний клапан підживлювального насоса; 6 — підживлювальний насос; 7 — зворотний клапан; 8 — гідроциліндр; 9 — привідний вал; 10 — шунтувальний золотник; 11 — переливний клапан підживлювальної лінії; 12 — корпус гідромотора; 13 — отвір для замірювання тиску у порожнині корпусу; 14 — запобіжний клапан лінії високого тиску; 15, 16 — отвори для замірювання тиску спрацювання запобіжних клапанів високого тиску; 17 — отвір для замірювання тиску спрацювання переливного клапана

Покази контрольного вакуумметра 0,025 МПа вважають нормальними при холостому ході і навантаженні гідроприводу.

Надмірний вакуум у всмоктувальній лінії підживлювального насоса свідчить про забруднення фільтра, занижений — про спрацювання робочого комплекту насоса, а відсутність вакууму — про несправність приводу підживлювального насоса.

Манометр 1 фіксує тиск спрацювання запобіжного клапана підживлювального насоса. При нейтральному положенні важеля розподільника аксіально-плунжерного насоса і частоти обертання колінчастого вала дизеля 1000 хв^{-1} покази манометра мають становити 1,2 – 1,5 МПа, а при $1500 - 2000 \text{ хв}^{-1}$ — 1,5 – 1,8 МПа. Якщо важіль повернути в положення «Вперед» і «Назад», покази манометра мають бути 1 – 13 МПа. Коли тиск спрацювання запобіжного клапана нижче ніж 0,8 МПа або вище за зазначені, то клапан регулюють.

Тиск спрацювання переливного клапана має бути нижчим на 0,2 – 0,3 МПа від тиску спрацювання запобіжного. Його контролюють цим самим манометром, під'єднавши до різьбового отвору

(закритий пробкою) з торця клапанної коробки гідромотора. Переливний клапан спрацьовує, якщо вал гідромотора обертається, тобто важіль розподільника аксіально-плунжерного насоса треба перемістити в положення «Вперед», а потім «Назад».

Тиск оливи в порожнинах аксіально-плунжерного насоса і гідромотора контролюють манометром 4, під'єднаним до різьбового отвору корпусу гідромотора. Покази манометра мають становити не більше як 0,25 МПа при нейтральному положенні важеля розподільника і максимальній частоті обертання колінчастого вала дизеля. Контроль цього тиску дає можливість визначити дійсний тиск у напірній лінії підживлювального насоса. Для цього від величини тиску спрацювання запобіжного клапана віднімають величину тиску в порожнинах насоса і гідромотора.

Тиск спрацювання запобіжних клапанів високого тиску (35 МПа) контролюють за манометром 3, який приєднують спочатку до одного, а потім до другого різьбового отворів (закритих пробками, див. рис. 11.4.) на горизонтальній площині корпусу клапанної коробки гідромотора. Покази манометра мають бути 33 – 34 МПа при частоті обертання колінчастого вала дизеля 80 – 1000 хв⁻¹, загальмованих колесах машини і переміщенні важеля розподільника із положення «Вперед» в положення «Назад». На деяких клапанах номінальне значення тиску спрацювання вибито на їх пробках. У разі відхилення величини тиску від нормального клапани регулюють.

Розбирати гідроприсрої можна тільки висококваліфікованим спеціалістам у спеціальних майстернях.

Запитання для самоконтролю



1. Назвіть основні правила монтажу насосів.
2. Назвіть основні правила монтажу гідроциліндрів.
3. Назвіть основні правила монтажу гідропроводів.
4. Вихідні ланки гідродвигунів не перемішуються (не обертаються). Причина?
5. Швидкість переміщення (обертання) вихідних ланок гідродвигунів нижче норми. Причина?
6. Олива перегрівается. Причина?
7. Надмірний шум у гідроприводі. Причина?
8. Підвищене зусилля на рульовому колесі. Причина?
9. Машина не переміщується ні вперед ні назад (оснащена гідроприводом ведучих коліс). Причина?
10. Які показники обумовлюють режими роботи гідроприводу?
11. Назвіть марки стендів, що використовують для випробування гідроприводу.
12. Назвіть прилади, що використовують для діагностування гідроприсроїв гідроприводу безпосередньо на машині.

12. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Будь-який гідропривід (об'ємний чи динамічний) складається з трьох основних частин: гідропередачі, пристроїв керування, обслуговуючих пристроїв.

Гідропередача — це силова частина гідроприводу — насос і гідродвигун, яка здійснює перетворення механічної енергії приводного двигуна на енергію потоку рідини і потім перетворення енергії потоку рідини на механічну енергію виконуючого органа. Якщо як перетворювач енергії використати об'ємні насос і гідродвигун, то такі передачі називають *гідрооб'ємними*, а якщо лопатеві (динамічні), то *гідродинамічними*.

В об'ємних гідропередачах використовується енергія тиску рідини, в гідродинамічних — кінетична енергія рідини (швидкісний напір).

Пристрої керування призначені для керування потоком рідини, зв'язку ланок гідропередачі з приводним двигуном і взаємного зв'язку елементів гідропередачі.

До обслуговуючих пристроїв належать системи охолодження (нагрівання), живлення та очищення робочої рідини.

Принцип дії гідрооб'ємних передач, зокрема, об'ємних гідроприводів, в цілому докладно розглянуто у попередніх розділах, як у гідроприводах, що широко застосовуються у машинах сільськогосподарського призначення.

У цьому розділі розглянуто лише найпростіші гідродинамічні передачі, що застосовуються у тракторах.

На рис. 12.1 показано схему гідродинамічної передачі, в якій насос і гідродвигун (турбіна) сполучені між собою трубопроводами. Рідина від насоса *H* надходить у турбіну *T* через трубопровід *2* і спрямовні апарати, а від турбіни до насоса — по трубопроводу *1*.

Під час протікання рідини у трубопроводах відбуваються значні гідравлічні втрати енергії рідини, які залежать не тільки від в'язкості і швидкості рідини, а й від шорсткості стінок і розмірів трубопроводів.

У 1902 р. Г. Фегінгер запропонував об'єднати в одному корпусі два основних елементи гідропередачі — насос і турбіну. Передачу, в

якій насос, турбіна і реактор об'єднані в одному корпусі, назвали **гідротрансформатором** (рис. 12.2.).

Рідина у робочій порожнині гідротрансформатора рухається по замкненому контуру. Як видно з рисунка, необхідність у трубопроводах відпала. Такий гідротрансформатор мав ККД, що становив 85 %.

Для підвищення ефективності такої гідродинамічної передачі було включено реактор. Так з'явилась нова гідродинамічна передача, що дістала назву **гідромуфти** (рис. 12.4). Максимальний ККД гідромуфти досяг 98 %. Проте через відсутності реактора у гідромуфті не відбувається перетворення крутного моменту, як у трансформатора.

Принцип дії гідротрансформатора. Під час роботи двигуна його колінчастий вал приводить в обертальний рух вал 1 насосного колеса 4 (див. рис. 12.2). Лопаті насосного колеса захоплюють порцію оливи, яка поміщується вздовж лопатей та обертається разом з колесом. При виході із насосного колеса олива діє на лопаті турбінного колеса 3, віддає їм більшу частину накопиченої енергії і через лопаті реактивного колеса 5 спрямовується на вхід у насосне колесо. Реактивне колесо (реактор) автоматично змінює крутний момент на турбінному колесі пропорційно зміні моменту опору на валу турбінного колеса, з'єднаного з первинним валом 7 коробки передач.

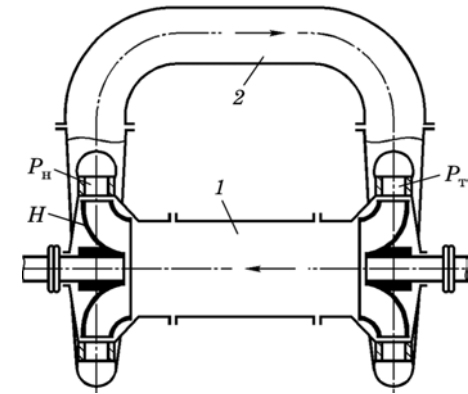
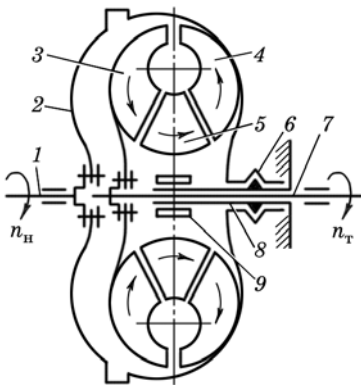


Рис. 12.1. Схема гідродинамічної передачі:

1, 2- трубопроводи; Н — насос; Т — турбіна; P_n — спрямлювальний апарат (реактор) насоса; P_t — спрямлювальний апарат (реактор) турбіни

Рис. 12.2. Схема гідротрансформатора:

1 — вал насосного колеса; 2 — корпус насосного колеса; 3 — турбінне колесо; 4 — насосне колесо; 5 — реактивне колесо; 6 — сальник; 7 — первинний вал коробки передач; 8 — нерухома втулка; 9 — обгінна муфта

Якщо частота обертання турбінного колеса невелика (значне навантаження на валу турбінного колеса), сила F_p , з якою рідина діє на лопаті реактивного колеса, протилежна за напрямком силі F_T , що діє на турбінне колесо, і збігається за напрямком із силою F_H , що діє на насосне колесо. У цьому разі момент сили, що діє на турбінне колесо, дорівнює сумі моментів сили F_H і F_T , тобто момент на валу турбінного колеса зростає порівняно з моментом на валу насосного колеса.

При зменшенні навантаження на валу турбінного колеса частота його обертання зростає. Завдяки цьому потік оливи від турбінного колеса діє на тилу частину лопатей реактивного колеса. Під дією F_p ролики обгінної муфти 9 розклинають реактивне колесо, внаслідок чого воно обертається як одне ціле з турбінним колесом і не протидіє перегіканню оливи від лопатей турбінного колеса до лопатей насосного. У цьому разі гідротрансформатор працюватиме у режимі гідромуфти (частота обертання турбінного колеса наближається до частоти обертання насосного).

Отже, гідротрансформатор забезпечує автоматичну зміну крутного моменту і плавність його наростання залежно від навантаження.

Загальний вигляд коліс гідротрансформатора показано на рис. 12.3.

Гідротрансформатори застосовують у гідромеханічних передачах автобусів (ЛАЗ-НАМИ) легкових автомобілів (ЗИЛ і «Чайка»), автомобілях особливо великої вантажопідйомності, тракторах тощо.

Гідромеханічна передача зазначених машин складається із гідротрансформатора і механічної зубчастої передачі.

Гідротрансформатор, встановлений на тракторі, дає можливість автоматично змінювати його швидкість залежно від тягового опору і тим самим підтримувати високий ступінь завантаження дизеля без втручання тракториста. При цьому керування трактором зводиться тільки до керування подачею палива, тобто до зміни частоти обертання колінчастого вала дизеля.

Ефективність застосування гідромеханічної передачі можна прослідкувати, наприклад на тракторі ДТ-175С. На цьому тракторі є можливість зміною подачі палива безступінчасто змінювати швид-

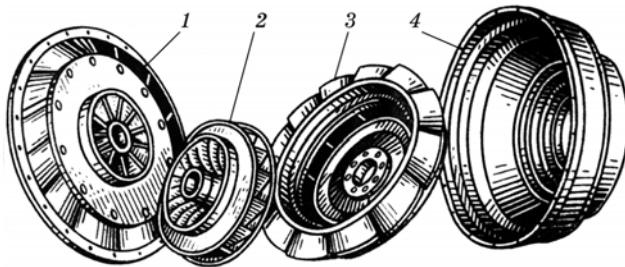


Рис. 12.3. Колеса гідротрансформатора:

1 — реактивне; 2 — насосне; 3 — турбінне; 4 — корпус

кість трактора від 0 до 16 км/год на першій передачі і від 0 до 21 км/год на другій передачі.

Гідромумфта передає потужність, не змінюючи крутного моменту. Вона має насосне колесо 1 (рис. 12.4.), з'єднане з валом 5 приводного двигуна, та турбінне колесо 2, з'єднане з вихідним валом 3. Насосне і турбінне колеса розміщені в одному корпусі 4. Енергія від насосного колеса на турбінне передається робочою рідиною (оливою). Насосне колесо обертається від двигуна, забирає оливу з турбінного колеса, яка під дією відцентрової сили виштовхується вздовж лопатей. З насосного колеса олива потрапляє на лопаті турбінного колеса, змушуючи його обертатись. Таким чином, олива циркулює від насосного колеса до турбінного, обертаючись разом з колесом, і утворює вихрове кільце.

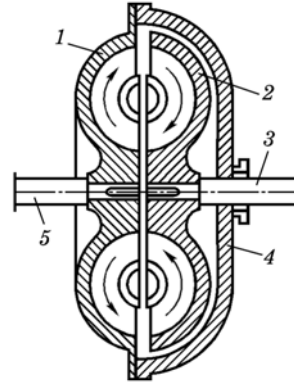


Рис. 12.4. Схема гідромумфти:

1 — насосне колесо; 2 — турбінне колесо; 3 — вихідний вал; 4 — корпус; 5 — вал приводного двигуна

Гідромумфту використовують для виконання таких функцій:

1. Регулювання частоти обертання веденого вала при постійній частоті обертання вала приводного двигуна (потужні підживлювальні насоси у котельних агрегатах ТЕЦ, центрифуги на хімічних заводах, вентилятори шахтного обладнання тощо).

2. Розгін великих мас, вмикання і вимикання при запуску газових турбін тощо. У транспортних машинах гідромумфти застосовують як вимикаючий пристрій і апарат розгону у поєднанні з механічними передачами.

3. Поєднання потужностей і реверсування. На пароплавах гідромумфти застосовують для поєднання потужностей при роботі двох двигунів на один гребний гвинт. Застосування гідромумфт для реверса пароплава дає можливість не встановлювати спеціального двигуна для реверса.

У гідравлічних передачах використовують мінеральні оливи різних сортів (індустріальну, турбінну, трансформаторну) та спеціальні суміші рідин, призначених тільки для гідромумфт і гідротрансформаторів.

Гідродинамічні передачі, що застосовують у приводах машин, дають можливість:

1. Безступінчасто змінювати швидкість машини.

2. Забезпечувати автоматичну зміну крутного моменту і плавність його навантаження залежно від навантаження.

3. Поліпшити пускові якості машини, оскільки гідродинамічні передачі забезпечують пуск машини під навантаженням.

4. Підвищити надійність основних частин машини, оскільки гідродинамічна передача:

а) запобігає перевантаженням; при цьому режим роботи двигуна може не залежати від режиму роботи веденого вала, що в цілому збільшує моторесурс двигуна у деяких випадках на 50 – 100%;

б) істотно знижує динамічні навантаження, оскільки крутильні коливання від двигуна і виконавчого органу демпфуються у гідродинамічній передачі;

в) підвищує прохідність транспортних машин завдяки плавному збільшенню крутного моменту.

5. Спростити механічну частину трансмісії машини, що призводить до зменшення її маси. Наприклад, маса тепловоза з гідродинамічною передачею на 30 % менша за масу тепловоза з механічною трансмісією.

6. Полегшити працю машиніста (оператора) завдяки можливості дистанційного і автоматичного керування.

До недоліків гідродинамічних передач належать:

1. Більш низький ККД гідротрансформаторів (83 – 90 %) на розрахунковому режимі порівняно з ККД механічної передачі (93 – 97 %). Проте гідромуфти мають максимальний ККД 97 – 98 %, але через відсутність реактора гідромуфти не трансформують крутий момент. Крім цього, ККД гідродинамічної передачі змінюється залежно від режиму роботи.

2. Висока вартість і складність виготовлення порівняно з механічними передачами.

3. Необхідність систем живлення.

Терміни і визначення понять у галузі гідродинамічних передач наведено у ДСТУ 2404–94.

Запитання для самоконтролю



1. Яка відмінність у принципі дії гідродинамічної передачі від гідрооб'ємної? 2. Принцип дії гідромуфти. 3. Принцип дії гідротрансформатора. 4. В чому відмінність гідромуфти від гідротрансформатора? 5. Назвіть машини (три – чотири), в яких використано гідродинамічні передачі?

Проектування гідروприводу розпочинають з розробки технічного завдання, яке складають на основі технічної характеристики машини, що розробляється, та нормативних документів. Воно повинно мати повні характеристики навантажень механізму, його кінематичні параметри, режим роботи, умови експлуатації, вимоги охорони праці і середовища. Після цього приступають до вибору типу і принципової схеми гідроприводу, а потім до його розрахунку.

Розрахунок виконують у два етапи. На першому етапі його виконують спрощеним (попереднім), щоб уникнути великого обсягу розрахунку і швидко оцінити різні варіанти. Для цього визначають параметри гідромашин, що входять у гідропривід, за ними підбирають стандартні гідромашини або проектують спеціальні, а потім уточнюють загальне компоновання гідроприводу. На другому етапі остаточно уточнюють параметри гідроприводу і перевіряють задані характеристики й умови, які забезпечують роботоздатність гідроприводу протягом заданого проміжку часу. Перевірний розрахунок може стосуватись і окремих питань: перевірки всмоктувальної лінії на умови нерозривності потоку рідини, визначення втрат енергії на дроселях тощо.

У процесі такої роботи необхідно:

- проектувати гідроприводи в цілому і гідропристрої зокрема відповідно до вимог стандартів;
- включати у гідроприводи мінімально необхідну кількість гідропристроїв;
- мати мінімальну довжину трубопроводів і найменшу кількість розгалужень і згинів, а також мінімальні втрати на тертя у гідропристроях та шляхові втрати тиску;
- забезпечити доступність до гідропристроїв для обслуговування і ремонту та компактність їх розміщення на машині;
- розміщувати елементи ручного і автоматичного керування в зручних для оператора місцях, не допускаючи можливості їх випадкового вмикання;

- передбачити у гідроприводах запобіжні, розвантажувальні та теплообмінні пристрої;
- забезпечити рівномірність руху вихідних ланок гідродвигунів, відсутність гідравлічних ударів і шуму.

13.1. Складання принципової схеми гідроприводу

Будь-який гідропривід складається з трьох основних частин: силової або насосної, в якій механічна енергія приводного двигуна (дизеля, електродвигуна тощо) перетворюється на енергію тиску робочої рідини; розподільної, яка забезпечує зміну напрямку руху потоку рідини, та виконавчої, що приводить у рух робочі органи чи механізми машини.

Крім функціональних елементів, що входять у кожну із цих частин, гідроприводи мають бак для робочої рідини, трубопроводи, фільтри, клапани тощо.

Перш ніж вирішити, які з елементів і в якій кількості будуть включені в схему, необхідно вивчити характер навантажень у механізмах, їх величину і час дії, умови експлуатації самої машини і, зокрема, гідроприводу, можливе розміщення гідроприсроїв і їх взаємодію між собою, необхідність застосування того чи іншого елемента, досвід складання схем гідроприводу існуючих машин.

Приклади складання принципових схем гідроприводів показано на рис. 13.1, а умовні позначення їх основних гідроприсроїв — на рис. 7.6, 13.2 і 13.3.

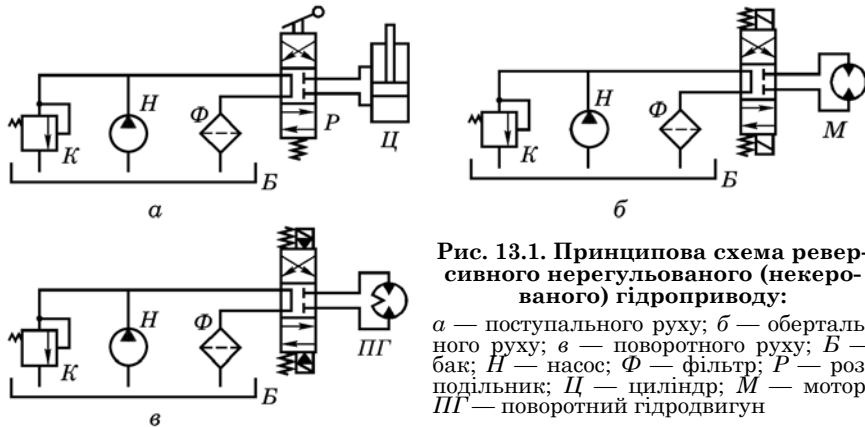


Рис. 13.1. Принципова схема реверсивного нерегульованого (некеро- ваного) гідроприводу:

a — поступального руху; *б* — обергаль- ного руху; *в* — поворотного руху; *Б* — бак; *Н* — насос; *Φ* — фільтр; *Р* — роз- подільник; *Ц* — циліндр; *М* — мотор; *ПГ* — поворотний гідродвигун

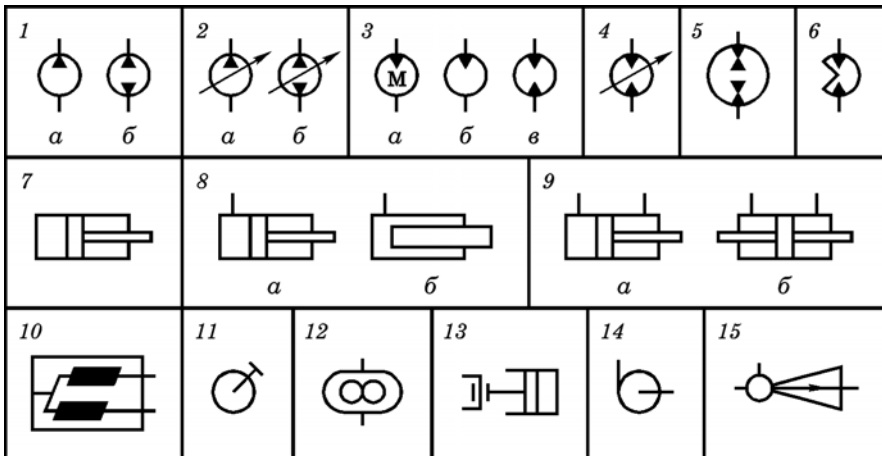


Рис. 13.2. Умовні графічні позначення гідронасосів і гідродвигунів:

1, 2 — насоси відповідно постійної та регульованої подачі; а, б — відповідно з постійним і реверсивним напрямками потоку; 3 — гідромотор: а — загальне позначення; б, в — нерегульований відповідно з постійним і реверсивним напрямками потоку; 4 — регульований гідромотор з реверсивним напрямком потоку; 5 — насос-мотор при обох напрямках потоку; 6 — поворотний гідродвигун; 7 — гідроциліндр (загальне позначення); 8 — гідроциліндр однобічної дії: а — без зазначення способу повернення штока; б — плунжерний; 9 — поршневий гідроциліндр: а, б — відповідно з однобічним та двобічним штоком; 10 — аксіально-поршневий насос; 11 — ручний насос; 12 — шестеренний насос; 13 — кривошипно-поршневий насос; 14 — відцентровий лопатевий насос; 15 — струминний насос (загальне позначення)

13.2. Вибір робочої рідини

Правильно спроектований гідропривід може працювати мало-ефективно через застосування робочої рідини, що не відповідає вимогам і умовам експлуатації. Ця невідповідність знижує продуктивність машин і довговічність її гідропристроїв, збільшує затрати на експлуатацію та обслуговування, підвищує витрату рідини, погіршує умови запуску гідроприводу.

У зв'язку з цим при виборі робочої рідини слід враховувати:

1. Кліматичні зони експлуатації гідроприводу. Чим нижча температура оточуючого повітря, тим меншою має бути в'язкість робочої рідини і навпаки.

2. Відповідність в'язкісно-температурних характеристик рідини робочому тиску в гідроприводі. При робочих тисках менш як 10 МПа в стабільних температурних умовах в'язкість рідини вибирають такою, що дорівнює $(20...40) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $50 \text{ }^\circ\text{C}$, а від 10 до 20 МПа — $(40...60) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

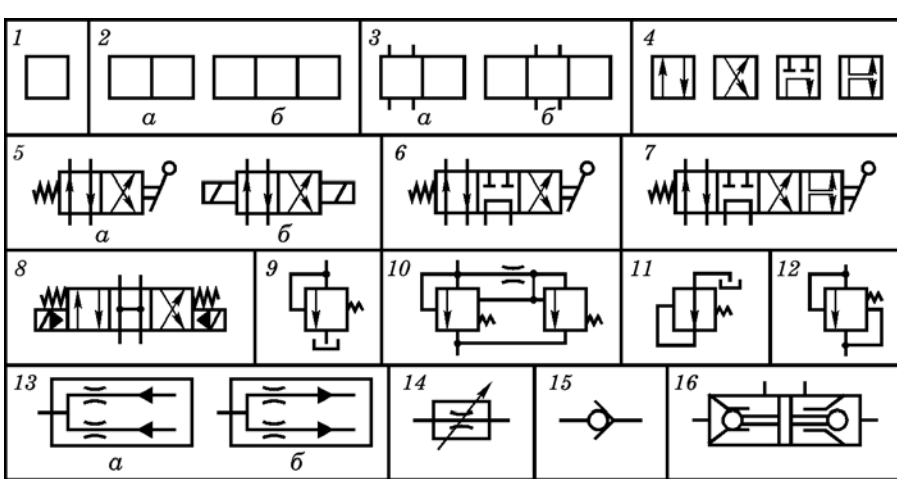


Рис. 13.3. Умовні графічні позначення елементів гідроапаратури:

1 — робоча позиція рухомого елемента розподільника; 2 — розподільник без лінії зв'язку: *a* — двосекційний; *б* — трисекційний; 3 — розподільник з лініями зв'язку: *a* — двопозиційний; *б* — трипозиційний; 4 — робочі позиції рухомих елементів розподільника з зазначенням напрямку потоку робочої рідини; 5 — чотириходовий (чотирилінійний) двопозиційний розподільник з керуванням: *a* — від рукоятки з пружинним поверненням; *б* — від двох електромагнітів; 6 — чотириходовий трипозиційний розподільник з керуванням від рукоятки з пружинним поверненням; 7 — чотириходовий чотирипозиційний розподільник з керуванням від рукоятки з пружинним поверненням; 8 — чотириходовий трипозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням; 9 — запобіжний клапан прямої дії; 10 — запобіжний клапан непрямої дії (розвернуте позначення); 11 — редукційний клапан; 12 — клапан перепаду тисків; 13 — клапан співвідношення витрат робочої рідини: *a* — поєднувач потоку; *б* — роздільник потоку; 14 — регулювальний дросель; 15 — зворотний клапан; 16 — двобічний гідрозамок

3. Діапазон робочих температур. Роботу гідроприводу при температурі рідини нижче ніж $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вище ніж $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ слід вважати важкою. Практично інтервал робочих температур становить $40 - 60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Оптимальна робота гідроприводу забезпечується за температури $50 - 55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4. Відповідність робочої рідини використаному гідроприводу і матеріалам ущільнень. Для насосів різних типів рекомендуються робочі рідини різної в'язкості, зокрема, для гідроприводів із шестереними насосами, рідини, що мають в'язкість $(60...70) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ влітку і $(40...50) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ взимку.

5. Важливість гідроприводу.

6. Строк експлуатації машини.

7. Вартість робочої рідини.

Умови застосування і технічну характеристику деяких робочих рідин наведено у дод. 3.

13.3. Попередній розрахунок об'ємного гідроприводу поступального руху

Вихідними даними для розрахунку є: принципова схема гідроприводу (рис. 13.4), хід штока поршня l , тривалість операції t , зусилля на штоці $F_{\text{ш}}$ (в цьому випадку при виштовхуванні штока).

Швидкість переміщення поршня

$$v_{\text{п}} = l/t, \text{ м/с}, \quad (13.1)$$

де l — хід штока, м; t — тривалість операції, с.

Значення швидкостей в межах 0,05 – 0,5 м/с.

Потужність гідроприводу

$$N_{\text{г}} = F_{\text{ш}} v_{\text{п}}, \text{ Вт}, \quad (13.2)$$

де $F_{\text{ш}}$ — зусилля на штоці, Н; $v_{\text{п}}$ — швидкість поршня, м/с.

При спільній роботі декількох гідроциліндрів потужність підраховують за сумою потужностей найбільшої кількості гідроциліндрів, що працюють одночасно:

$$N_{\text{г}} = F_{\text{ш}1} v_{\text{п}1} + F_{\text{ш}2} v_{\text{п}2} + \dots + F_{\text{ш}i} v_{\text{п}i}, \text{ Вт}. \quad (13.3)$$

Потужність гідроприводу розрахункова:

$$N_{\text{г.р}} = K_F K_v N_{\text{г}}, \text{ Вт}, \quad (13.4)$$

де K_F — коефіцієнт запасу за зусиллям; K_v — коефіцієнт запасу за швидкістю.

Рекомендовані значення: $K_F = 1,15 \dots 1,25$; $K_v = 1,2 \dots 1,4$.

Вибір тиску. Відповідно до розрахункової потужності ($N_{\text{г.р}}$) вибирають тиск робочої рідини. Як правило його задають. Вибір зумовлюється багатьма чинниками (призначенням гідроприводу, технологічними можливостями виготовлення гідропрістроїв тощо) і є відповідальним питанням. Так, завищений тиск без спеціальних конструкторсько-технологічних рішень призводить до виникнення вібрації, виходу із ладу ущільнень і зниження довговічності гідропрістроїв, а занижений — до збільшення габаритних розмірів і маси гідроприводу, а загалом і машини.

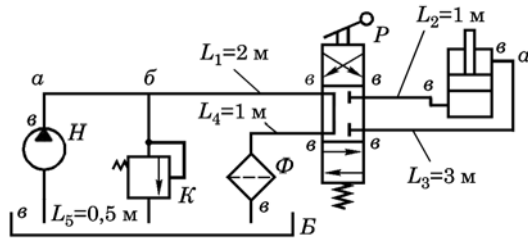


Рис. 13.4. Принципова схема насосного гідроприводу поступального руху:

$L_1 + L_2$ — довжина напірного трубопроводу; $L_3 + L_4$ — довжина зливного трубопроводу; L_5 — довжина всмоктувального трубопроводу; а — пряме коліно; б — трійник; в — штуцер

Ряд номінальних тисків наведено у дод. 12. Орієнтовно номінальний тиск може бути вибраний на основі існуючого інженерного досвіду за даними дод. 13.

Максимальний тиск враховує можливість короткочасної зміни навантаження на вихідних ланках гідروприводу. В реальних умовах експлуатації він відповідає тиску спрацювання запобіжного клапана, тобто:

$$P_{\max} = (1,1 \dots 1,5) P_{\text{ном}}. \quad (13.5)$$

Подача насосної станції

$$Q' = \frac{N_{\text{г.р.}}}{P_{\text{ном}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (13.6)$$

де $N_{\text{г.р.}}$ — розрахункова потужність гідроприводу, Вт; $P_{\text{ном}}$ — номінальний тиск, Па.

Подача насоса

$$Q = \frac{Q'}{Z}, \quad (13.7)$$

де Z — кількість насосів.

Отриману подачу насоса (Q) округлюють до найближчого значення із ряду номінальних подач (дод. 14).

Вибір насоса. Можливості застосування у гідроприводах насосів різних типів неоднакові і при виборі їх необхідно враховувати граничні значення тиску, робочого об'єму, подачі тощо. Тому, перш ніж вибрати марку насоса, слід проаналізувати параметри насосів різних типів (дод. 15), і лише потім за номінальним тиском, подачею та потужністю вибрати певну марку насоса (дод. 16 – 20).

Частота обертання вала насоса

$$n = \frac{Q}{q_{\text{н}} \eta_{\text{V}}}, \text{ 1/с}, \quad (13.8)$$

де Q — подача насоса, $\text{дм}^3/\text{с}$; $q_{\text{н}}$ — робочий об'єм насоса, дм^3 ; η_{V} — об'ємний ККД насоса.

Отримане значення частоти обертання округлюють до найближчого значення із ряду номінальних частот обертання (дод. 22).

Розрахунок гідроциліндра. Корисна площа поршня

$$S = \frac{F_{\text{ш}} K_F}{P_{\text{ном}}}, \text{ м}^2, \quad (13.9)$$

де $F_{\text{ш}}$ — зусилля на штоці гідроциліндра, Н; K_F — коефіцієнт запасау за зусиллям ($K_F = 1,15 \dots 1,23$); $P_{\text{ном}}$ — номінальний тиск, Па.

Діаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}, \text{ м}. \quad (13.10)$$

Діаметр штока

$$d_{\text{шт}} = 0,5D, \text{ м} \quad (13.11)$$

Співвідношення ходу поршня l і його діаметра D вибирають із умови:

$$\frac{l}{D} < 15. \quad (13.12)$$

Отримане значення D і $d_{\text{шт}}$ округлюють до найближчого значення згідно із стандартом (дод. 23 і 24), або орієнтуючись на технічні характеристики поршневих (дод. 25 і 26) чи плунжерних (дод. 27) гідропоршків.

Розрахунок трубопроводів складається із гідравлічного розрахунку і розрахунку на міцність.

При гідравлічному розрахунку визначають внутрішній діаметр трубопроводу (напірного, зливного, всмоктувального)

$$d_{\text{вн}} = \sqrt[4]{\frac{Q}{\pi v_p}}, \text{ м}, \quad (13.13)$$

де Q — номінальна подача насосної станції (насоса), $\text{м}^3/\text{с}$; v_p — швидкість потоку робочої рідини, $\text{м}/\text{с}$ (дод. 29).

Вибираючи швидкість потоку рідини, слід враховувати, що її зниження призводить до збільшення діаметра трубопроводу, у зв'язку з чим збільшується маса машини, а також погіршуються динамічні характеристики гідроприводу, а завищення — до зменшення діаметра трубопроводу, через що збільшуються втрати тиску у гідроприводі і падає роботоздатність його при низьких температурах. У загальному випадку швидкість рідини вибирають такою, щоб втрати тиску у трубопроводі не перевищували 5–6 % робочого тиску.

Отримане значення внутрішнього діаметра трубопроводу округлюють до найближчого значення із ряду умовних проходів (зведених проходів) (дод. 28). Мінімальний діаметр дренажної лінії має бути у межах 0,008–0,010 м.

Розрахунок на міцність починають з вибору типу трубопроводу і його матеріалу.

Металеві трубопроводи виготовляють із вуглецевих і легованих сталей, міді, латуні, алюмінію і його сплавів. Найширше застосування знайшли сталеві безшовні холоднодеформовані труби із сталі 20.

Гумові трубопроводи застосовують для ліній високого (рукави гумові з металевими обплітками) та ліній низького (трубки гумові технічні) тиску.

Вибравши тип і матеріал металевого трубопроводу, розраховують товщину його стінки

$$\delta = P_{\text{max}} \frac{d_{\text{вн}}}{2[\sigma]_p}, \text{ м}, \quad (13.14)$$

де P_{\max} — тиск наладки запобіжного клапана, МПа; $d_{\text{вн}}$ — внутрішній діаметр трубопроводу, м; $[\sigma]_p$ — допустиме напруження на розтяг, МПа.

Для сталевих труб $[\sigma]_p = 200 \dots 500$ МПа, а для труб із кольорових металів $[\sigma]_p = 240$ МПа.

Отримане значення товщини стінки округлюють до найближчого значення згідно із стандартом (дод. 30).

Зовнішній діаметр трубопроводу

$$d_3 = d_{\text{вн}} + 2\delta, \text{ м}, \quad (13.15)$$

де $d_{\text{вн}}$ — внутрішній діаметр трубопроводу, м; δ — товщина стінки, м.

Отримане значення d_3 округлюють до найближчого значення існуючого сортаменту труб (дод. 31).

Гумові трубопроводи високого і низького тисків на міцність не розраховують, а за внутрішнім їх діаметром вибирають зовнішній діаметр (дод. 32) або товщину стінки (дод. 33).

Вибір гідророзподільника. Тип і марку розподільника вибирають за номінальним тиском, подачею насоса, кількістю гідродвигунів та умовним проходом. У гідроприводах невеликої потужності з короткочасним режимом роботи і короткочасним вмиканням застосовують розподільники кранового типу, як найбільш дешеві. У гідроприводах поступального і поворотного руху з тривалою фіксацією проміжних робочих положень механізму — клапанні розподільники, які забезпечують підвищену герметичність лінії що відтинається.

Золотникові розподільники, як правило, використовують у гідроприводах великої потужності.

Потужність, що створюється оператором при ручному керуванні запірним елементом, не повинна перевищувати 10 Вт. Якщо вона більша за 10 Вт, вибирають розподільник з електромагнітним керуванням. При потужності понад 50 Вт застосовують електрогідравлічні підсилювачі.

Технічні характеристики гідророзподільників наведено у дод. 34, 35 і 36.

Вибір і розрахунок фільтра. У гідроприводах сільськогосподарської техніки найчастіше використовують сітчасті фільтри.

Площу сітчастого фільтра визначають так:

$$S_{\text{ф}} = 60Q \frac{\mu}{k \Delta P_{\text{ф}}}, \text{ см}^2, \quad (13.16)$$

де Q — подача насоса або об'єм рідини, що проходить через фільтр, $\text{дм}^3/\text{с}$; k — коефіцієнт пропорційності, $\text{дм}^3/\text{см}^2$ (вибирають за дод. 37); $\Delta P_{\text{ф}}$ — перепад тиску на фільтрі, МПа ($\Delta P_{\text{ф}} = 0,05 \dots 0,15$ МПа, при проходженні рідини через багат шаровий фільтр з однорідною сіткою підвищується кратно кількості шарів); μ — коефіцієнт дина-

мічної в'язкості робочої рідини, що проходить через фільтр:

$$\mu = \nu\rho, \text{ Нс/м}^2, \quad (13.17)$$

де ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$; ρ — густина, кг/м^3 .

Вибирають ρ за дод. 3, а ν — за дод. 3 або рис. 13.5, або рис. 2.1.

Тип фільтра вибирають (сітчастий ФС-7, пористий тонкої очистки ФП-7) за подачею насоса (витратою рідини).

Вибір місткості бака. Для забезпечення нормальної роботи насоса рівень робочої рідини у баці над всмоктувальним трубопроводом має бути не менше як 150 мм. Об'єм бака повинен забезпечувати відведення тепла та відокремлення повітря із рідини. Місткість бака визначають за залежністю

$$V = (2\dots 3)Q, \text{ дм}^3, \quad (13.18)$$

де Q — подача насоса, л/хв.

Одержане значення слід узгодити з рядом номінальних місткостей (дод. 38).

Остаточно місткість бака визначають після теплового розрахунку.

13.4. Перевірний розрахунок об'ємного гідроприводу поступального руху

Розрахунок втрат тиску у гідроприводі здійснюють для кожного типу трубопроводу: напірного, зливного та всмоктувального у такій послідовності.

Середня швидкість руху рідини

$$v_p = 4 \frac{Q_{\text{НОМ}}}{\pi d_{\text{ВН}}^2}, \text{ м/с}, \quad (13.19)$$

де $Q_{\text{НОМ}}$ — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; $d_{\text{ВН}}$ — внутрішній діаметр трубопроводу (умовний прохід), м.

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = v_p \frac{d_{\text{ВН}}}{\nu}, \quad (13.20)$$

де ν — кінематична в'язкість робочої рідини, $\text{м}^2/\text{с}$ (вибирають із дод. 3 або рис. 13.5).

За Re встановлюють, ламінарний чи турбулентний режим руху рідини. Ламінарний режим у круглій трубі зберігається до критичного значення $\text{Re}_{\text{кр}} = 2300$ (дод. 39), переходячи у турбулентний при $\text{Re}_{\text{кр}} > 2300$.

У межах $2200 < \text{Re} < 2500$ існує перехідна зона з нестійким режимом, який слід уникати через можливість появи у гідроприводі коливальних процесів.

Коефіцієнт гідравлічного тертя:

- при ламінарному режимі руху рідини у жорстких трубопроводах

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}; \quad (13.21)$$

- для гнучких трубопроводів

$$\lambda = \frac{80}{\text{Re}}, \quad (13.22)$$

- при турбулентному русі для гладеньких труб

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (13.23)$$

Шляхові втрати тиску рідини на прямолінійних ділянках

$$\Delta P_{\text{ш}} = \frac{\lambda L v_p^2 \rho}{2d_{\text{вн}}}, \text{ Па}, \quad (13.24)$$

де L — довжина трубопроводу, м (напірного, зливного чи всмоктувального, рис. 13.4.).

Місцеві втрати тиску рідини у трубопроводі

$$\Delta P_{\text{м}} = \frac{v_p^2 \rho \sum \varepsilon}{2}, \text{ Па}, \quad (13.25)$$

де v_p , м/с; ρ , кг/м³; ε — коефіцієнт місцевого опору (штуцер, пряме коліно, трійник тощо, див. рис. 13.4.). Значення ε вибирають за дод. 40.

Втрати тиску у гідроагрегатах:

$$\Delta P_{\text{Г}} = \frac{v_p^2 \rho \sum \varepsilon_{\text{Г}}}{2}, \text{ Па}, \quad (13.26)$$

де v_p , м/с; ρ , кг/м³, $\varepsilon_{\text{Г}}$ — коефіцієнт опору гідроагрегату: розподільника, фільтра, дроселя тощо (вибирають за дод. 40).

Загальні сумарні втрати тиску

Сумарні шляхові втрати тиску

$$\sum \Delta P_{\text{ш}} = \Delta P_{\text{ш.н}} + \Delta P_{\text{ш.з}} + \Delta P_{\text{ш.в}}, \text{ Па}, \quad (13.27)$$

де $\Delta P_{\text{ш.н}}$, $\Delta P_{\text{ш.в}}$, $\Delta P_{\text{ш.з}}$ — відповідно шляхові втрати в напірному, зливному та всмоктувальному трубопроводах, Па.

Сумарні місцеві втрати тиску

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{м.н}} + \Delta P_{\text{м.з}} + \Delta P_{\text{м.в}}, \text{ Па}, \quad (13.28)$$

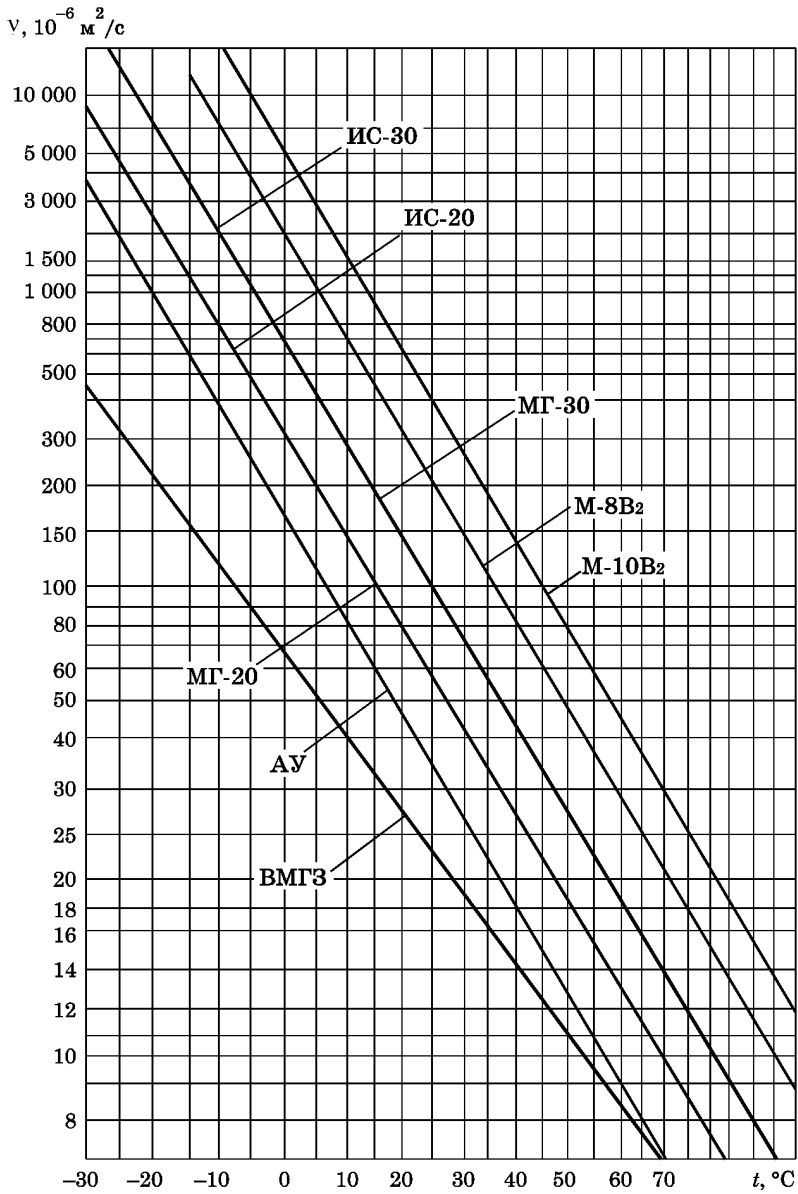


Рис. 13.5. Залежність кінетичної в'язкості робочих рідин від температури

де $\Delta P_{\text{м.н}}$, $\Delta P_{\text{м.з}}$, $\Delta P_{\text{м.в}}$ — відповідно місцеві втрати тиску в напірному, зливному та всмоктувальних трубопроводах, Па.

Сумарні втрати тиску у гідроагрегатах

$$\sum \Delta P_{\Gamma} = \Delta P_{\Gamma.\text{н}} + \Delta P_{\Gamma.\text{з}} + \Delta P_{\Gamma.\text{в}}, \text{ Па}, \quad (13.29)$$

де $\Delta P_{\Gamma.\text{н}}$, $\Delta P_{\Gamma.\text{з}}$, $\Delta P_{\Gamma.\text{в}}$ — відповідно втрати тиску в гідроагрегатах в напірному, зливному та всмоктувальному трубопроводах, Па.

Загальні втрати тиску у гідроприводі

$$\Delta P = \sum P_{\text{ш}} + \sum P_{\text{м}} + \sum P_{\Gamma}, \text{ Па}, \quad (13.30)$$

де $\sum \Delta P_{\text{ш}}$, $\sum \Delta P_{\text{м}}$, $\sum \Delta P_{\Gamma}$ — сумарні втрати тиску відповідно шляхові, місцеві та в гідроагрегатах, Па.

Гідропривід вважають спроектованим оптимально, якщо загальні втрати тиску у гідроприводі не перевищують 10 % номінального. В окремих випадках ця величина може сягати 15 – 20 %.

Розрахунок ККД гідроприводу

Об'ємний ККД

$$\eta_V = \eta_{V\text{п}} \eta_{V\text{н}} \eta_{V\text{ц}}, \quad (13.31)$$

де $\eta_{V\text{п}}$, $\eta_{V\text{н}}$, $\eta_{V\text{ц}}$ — відповідно об'ємний ККД: насоса, розподільника, гідроциліндра тощо (вибирають із технічних характеристик).

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = \frac{P_{\text{ном}} - \Delta P}{P_{\text{ном}}}, \quad (13.32)$$

де $P_{\text{ном}}$ — номінальний тиск у гідроприводі, Па; ΔP — загальні втрати тиску у гідроприводі.

Механічний ККД

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м.н}} \eta_{\text{м.п}} \eta_{\text{м.ц}}, \quad (13.33)$$

де $\eta_{\text{м.н}}$, $\eta_{\text{м.п}}$, $\eta_{\text{м.ц}}$ — відповідно механічні ККД: насоса, розподільника, гідроциліндра (вибирають із технічних характеристик; приймають $\eta_{\text{м.ц}} = 1$).

Загальний ККД гідроприводу

$$\eta_{\text{з}} = \eta_V \eta_{\Gamma} \eta_{\text{м}}, \quad (13.34)$$

де η_V , η_{Γ} , $\eta_{\text{м}}$ — відповідно об'ємний, гідравлічний та механічний ККД.

Для оптимально спроектованого гідроприводу $\eta_{\text{з}} = 0,6 \dots 0,8$.

Уточнений розрахунок гідроциліндра. Діаметр гідроциліндра розраховують за формулою

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{F_{\text{ш}}}{z(P_{\text{ном}} - \Delta P_{\text{н}}) \eta_{\text{м.ц}} \eta_{\text{ц}}^2}}, \text{ м}, \quad (13.35)$$

де $F_{\text{ш}}$ — зусилля на штоці, H ; z — кількість гідроциліндрів; $P_{\text{ном}}$ — номінальний тиск у гідроприводі, Па; $\Delta P_{\text{н}}$ — втрати тиску в напірній лінії від насоса до гідроциліндра, Па; $\eta_{\text{м.ц}}$ — механічний ККД гідроциліндра, $\eta_{\text{м.ц}} = 1$; $\eta_{\text{п}}$ — ККД шарнірного з'єднання гільзи (підшипника), $\eta_{\text{п}} = 0,98$.

Остаточно приймають діаметр циліндра згідно ыз стандартом (дод. 24, 25, 26).

Перевірка подачі насоса. Подачу насоса з рядом допущень (робоча рідина не стискується, процес розгону і гальмування проходить рівномірно, частота обертання вала насоса постійна) можна перевірити за залежністю

$$Q_{\text{н}} = S \frac{v_{\text{п}}}{\eta_{\text{V}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (13.36)$$

де S — робоча площа поршня, м^2 ; $v_{\text{п}}$ — швидкість поршня, $\text{м}/\text{с}$; η_{V} — об'ємний ККД гідроприводу (залежність 13.31).

Оптимальне значення $Q_{\text{н}}$ має бути не більше ніж значення Q , прийнятого раніше.

Перевірка потужності гідроприводу. Потужність на привід або потужність, що споживається насосом, знаходять за залежністю

$$N_{\text{п}} = \frac{N_{\text{к}}}{\eta_{\text{з.н}}}, \text{ кВт} \quad (13.37)$$

де $N_{\text{к}}$ — корисна потужність насоса, кВт; $\eta_{\text{з.н}}$ — загальний ККД насоса.

Корисну потужність визначають за залежністю:

$$N_{\text{к}} = 1000 Q_{\text{н}} P, \text{ кВт}, \quad (13.38)$$

де $Q_{\text{н}}$ — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$ (див. залежність 13.36); P — тиск у гідроприводі, МПа.

Загальний ККД насоса:

$$\eta_{\text{з.н}} = \eta_{\text{V}} \eta_{\text{м}}, \quad (13.39)$$

де η_{V} , $\eta_{\text{м}}$ — відповідно, об'ємний і механічний ККД насоса (вибирають із технічних характеристик).

Отримане значення корисної потужності має бути меншим ніж значення потужності гідроприводу, що прийнято у попередньому розрахунку: $N_{\text{к}} < N_{\text{г.р}}$.

Перевірка швидкості поршня. Визначають за залежністю

$$V_{\text{п}} = \frac{N_{\text{п}} \eta_{\text{з}}}{1000 P S}, \text{ м}/\text{с}, \quad (13.40)$$

де $N_{\text{п}}$ — потужність на привід насоса, кВт; $\eta_{\text{з}}$ — загальний ККД

гідроприводу; P — тиск у гідроприводі, МПа; S — площа прийнятого поршня, м².

Тепловий розрахунок. Причиною нагрівання гідроприводу є гідравлічні опори, об'ємні та гідромеханічні втрати тощо, тобто всі втрати потужності перетворюються на теплоту:

$$\Delta N = \Phi = N_{\text{п}}(1 - \eta_{\text{п}}), \text{ Вт}, \quad (13.41)$$

де Φ — тепловий потік (теплова потужність), Вт; $N_{\text{п}}$ — потужність на привід насоса, Вт; $\eta_{\text{п}}$ — загальний ККД гідроприводу.

Площу поверхні теплообмінника визначають за залежністю

$$S_{\text{т}} = \frac{\Phi K_{\text{т}}}{\alpha \Delta T}, \text{ м}^2, \quad (13.42)$$

де $K_{\text{т}} = t_{\text{р}}/t_{\text{зм}}$ — коефіцієнт, що враховує тривалість роботи гідроприводу протягом зміни; $t_{\text{р}}$ — фактична тривалість роботи у зміну; $t_{\text{зм}}$ — повна тривалість зміни; α — коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); $\Delta T = T - T_0$ — перепад температур робочої рідини (T) і оточуючого повітря (T_0) у сталому режимі, К.

Коефіцієнт тепловіддачі приймають із таких умов:

$\alpha = 15,1$ Вт/(м²·К) — при вільній поверхні, що обтікається повітрям;

$\alpha = 23,3$ Вт/(м²·К) — при обдуванні поверхні вентилятором;

$\alpha = 110 \dots 175$ Вт/(м²·К) — при охолодженні поверхні водою.

Отримане значення площі теплообмінника узгоджують із площею поверхні прийнятої форми бака. За потреби бак оснащують додатковими пристроями (ребрами, перегородками, кожухами тощо), або передбачають охолодники (повітряний потік від вентилятора, змішувачі з водою тощо).

13.5. Розрахунок об'ємного гідроприводу обертального руху

Вихідними даними для розрахунку є принципова схема гідроприводу (наприклад, рис. 13.1, б), крутний момент на валу гідромотора, кутова швидкість вала гідромотора.

Крутний момент і кутова швидкість гідромотора обумовлюються технічним завданням, виходячи із силової і швидкісної характеристики виконавчого органа, що приводиться гідромотором.

Розрахунок починають з визначення потужності гідроприводу:

$$N_{\text{г}} = M\omega, \text{ кВт}, \quad (13.43)$$

де M — крутний момент на валу гідромотора, кНм; ω — кутова швидкість вала гідромотора, рад/с.

Далі розрахунок проводять аналогічно розрахунку гідроприводу поступального руху (формули (13.3), (13.4) і т.д.).

Робочий об'єм гідромотора визначають за формулою

$$q_M = \frac{M}{0,159 \cdot 10^{-3} (P_{\text{ном}} - \Sigma \Delta P) \eta_M}, \text{ л}, \quad (13.44)$$

де M — крутний момент на валу гідромотора, кНм; $P_{\text{ном}}$ — номінальний тиск у гідроприводі, кПа; $\Sigma \Delta P$ — втрати тиску, кПа (як правило, $\Sigma \Delta P = 6\%$ від $P_{\text{ном}}$); η_M — механічний ККД гідромотора (0,8 – 0,95).

Частоту обертання гідромотора визначають за формулою

$$n_M = \frac{60Q\eta_{V_M}}{q_M}, \text{ об/хв}, \quad (13.45)$$

де Q — подача насоса (насосної станції), дм³/с; q_M — робочий об'єм гідромотора, дм³; η_{V_M} — об'ємний ККД гідромотора.

Остаточні розрахункові дані узгоджують із табличними значеннями (дод. 17, 19, 20, 21).

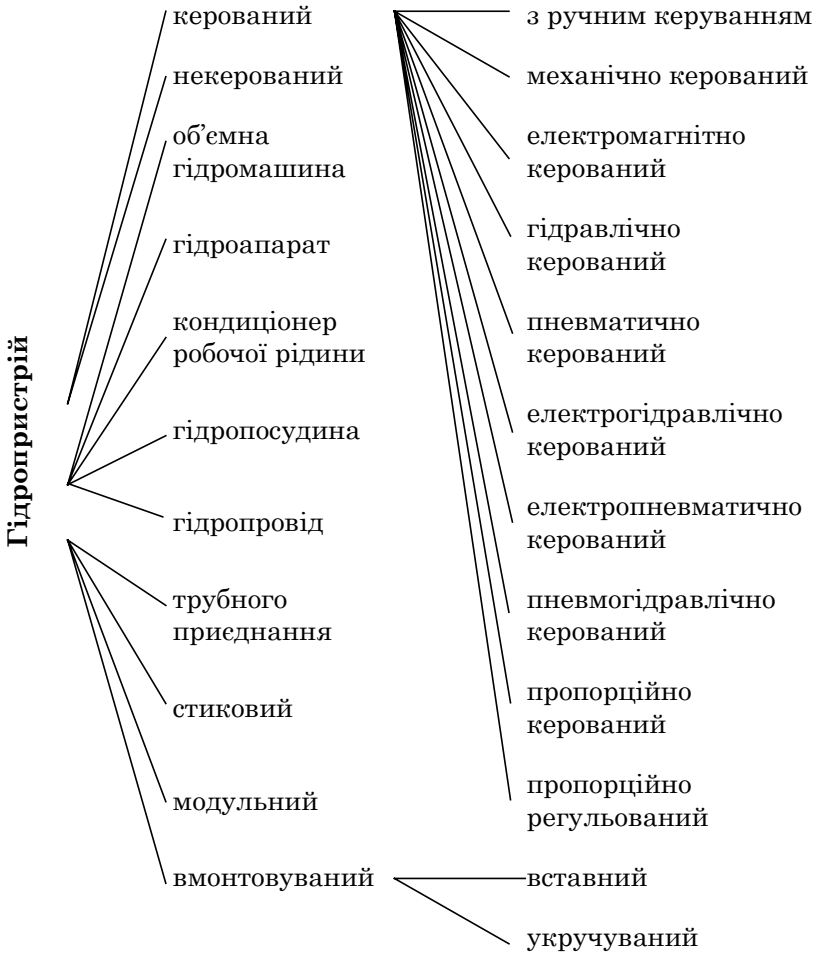
Запитання для самоконтролю



1. Які фактори слід враховувати, вибираючи робочу рідину? 2. Які чинники слід враховувати, вибираючи тиск гідроприводу? 3. За якими показниками вибирають певну марку насоса? 4. Які параметри трубопроводів розрахункові? 5. За якими показниками вибирають тип і марку гідророзподільника? 6. В чому полягає суть вибору і розрахунку фільтра? 7. З якою метою обчислюють число Рейнольдса? 8. В якому випадку вважають, що гідропривід спроектований оптимально? 9. Які вихідні дані потрібні для визначення робочого об'єму гідромотора? 10. Які вихідні дані потрібні для визначення частоти обертання гідромотора?

ДОДАТКИ

1. Схема класифікації гідроприсроїв



2. Співвідношення між одиницями виміру гідропровода

Співвідношення між одиницями тиску:

1 Па = 1 Н/м ²	1 мм вод. ст. = 9,81 Па
1 бар = 10 ⁵ Па	1 мм вод. ст. = 10 ⁻⁴ кгс/см ²
1 бар = 1,02 кгс/см ²	1 мм рт. ст. = 133,3 Па
1 МПа = 10 ⁶ Па	1 мм рт. ст. = 1,35 · 10 ⁻³ кгс/см ²
1 МПа = 10,2 кгс/см ²	1 кгс/см ² = 736 мм рт. ст.
1 кгс/см ² = 9,81 · 10 ⁴ Па	1 кгс/см ² = 0,1 МПа

Співвідношення між одиницями зусилля:

1 Н = 0,102 кгс	1 кгс = 9,81 Н
1 Н = 10 ⁵ дин	1 дин = 10 ⁻⁵ Н

Співвідношення між одиницями потужності:

1 Вт = 0,102 кгс · м/с	1 кгс · м/с = 9,81 Вт
1 Вт = 10 ⁷ ерг/с	1 ерг/с = 10 ⁻⁷ Вт
1 Вт = 0,239 кал/с	1 кал/с = 4,186 Вт
1 Вт = 1,36 · 10 ⁻³ к.с.	1 к.с. = 736 Вт
1 кВт = 1000 Вт	1 к.с. = 0,736 кВт

Співвідношення між одиницями об'ємної витрати і подачі насоса:

1 м ³ /с = 6 · 10 ⁴ л/хв	1 л/хв = 1,67 · 10 ⁻⁵ м ³ /с
1 дм ³ /с = 60 л/хв	1 л/хв = 1,67 · 10 ⁻² дм ³ /с
1 см ³ /с = 6 · 10 ⁻² л/хв	1 л/хв = 1,67 см ³ /с
1 см ³ /с = 3,6 · 10 ⁻³ м ³ /год	1 л/хв = 10 ³ см ³ /хв
1 см ³ /с = 10 ⁻⁶ м ³ /с	1 л/хв = 10 ⁻³ м ³ /хв

Співвідношення між одиницями динамічної в'язкості:

1 Па · с = 10 П;	1 П = 0,1 Па · с
1 Па · с = 0,102 кгс/м ²	1 кгс /м ² = 9,81 Па · с.

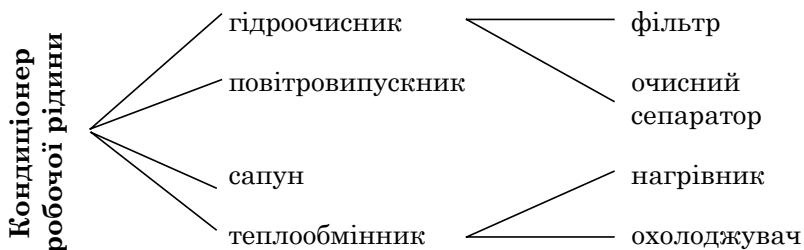
Співвідношення між одиницями кінематичної в'язкості:

1 м ² /с = 10 ⁴ Ст	1 Ст = 10 ⁻⁴ м ² /с
1 м ² /с = 10 ⁶ сСт	1 сСт = 10 ⁻⁶ м ² /с
1 мм ² /с = 1 сСт	1 сСт = 1 мм ² /с

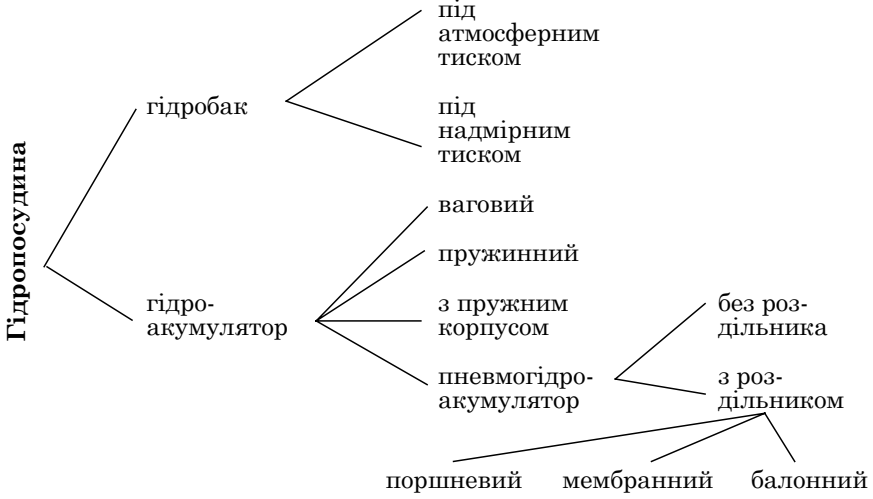
3. Технічна характеристика робочих рідин

Марка робочої рідини	Густина при 50 °С, кг/м ³	Вязкість, 10 ⁻⁶ м ² /с, при 50 °С і при 0 °С	Температура застигання і спалаху, °С	Температурні межі застосування, °С	Умови застосування
М-8В ₂	886	52 250	-25 200	-20 до +50	При - і + температурах у гідроприводах тракторів
М-10В ₂	890	82 700	-15 190	-10 до +90	При + температурах у гідроприводах тракторів
АМГ-10	870	10 42	-70 92	-45 до +100	При - і + температурах у відповідальних гідроприводах
ВМГЗ	860	10 66	-60 135	-40 до +135	При - і + температурах у відповідальних гідроприводах
МГ-20	885	20 300	-40 180	-15 до +50	У закритих приміщеннях
МГ-30	980	30 760	-35 190	-10 до +60	При + температурах на відкритому повітрі
Трансформаторна	886	9,6 100	-45 135	-30 до +90	При - і + температурах у відповідальних гідроприводах
Веретенна АУ	890	13 170	-45 163	-30 до +60	При - і + температурах у відповідальних гідроприводах
Індустріальна 12	880	13 170	-30 165	-15 до +60	У невідповідальних гідроприводах

4. Схема класифікації кондиціонерів робочої рідини



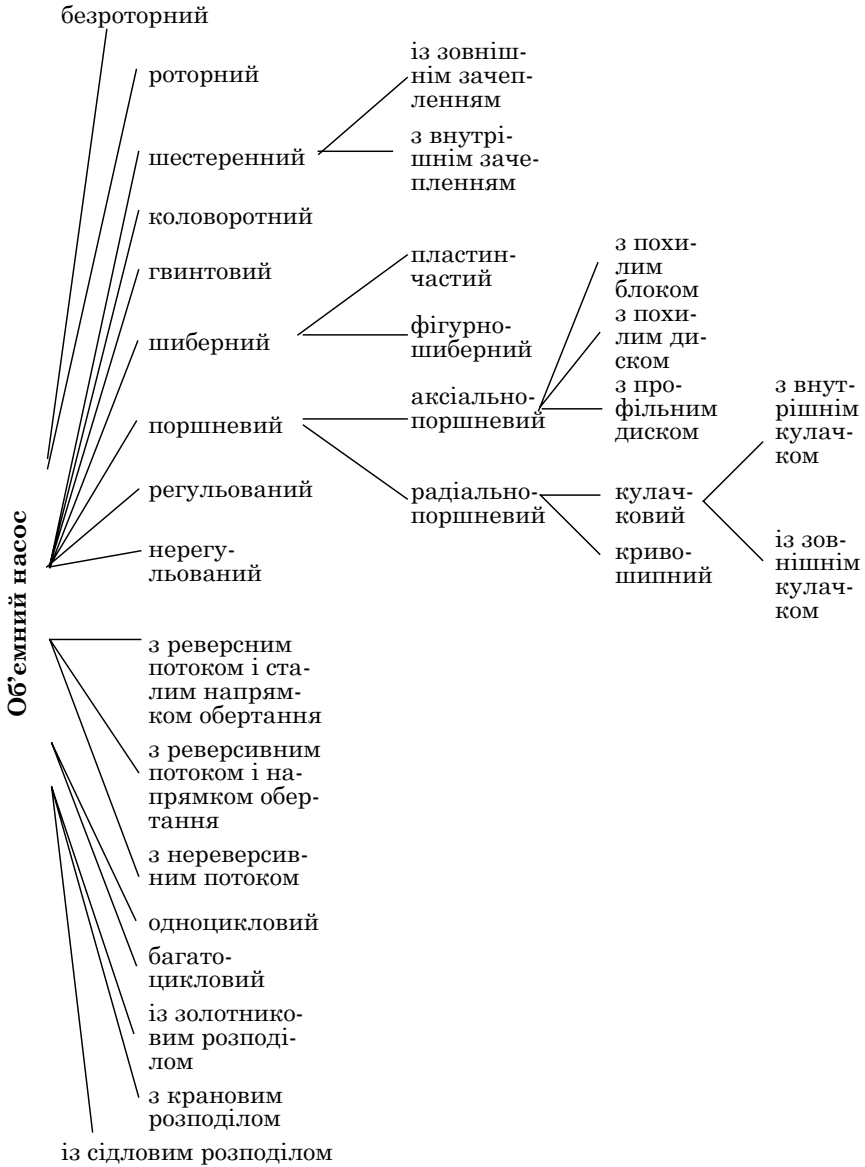
5. Схема класифікації гідропосудин



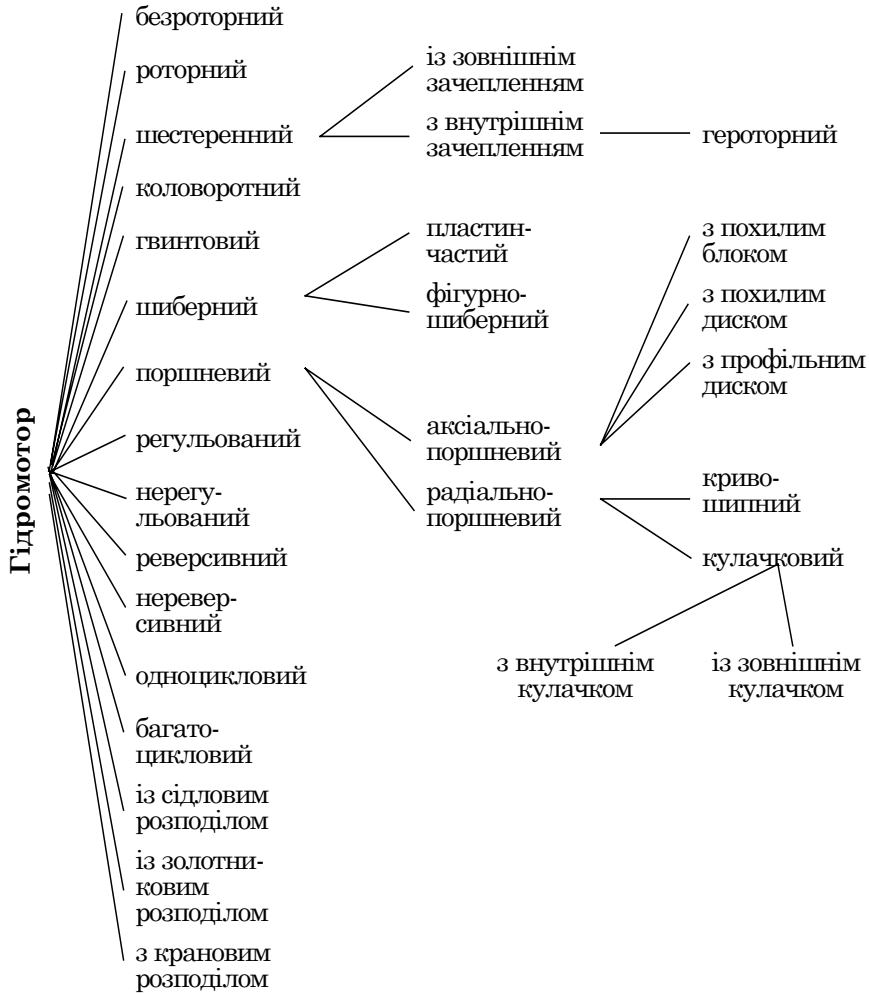
6. Схема класифікації об'ємних гідромашин



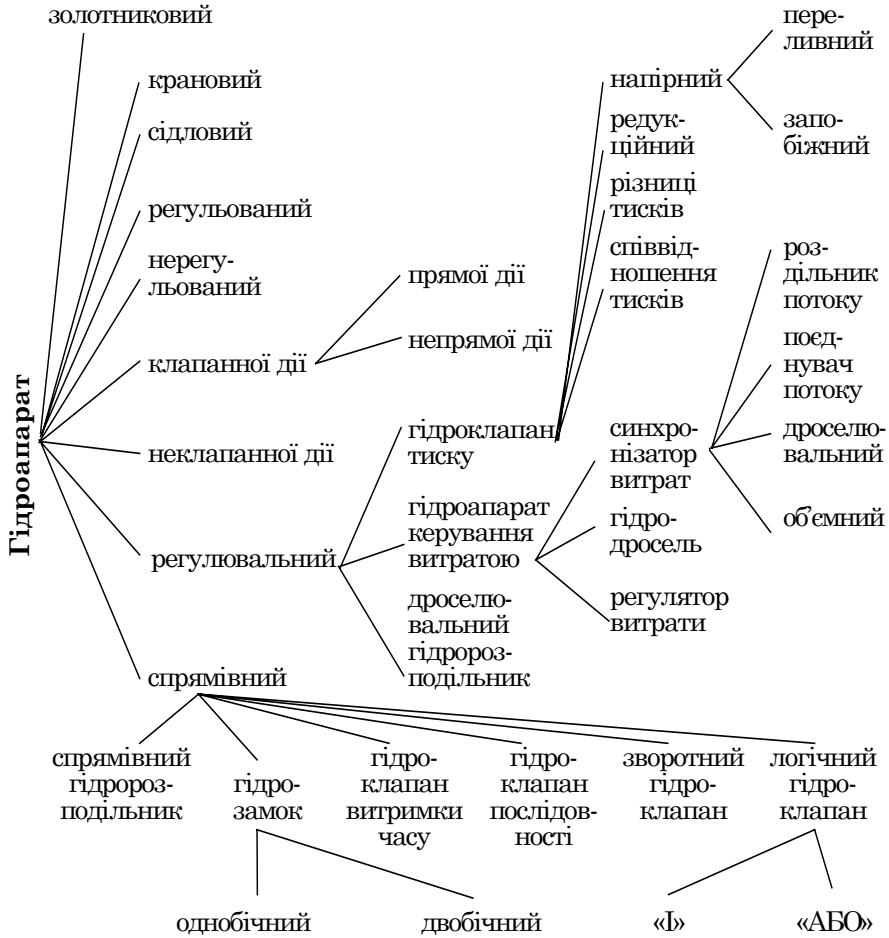
7. Схема класифікації об'ємних насосів



8. Схема класифікації гідромоторів



9. Схема класифікації гідроапаратів



10. Схема класифікації гідропроводів



11. Схема класифікації об'ємних гідроприводів



Додатки

12. Ряд номінальних тисків

$P_{\text{ном}}$, МПа (кгс/см ²)				
0,63 (6,3)	1,0 (10)	1,6 (16)	2,5* (25)	4,0 (40)
6,3* (63)	10* (100)	12,5 (125)	16* (160)	20,0 (200)
25,0 (250)	32,0* (320)	40,0 (400)	50,0 (500)	63,0 (630)

* Рекомендовані значення

13. Співвідношення потужності гідроприводу і номінальних значень тиску

Потужність, кВт	До 0,1	0,1 – 1,0	1,0 – 5,0	5,0 – 20,0	Понад 20,0
Номінальний тиск, МПа	1,0	1,0 – 6,3	6,3 – 10,0	10,0 – 16,0	16,0 – 25,0

14. Ряд номінальних подач

$Q_{\text{ном}}$, дм ³ /с (л/хв)			
0,32 (20)	0,40 (25)	0,50 (32)	0,63 (40)
0,80 (50)	1,00 (63)	1,25 (80)	1,60 (100)
2,00 (125)	2,50 (160)	3,20 (200)	4,00 (250)

15. Порівняльні основні параметри гідромашин

Тип гідромашини	Робочий тиск, МПа	Робочий об'єм, см ³	Частота обертання вала, 1/с	Потужність, що передається, кВт	ККД		Маса на одиницю потужності, кг/кВт
					об'ємний	загальний	
Шестеренні							
насоси	0,5–20	10–100	5–50	2,2–36,8	0,6–0,94	0,5–0,8	0,41–0,95
гідромотори	5–10	10–100	16–125	2,2–36,8	0,8–0,9	0,4–0,75	0,41–0,95
Аксіально-поршневі							
насоси	7,5–50	10–800	16–63	7,4–294,4	0,95–0,98	0,92–0,95	0,68–4,1
гідромотори	7,5–50	10–800	1,6–80	7,4–294,4	0,96–0,99	0,92–0,95	0,68–4,1
Радіально-поршневі							
насоси	5–50	50–1100	16–25	до 368	0,75–0,90	0,6–0,85	4,1–19
гідромотори	5–35	400–3000	0,16–5	22,1–110,4	0,90–0,92	0,8–0,9	—
Пластинчасті							
насоси	1,5–17,5	5–150	10–80	1,1–73,6	0,75–0,95	0,5–0,92	0,41–9,5
гідромотори	1,5–17,5	50–2500	0,04–32	4,4–147,2	0,75–0,95	0,65–0,85	0,54–4,1
Гвинтові							
насоси	2,5–17,7	20–7000	12,5–50	14,7–176,6	0,70–0,85	0,60–0,80	0,68–1,36
гідромотори	2,5–25	20...7000	до 160	до 331,2	до 90	0,60–0,80	0,68–1,36
Планетарні							
насоси	1,5–2,5	120	0,8–1	1,2	0,82	0,70–0,80	—
гідромотори	16–21	80–300	1,48–5,75	1,5–6	0,80	0,70–0,80	1,6–41

16. Технічна характеристика шестеренних насосів

Показник	НШ-10-Е-2	НШ-32-У	НШ-32-У-2	НШ-32-3	НШ-46-У	НШ-50-У-2	НШ-50-2	НШ-50-3	НШ-67-2	НШ-67-3	НШ-80-1	НШ-100-2	НШ-100-3	НШ-160-2	НШ-160-3	НШ-250-2	НШ-250-3
Робочий об'єм, см ³	10	31,7	32	31,5	45,7	49,1	50	48,8	69	69	80	98,8	98,8	162,5	162,5	244,8	244,8
Тиск напірний, МПа																	
номінальний	14	10	14	16	10	14	14	16	14	16	1,0	14	16	14	16	14	16
максимальний	17,5	14	17,5	20	14	16	17,5	20	17,5	20	1,2	16	20	16	20	16	20
Номінальна подача, дм ³ /с	0,29	0,79	0,93	0,93	1,05	1,44	1,45	1,45	1,60	1,60	2,71	2,32	2,32	4,99	4,99	5,75	5,75
Частота обертання вала насоса при номінальному тиску, с ⁻¹																	
мінімальна	16	20	16	16	20	16	16	16	16	16	12,5	16	16	16	16	16	16
номінальна	32	25	32	32	25	32	32	32	25	25	40	25	25	25	25	25	25
максимальна	50	32	40	40	32	40	40	40	33,3	33,3	42	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3
Об'ємний ККД	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,83	0,92	0,85	0,85	0,94	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Споживана потужність, кВт	5,5	11	16	17,6	—	25,8	23,8	27,2	24,9	28,4	4,7	37,5	42,8	63	72	92,7	106
Маса, кг	2,5	5,3	5,3	6,8	5,8	6,3	7,4	7,47	17,4	17,5	8,7	17,5	17,6	44,3	44,3	45,3	45,3

16. Технічна характеристика шестеренних насосів

Показник	НШ-10-Е-2	НШ-32-У	НШ-32-У-2	НШ-32-3	НШ-46-У	НШ-50-У-2	НШ-50-2	НШ-50-3	НШ-67-2	НШ-67-3	НШ-80-1	НШ-100-2	НШ-100-3	НШ-160-2	НШ-160-3	НШ-250-2	НШ-250-3
Робочий об'єм, см ³	10	31,7	32	31,5	45,7	49,1	50	48,8	69	69	80	98,8	98,8	162,5	162,5	244,8	244,8
Тиск напірний, МПа																	
номінальний	14	10	14	16	10	14	14	16	14	16	1,0	14	16	14	16	14	16
максимальний	17,5	14	17,5	20	14	16	17,5	20	17,5	20	1,2	16	20	16	20	16	20
Номинальна подача, дм ³ /с	0,29	0,79	0,93	0,93	1,05	1,44	1,45	1,45	1,60	1,60	2,71	2,32	2,32	4,99	4,99	5,75	5,75
Частота обертання вала насоса при номінальному тиску, с ⁻¹																	
мінімальна	16	20	16	16	20	16	16	16	16	16	12,5	16	16	16	16	16	16
номінальна	32	25	32	32	25	32	32	32	25	25	40	25	25	25	25	25	25
максимальна	50	32	40	40	32	40	40	40	33,3	33,3	42	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3
Об'ємний ККД	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,83	0,92	0,85	0,85	0,94	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Споживана потужність, кВт	5,5	11	16	17,6	—	25,8	23,8	27,2	24,9	28,4	4,7	37,5	42,8	63	72	92,7	106
Маса, кг	2,5	5,3	5,3	6,8	5,8	6,3	7,4	7,47	17,4	17,5	8,7	17,5	17,6	44,3	44,3	45,3	45,3

18. Технічна характеристика аксіально-поршневих регульованих насосів з похилим блоком

Показник	207.20	207.25	207.32	223.20	223.25
Максимальний робочий об'єм, см ³	54,8	107	225	54,8+54,8	107+107
Тиск напірний, МПа					
номінальний	16	16	16	16	16
максимальний	25	25	25	25	25
Номінальна подача, дм ³ /с	1,72	2,065	3,47	1,72+1,72	2,065+2,065
Частота обертання, с ⁻¹					
номінальна при самовсмоктуванні	32,5	20	16	20	20
максимальна при самовсмоктуванні	47,5	36,7	29,2	32,5	25
максимальна при роботі з надлишковим тиском при вході в насос	52,5	42	33,3	48,3	37,5
Потужність при максимальному робочому об'ємі і ном. режимі роботи, кВт	30,8	46,3	77,5	50,6	79,0
ККД					
повний	0,91	0,91	0,91	0,85	0,85
об'ємний	0,965	0,965	0,965	0,965	0,965
Маса, кг	39	75	140	165	320

19. Технічна характеристика аксіально-поршневих нерегульованих насосів і гідромоторів з похилим блоком

Показник	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Робочий об'єм, см ³	11,6	28,1	54,8	107	225
Тиск напірний, МПа					
номінальний	16	16	20	20	20
максимальний	32	32	32	32	32
Номінальний перепад тиску для гідромотора, МПа	16	16	20	20	20
Номінальна подача насоса, дм ³ /с	0,45	0,87	1,30	2,03	4,92
Номінальна витрата гідромотора, дм ³ /с	0,48	0,93	1,44	2,55	3,79
Частота обертання вала, с ⁻¹					
номінальна	40	32	25	20	16
максимальна	83,3	66,7	52,5	42	33,3
ККД					
об'ємний для насоса	0,965	0,965	0,95	0,95	0,95
гідромеханічний для гідромотора	0,95	0,95	0,965	0,965	0,965
загальний для насоса	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
загальний для гідромотора	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
Номінальна потужність насоса, кВт	8,0	15,5	29,5	46,1	77,5
Крутний момент гідромотора, Нм					
номінальний	28,1	68,0	168	328	690
зрушувальний	23,9	57,9	143	279	586
Маса, кг	5,5	12,5	25,0	52,0	100,0
Момент інерції обертальних мас гідромотора, Нм ²	0,005	0,018	0,056	0,175	0,546

20. Технічна характеристика аксіально-поршневих гідромашин з похилим диском

Показник	Насос				Гідромотор	
	Напор-25	Напор-63P	НП-90	НП-112	МП-90	МП-112
Робочий об'єм, см ³	25	63	90	112	90	112
Частота обертання при номінальному тиску, с ⁻¹						
номінальна	32	25	25	33,3	25	33,3
максимальна	54	40	43	50	43	50
мінімальна	15	13	8,3	8,3	0,8	0,8
Номінальна подача, л/хв	45	89	120	213	—	—
Номінальна витрата, л/хв	—	—	—	—	120	213
Тиск на виході з насоса, вході в гідромотор, МПа						
максимальний	20	20	22	25,5	22	25,5
мінімальний	25	25	34,3	42	34,3	42
Тиск на вході в насос, виході з гідромотора, МПа						
максимальний	0,4	0,25	1,5	2,16	1,5	2,16
мінімальний	0,08	0,08	1,29	1,96	1,29	1,96
Потужність, що споживається насосом, кВт	17,5	34	53,8	104	—	—
Ефективна потужність гідромотора, кВт	—	—	—	—	42,1	81
Крутний момент гідромотора, Нм	—	—	—	—	273,8	390
Маса, кг	11	21	78	78	48	50

21. Технічна характеристика планетарних гідромоторів

Показник	МГП-80	МГП-100	МГП-125	МГП-160	МГП-200	МГП-315
Робочий об'єм, см ³	80,5	100	125,7	159,7	200	314,9
Частота обертання, с ⁻¹						
номінальна	5,75	4,60	3,67	2,87	2,34	1,48
максимальна	13,50	10,80	8,67	6,67	5,41	3,50
мінімальна	0,7	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
Тиск на вході, МПа:						
номінальний	16	16	16	16	16	16
максимальний	21	21	21	21	21	21
Крутний момент, Нм						
номінальний	151	189	237	303	300	300
зрушувальний	120	145	170	230	230	230
Номінальна потужність, кВт	6,0	6,0	6,0	6,0	4,5	3,0
Маса, кг	9,8	10,0	10,3	10,7	11,1	12,3

22. Ряд номінальних частот обертання

$n_{\text{НОМ}}, \text{с}^{-1} (\text{об/хв})$				
10,0 (600)	12,5 (750)	16,0 (960)	20,0 (1200)	25,0 (1500)
32,0 (1920)	40,0 (2400)	60,0 (3000)	63,0 (3780)	80,0 (4800)

23. Співвідношення параметрів поршневих гідроциліндрів

Зусилля на штоці, кН	До 10	12–30	30–60	60–100	Понад 100
Тиск у гідроциліндрі, МПа	До 5	6–7	8–10	12–15	16–20
Діаметр штока	$(0,2...0,3)D$	$(0,3...0,4)D$	$0,5D$	$(0,6...0,7)D$	$0,7D$

24. Ряд геометричних розмірів поршневих гідроциліндрів

Діаметр поршня, D , м	Основний ряд	0,050	0,063	0,080	0,100	0,125	0,160	0,200
	Додатковий ряд	0,056	0,070	0,090	0,110	0,140	0,180	0,220
Діаметр штока $d_{\text{шт}}$, м	Основний ряд	0,020	0,025	0,032	0,040	0,050	0,063	0,080
	Додатковий ряд	0,022	0,028	0,036	0,045	0,056	0,070	0,090
Хід поршня l , м	Основний ряд	0,400	0,500	0,630	0,800	1,000	1,250	1,600
	Додатковий ряд	0,450	0,560	0,710	1,120	1,400	1,800	

25. Технічна характеристика поршневих гідроциліндрів

Діаметр циліндра, м	Діаметр штока, м	Хід поршня, м															Тиск номінальний, МПа	Тиск максимальний, МПа	Максимальне зусилля на штоці при виготовуванні, кН
		0,050	0,100	0,160	0,200	0,250	0,320	0,400	—	—	—	—	—	—	—	—			
0,040	0,025	0,050	0,100	0,160	0,200	0,250	0,320	0,400	—	—	—	—	—	—	—	—	16	20	19,72
0,050	0,025	0,050	0,100	0,160	0,200	0,250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	16	20	30,71
0,063	0,025	0,050	0,110	0,160	0,200	0,250	0,320	0,400	—	—	—	—	—	—	—	—	16	20	30,71
0,063	0,032		0,110	0,160	0,200	0,250	0,320	0,400	—	—	—	—	—	—	—	—	16	20	48,95
0,063	0,032		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,800	—	—	16	20	48,07
0,075	0,030		0,110	—	0,200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	14	42,18
0,080	0,040		—	—	—	0,250	0,320	0,400	—	—	0,630	—	—	—	—	—	10	13,5	49,25
0,080	0,040		—	—	0,200	0,250	0,320	0,400	0,450	0,500	—	—	—	—	—	—	16	20	78,87
0,090	0,030		—	—	0,200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	14	61,80
0,100	0,040		—	—	0,200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	13,5	76,52
0,100	0,050		0,100	—	0,200	0,250	0,320	0,400	—	—	0,630	—	—	—	—	—	16	20	123,21
0,100	0,055		—	—	—	—	—	—	—	0,500	—	—	0,800	—	—	—	10	14	77,01
0,100	0,060		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,800	—	—	—	16	20	123,21
0,100	0,063		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,112	—	16	20	123,21
0,110	0,040		—	—	—	0,250	—	0,400	—	—	—	—	—	—	—	—	10	14	93,20
0,120	0,055		—	—	—	—	—	—	—	—	0,630	—	0,800	0,100	—	—	10	14	110,85
0,125	0,050		—	—	—	—	—	0,400	—	—	—	—	—	—	—	—	10	14	120,66
0,125	0,063		—	—	0,200	0,250	0,320	0,400	—	0,500	0,630	—	0,800	—	—	—	16	20	193,06
0,140	0,070		—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,710	—	—	—	—	16	20	241,62
0,140	0,080		—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,630	—	—	—	—	16	20	241,42
0,160	0,080		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,140	—	16	20	315,49

26. Технічна характеристика поршневих гідроциліндрів

Марка	Діаметр циліндра, мм	Діаметр штока, мм	Хід поршня, мм	Тиск номінальний, МПа	Тиск максимальний, МПа	Зусилля на штоці при виштовхуванні, кН	Маса, кг
Ц55	55	30	220	10	14	23	12,7
Ц75.111100 1В	75	30	110	10	14	43	13,6
Ц75.111100 1А	75	30	200	10	14	43	17,3
Ц90	90	30	200	10	14	63	18,6
Ц100	100	40	200	10	13,5	78	23,9
Ц110	110	40	250	10	14	95	33
Ц125.250.16 0.001-1	125	50	250	14	16	171	46,9
Ц700А.34.2 9.000	125	50	400	10	14	123	53,2

27. Технічна характеристика плунжерних гідроциліндрів

Діаметр плунжера, мм	Хід плунжера, мм									Максимальне розрахункове зусилля, кН
	—	—	250	—	—	400	—	560	—	
25	—	—	250	—	—	400	—	560	—	4,90
32	—	—	250	—	—	400	500	—	—	8,00
40	—	—	250	—	360	400	500	—	—	12,60
50	—	200	—	320	—	400	500	—	—	19,60
63	140	200	—	—	360	400	500	—	630	31,10
80	—	200	—	—	—	400	500	—	630	50,00
100	—	—	—	—	360	—	500	—	630	78,50

28. Ряд умовних проходів

Умовний прохід, м								
0,004	0,0063	0,008	0,0010	0,012	0,016	0,020	0,025	0,032
0,040	0,050	0,063	0,080	0,100	0,125	0,160	0,200	—

29. Орієнтовні значення максимальних швидкостей руху робочої рідини

Елементи гідроприводу	Швидкість, м/с
Всмоктувальна лінія діаметром, м	
0,012–0,25	0,6–1,2
понад 0,032	1,5
Зливна лінія	2,0
Лінія напірна при тисках, МПа	
2,5	3,0
5,0	4,0
10,0	5,0
15,0	Понад 5,0
Клапани керування та інші короткі ділянки	6,0
Переливні і запобіжні клапани	30,0

30. Ряд розмірів стінок труб

Товщина стінки, мм											
0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5

34. Технічна характеристика гідророзподільників

Показник	Тип РС			Тип Р					Тип ГР, ГМ, ГГ			Тип ГЕ	
	Умовний прохід, мм												
	20	25	32	20	25	32	32	32	16	20	32	40	
Конструктивне виконання	Секційне								Моноблокове				
Тиск на вході, МПа													
номінальний	16	16	16	16	16	16	25	25	32	32	32	32	
максимальний	25	25	25	17	17	17	32	32	40	40	40	40	
короткочасний	32	32	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Тиск зливу, МПа, не більше	1,5	1,5	1,5	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	3	3	3	3	
Витрата робочої рідини, дм ³ /с													
номінальна	1,6	2,5	4,0	1,6	2,5	4,0	5,0	5,0	1,5	2,5	6,0	10	
максимальна	2,0	3,2	5,0	2,0	3,2	5,0	6,3	6,3	2,0	3,2	6,3	10	
Зусилля для переміщення золотника із нейтрального положення, Н	2940	3430	3920	350	400	450	350	350	—	—	—	—	
Кількість секцій в одному блоці	10	8	8	6	6	6	5	7	—	—	—	—	
золотників	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
позицій золотників	до блоку входять секції з три- і чотири-позиційними золотниками								з 2, 3 і 4 золотниками, три- і чотирипозиційні				

35. Технічна характеристика моноблокових гідророзподільників

Показник	Р150-23-30-000	Р150-13-20-000	Р150-13-10-000	Р150-23-20-000	Р75-23	Р75-33	Р 75-43	Р75-42-ПГ-1А	Р75-43-ПГ-2Б	Р 75-42	Р75-42-ПГ-1	Р 75-22
	Тип конструктивного виконання	Клапанно-золотниковий					Золотник	Клапанно-золотниковий		Золотник	Клапанно-золотниковий	
Номінальний потік, дм ³ /с	2,5	2,5	2,5	2,5	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Номінальний тиск, МПа	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Кількість золотників	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2	2	2
Кількість позицій золотників	4	4	4	4	4	4	3	3	3	3	3	4
Тип запобіжного клапана	Переливний із серводією								—	Переливний із серводією		
Тиск спрацьовування запобіжного клапана, МПа	13-14	10-11	10-11	13-14	13-14	13	10-11	10-11	—	10-11	10-11	13-14
Номінальний перепад тисків, МПа	0,4	0,4	0,4	0,4	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Маса, кг	36,9	36,9	33,9	33,9	15,3	15,5	15,3	15,5	10,1	10,1	10,1	10,1

Додатки

36. Технічна характеристика моноблокових гідравлічних розподільників

Показник	Розподільники				
	P75-1/1/22	P75/1/1-222	P150-1/1-222	P75-2/4-333	P80-2/4-33
Однотипний розподільник, що випускали раніше	P75-22	P75-23A	P150-23	P75-33	—
Робочий тиск, МПа	10	10	10	14	14
Пропускна здатність, л/хв	75	75	150	75	80
Тип золотника	2	2	2	3	3
Кількість золотників	2	3	3	3	3
Тиск спрацювання, МПа:					
бустерного пристрою	11,0–12,5	11,0–12,5	11,0–12,5	14,0–15,0	15,0–16,0
запобіжного клапана	13–14	13–14	13–14	16–17	16–17
Маса, кг	10	15,5	37,5	15,5	15,0

37. Питома пропускна здатність фільтрувальних матеріалів

Фільтрувальний матеріал	Коефіцієнт k , дм ³ /см ²	Фільтрувальний матеріал	Коефіцієнт k , дм ³ /см ²
Мегалева сітка		Папір	
№ 01	11,24	АФБ-1	0,015
№ 009	9,91	АФБ-1к	0,030
№ 0071	6,83	АФБ-2	0,035
№ 006	6,06	Тканина	0,00065
№ 0045	2,27	Нейлон	0,014
Дріт з розміром щілини 0,008 мм	0,105	Капрон	0,013
		Картон	0,012

38. Ряд номінальних місткостей

Місткість, дм ³									
10	16	25	40	63	100	125	160	200	250

39. Орієнтовні критичні числа Рейнольдса

Вид гідролінії	Re _{кр}
Кругла гладенька труба	2100–2300
Рукав гумовий	1600
Концентрична щілина гладенька	1100
з виточками	700
Неконцентрична щілина з виточками	400
Кран розподільний	550–750
Фільтр сітчастий	400
Вікна циліндричних золотників	260
Плоский і конусний клапани	20–100

40. Коефіцієнти місцевого опору

Гідравлічний опір	Коефіцієнт
Золотниковий розподільник	3 – 5
Зворотний і запобіжний клапани	2 – 3
Дросель	2,0 – 2,2
Фільтр	2 – 3
Раптове розширення (вхід у бак й інше)	0,6 – 0,9
Раптове звуження (вихід із гідроциліндра)	0,5 – 0,7
Штуцер, перехідник	0,1 – 0,15
Пряме коліно	1,3 – 1,5
Трійник	1,0 – 2,5

Список рекомендованої літератури

1. *Башта Т.М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.
2. *Білоконь Я.Ю., Окоча А.І.* Нова мобільна техніка. 1. Трактори. — Ніжин, 1999. — 263 с.
3. *Васильковский М.И., Мецишина А.Г., Мишин Д.П.* и др. Методические указания к самостоятельной работе студентов по расчёту объёмного гидропривода. — Кировоград: КИСХМ, 1991. — 56 с.
4. *Васильченко В.А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983. — 301 с.
5. *Вильнер Я.М., Ковалёв Я.Т., Некрасов Б.Б.* и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. — Минск: Вышэйшая шк., 1985. — 382с.
6. *Воспуков В.К.* Гидравлические и пневматические схемы сельскохозяйственных машин: Справ. пособие. — Минск: Вышэйшая шк., 1985. — 141 с.
7. *Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин:* Каталог. — ЦНИИТЭИ автосельхозмаш, 1989. — 137 с.
8. *Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин:* Каталог. — ЦНИИТЭИ автосельхозмаш, 1986. — 62 с.
9. *Детина А.Ф., Куранов В.Г.* Гидропривод для животноводства и кормопроизводства. — М.: Колос, 1984. — 224 с.
10. *Дидур В.А., Малый Ю.С.* Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин. — М.: Россельхозиздат, 1982. — 127 с.
11. *Довідник сільського інженера / В.Д. Гречкосій, О.М. Погорілець, І.І. Ревенко та ін.; За ред. В.Д. Гречкосія.* — К.: Урожай, 1991. — 400 с.
12. *ДСТУ 2404–94.* Передачі гідродинамічні. — К.: Держстандарт України, 1994.
13. *ДСТУ 3455.1–96.* Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 1. Загальні поняття. — К.: Держстандарт України, 1997. — 54 с.
14. *ДСТУ 3455.2–96.* Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. — К.: Держстандарт України, 1997. — 61 с.
15. *ДСТУ 3455.3–96.* Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 3. Гідроапарати та пневмоапарати. — К.: Держстандарт України, 1997. — 37 с.
16. *ДСТУ 3455.4–96.* Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 4. Кондиціонери робочого середовища, гідропосудини та пневмопосудини, гідроприводи та пневмоприводи. — К.: Держстандарт України, 1997. — 30 с.
17. *Дубинин В.Ф., Гальпер В.В.* Гидропривод сельскохозяйственных погрузочно-разгрузочных и транспортных машин: Основы проектирования и расчёта: Учеб. пособие. — Саратов: Саратовский СХИ, 1985. — 96 с.

18. *Евстратов А.М., Гамиров М.Л.* Автоматизация вождения мобильных сельскохозяйственных агрегатов. — М.: Россельхозиздат, 1982. — 77 с.
19. *Исаев А.П., Сергеев Б.И., Дидур В.А.* Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. — М.: Агропромиздат, 1990. — 400 с.
20. *Кальбус Г.Л.* Гидропривод и навесные устройства тракторов в вопросах и ответах. — К.: Урожай, 1990. — 216 с.
21. *Кальбус Г.Л.* Стенды для испытаний тракторных гидроприводов. — М.: Агропромиздат, 1985. — 96 с.
22. *Каталог гидравлических узлов.* — К.: Реклама, 1985. — 40 с.
23. *Кирилов Ю.И., Каулин Ф.А., Хмелевой А.Н.* — Эксплуатация и ремонт объемного гидропривода. — М.: Агропромиздат, 1987. — 80 с.
24. *Лебедев Н.И.* Объемный гидропривод машин лесной промышленности: Учеб. пособие. — М.: Лесн. пром-сть, 1986. — 296 с.
25. *Ловкис З.В.* Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчёт. — М.: Агропромиздат, 1990. — 239 с.
26. *Машиностроительная гидравлика. Примеры расчётов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров.* — К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. — 208 с.
27. *Немировский И.А., Маркан В.Ф., Серета Л.П., Яницкий В.В.* Гидроприводы сельскохозяйственных машин. — К.: Техніка, 1979. — 139 с.
28. *Никитин О.Ф., Холин К.М.* Объемные гидравлические и пневматические приводы: Учеб. пособие. — М.: Машиностроение, 1981. — 269 с.
29. *Объёмные гидравлические передачи: Расчёт и конструирование / О.М. Бабаев, Л.Н. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.; Под общ. ред. Е.С. Кисточкина.* — Л.: Машиностроение, 1987. — 256 с.
30. *Погорілець О.М., Погорілець М.О.* Основи проектування і розрахунку об'ємного гідропривода: Методичні вказівки. — К.: НАУ, 2000. — 47 с.
31. *Свешников В.К., Усов А.А.* Станочные гидроприводы: Справочник. — М.: Машиностроение, 1988. — 512 с.
32. *Семенов В.М., Власенко В.Н.* Трактор. — М.: Агропромиздат, 1989. — 332 с.
33. *Системи керування сільськогосподарських енергетичних засобів / М.І. Самокиш, І.М. Бендера, М.М. Клевцов, А.М. Божок; За ред. М.І. Самокиша, М.М. Клевцова.* — К.: Урожай, 1999. — 304 с.
34. *Стесин С.П., Яковенко Е.А.* Гидродинамические передачи. — М.: Машиностроение, 1973. — 352 с.
35. *Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропривод: Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, О.О. Федорець та ін.; За ред. В.О. Федорця.* — Житомир: ЖІТІ, 1998. — 412 с.
36. *Фрумкис И.В.* Гидравлическое оборудование тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин. — М.: Колос. 1971. — 440 с.

Зміст

Вступ	3
1. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ	5
1.1. Поняття гідропривід	5
1.2. Терміни і визначення основних гідропрстроїв об'ємного гідроприводу	10
1.3. Аналогія об'ємної гідропередачі з механічною, пневматичною та електричною	10
1.4. Кінематичні і силові характеристики об'ємного гідроприводу	11
<i>Запитання для самоконтролю</i>	13
2. РОБОЧІ РІДИНИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ	14
2.1. Основні властивості робочих рідин	14
2.2. Характеристики робочих рідин	19
<i>Запитання для самоконтролю</i>	21
3. КОНДИЦІОНЕРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ	22
<i>Запитання для самоконтролю</i>	28
4. ГІДРОПОСУДИНИ	29
<i>Запитання для самоконтролю</i>	37
5. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ	38
5.1. Шестеренні гідромашини	40
5.1.1. Шестеренні насоси	40
5.1.2. Шестеренні гідромотори	58
5.2. Поршневі гідромашини	65
5.2.1. Аксиально-поршневі гідромашини	65
5.2.2. Радіально-поршневі гідромашини	81
5.2.3. Поршневі насоси гідроприводів гальм, зчеплень	90
5.3. Планетарні гідромашини	91
5.3.1. Насоси-дозатори	91
5.3.2. Планетарні гідромотори	97
5.3.3. Планетарні гідрообертачі	101
5.4. Пластинчасті гідромашини	104
5.5. Гвинтові гідромашини	107
5.6. Порівняльні характеристики насосів і гідромоторів	110
5.7. Гідродвигуни	111
5.7.1. Гідроциліндри	111
5.7.2. Гідродвигуни зворотно-поступального руху	122
5.7.3. Поворотні гідродвигуни	125
5.8. Привід насосів та з'єднання вала гідромотора з валом виконуючого органа	127
<i>Запитання для самоконтролю</i>	131
6. ГІДРОАПАРАТУРА	132
6.1. Гідророзподільники	133
6.1.1. Золотникові розподільники	136
6.1.2. Кранові розподільники	158
6.1.3. Клапанні розподільники	159

6.2. Гідроклапани	161
6.2.1. Клапани тиску	161
6.3. Гідродроселі	180
6.4. Регулятори витрати	184
6.5. Гідравлічний довантажувач ведучих коліс трактора	188
6.6. Стабілізатори тиску	192
6.7. Гідравлічні підсилювачі	195
<i>Запитання для самоконтролю</i>	199
7. ГІДРОПРОВИДИ	200
7.1. Трубопроводи	200
7.2. Трубопровідні з'єднання	202
<i>Запитання для самоконтролю</i>	205
8. УЩІЛЬНЮВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ	206
<i>Запитання для самоконтролю</i>	211
9. ОБ'ЄМНІ ГІДРОПРИВОДИ	212
9.1. Класифікація	212
9.2. Переваги і недоліки об'ємного гідроприводу	214
9.3. Гідроприводи керування положенням робочих органів та елементів механізмів	215
9.4. Гідроприводи активних виконуючих органів	232
9.5. Гідроприводи рульових керувань	238
9.6. Гідроприводи ведучих коліс самохідних машин	263
9.7. Гідроприводи гальм, зчеплень та муфт повороту	275
9.8. Гідропривід візка дощувальних машин типу «Фрегат»	282
9.9. Гідравлічні системи автоматичного керування	283
9.9.1. Регулювання параметрів робочих органів	284
9.9.2. Стежні гідроприводи	290
9.10. Гідроприводи з дросельним керуванням	296
9.11. Гідроприводи з машинним (об'ємним) керуванням	297
<i>Запитання для самоконтролю</i>	298
10. ВАЛИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ	299
10.1. Гідравлічна система відбору потужності (ГСВП)	299
10.2. Вал відбору потужності з гідравлічним керуванням	301
<i>Запитання для самоконтролю</i>	302
11. МОНТАЖ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРОПРИВОДУ	303
11.1. Правила монтажу гідропристроїв	303
11.2. Підготовка гідроприводу до роботи	305
11.3. Типові несправності гідроприводу та способи їх усунення	306
11.4. Режими експлуатації гідроприводу та стан робочої рідини	314
11.5. Стенди для випробування гідроприводів сільськогосподарської техніки	315
11.6. Діагностування гідропристроїв гідроприводу	318
11.7. Перевірка технічного стану об'ємного гідроприводу ведучих коліс	321
<i>Запитання для самоконтролю</i>	323
12. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	324
<i>Запитання для самоконтролю</i>	328
13. ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ	329
13.1. Складання принципової схеми гідроприводу	330
13.2. Вибір робочої рідини	331
13.3. Попередній розрахунок об'ємного гідроприводу поступального руху	333
13.4. Перевірний розрахунок об'ємного гідроприводу поступального руху	337
13.5. Розрахунок об'ємного гідроприводу обертового руху	342
<i>Запитання для самоконтролю</i>	343
Додатки	344
Список рекомендованої літератури	364

Навчальне видання

**Погордць Олександр Миколайович,
Волянськ, йяМ, хайлояСтанцславов, ч,я
ВойтюкяВас, льяДм, тров, ч,я
ПастушенкояСергційцванов, чя**

ГІДРОПРИВІД СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

**ЗаяредакцццяО.М.яПогорцльця
я**

Оправа і титул *В. С. Жиборовського*
Комп'ютерна верстка *Л. М. Кіпріянової*

Видавництво «Вища освіта»,
04119, Київ-119, вул. Сім'ї Хохлових, 15

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 662 від 06.11.2001

Підп. до друку 02.12.04. Формат 60 × 84/16. Папір офс. № 1.
Гарнітура Century Schoolbook. Друк офс. Ум. друк. арк. 21,86.
Обл.-вид. арк. 26,45. Зам. №

Надруковано з плівок, виготовлених у видавництві «Вища освіта»,
на ВАТ «Білоцерківська книжкова фабрика»,
09117, м. Біла Церква, вул. Л. Курбаса, 4