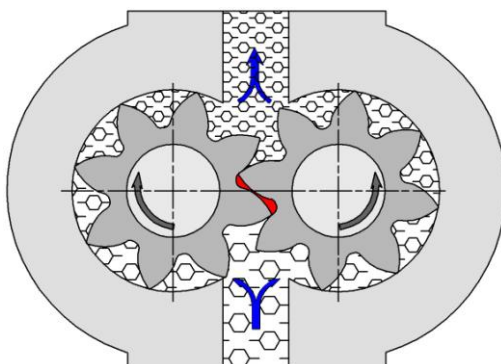


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВІД

Методичні вказівки до самостійної роботи з
об'ємного гідروприводу
для студентів спеціальностей 6.050502, 6.050503



Кіровоград 2014

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВІД

Методичні вказівки до самостійної роботи з
об'ємного гідروприводу
для студентів спеціальностей 6.050502, 6.050503

Затверджено на засіданні
кафедри ремонту і експлуатації машин
„ ” _____ 2014 р.
Протокол №

Кіровоград 2014

Об'ємний гідропривід. Методичні вказівки до самостійної роботи з об'ємного гідроприводу для студентів спеціальностей 6.050502, 6.050503. / Укл. Руденко Т.В., Ковальчук Н.В., Ю.В. Кулешков - Кіровоград: КНТУ, 2014, с. 66.

Рецензент: доц. М.В. Красота

Загальні положення

Об'ємний гідропривід, знайшов саме широке поширення в найрізноманітніших областях техніки. В даний час гідроприводи успішно використовують у транспортних, гірських, будівельних, дорожніх шляхових, меліоративних і сільськогосподарських машинах, на судах, літальних і підводних апаратах, у верстатах на підйомно-транспортному устаткуванні, на автоматичних лініях на машинобудівних, металургійних, хімічних і інших підприємствах. Гідропривід переважно застосовують на виробництвах з підвищеним рівнем запиленості і температури. Це обумовлено істотними перевагами гідроприводу в порівнянні з іншими типами приводів такими, як механічний, пневматичний і електропривод.

Гідропривід володіє рядом переваг. До яких варто віднести:

- меншу масу і габарити гідроприводу в порівнянні з масою і габаритами механічного й електричного приводів, що обумовлено відсутністю або зменшенням важко навантажених валів, редукторів, муфт, фрикціонів, канатів, генераторів з електроапаратурою і т. п, забезпечує – дуже високі питомі показники, навіть у порівнянні з електропроводом;

- насос можна встановлювати безпосередньо на двигуні, а гідромотори безпосередньо на робочому органі машини, що значно спрощує і робить більш раціональним компонування машин з гідроприводом. Це обумовлено тим, що окремі вузли навіть в тому випадку, коли вони розміщені на взаємно рухомих частинах машини, з'єднують між собою гідролініями. Використання поворотних з'єднань і рукавів високого тиску разом з гідролініями дозволяє створювати більш зручне компонування вузлів гідроприводу на машинах. Насос зазвичай встановлюється до приводного двигуна; гідромотори – безпосередньо у виконавчий орган; елементи керування – на пульті оператора-машиніста;

- дуже низька інерційність гідроприводу забезпечує йому саме широке поширення. Мала інерційність гідроприводу, забезпечує хороші динамічні властивості, збільшує довговічність машини і дозволяє робити включення і реверсування робочих рухів за долю секунди. Час робочого циклу при цьому скорочується і підвищується продуктивність машини;

- безступінчасте регулювання швидкості робочих рухів, дозволяє підвищити коефіцієнт використання приводного двигуна, спростити автоматизацію приводу поліпшити умови роботи машиніста;

- зручність керування, скорочує витрати енергії машиніста незалежно від потужності привода;

- можливість розгалуження потужності. В ряді машин (екскаватори, крани, навантажувачі й інших) робочі операції складаються з ряду рухів робочих органів, які часто сполучаються за часом. Гідропривід дозволяє простими засобами здійснити будь-як комбінації цих рухів, причому для сполучення рухів у більшості випадків встановлюється кілька насосів. Застосування секційних насосів ще більш спрощує конструкцію гідроприводу;

- можливість здійснення простим способом великих передаточних відношень між ведучими і веденими ланками при обертовому русі веденої ланки. Це досягається шляхом відповідного підбору робочих об'ємів насоса і

гідромотора. При використанні в якості веденої ланки високомоментного гідромотора величина передаточного відношення може досягати 2000 і більше;

- можливість перетворення без додаткових пристроїв обертального руху ведучої ланки в поступальний рух веденої ланки використовуючи як ведену ланку гідроциліндр, можна перетворити обертальний рух ведучої ланки (насос) у зворотно-поступальний рух веденої ланки (поршень гідроциліндра). Підбором відповідного діаметру гідроциліндра і тиску робочої рідини можна створювати практично будь-яке зусилля на веденій ланці. При цьому забезпечується незалежне розташування ведучої і веденої ланки і, крім того, досягається надійна фіксація веденої ланки в будь-якому заданому положенні, а також можливість регулювання швидкості її переміщення;

- застосування стандартизованих і уніфікованих вузлів (насосів, гідромоторів, гідроциліндрів, гідроклапанів, гідророзподільників, фільтрів, арматури і т.д.) дозволяє знизити собівартість приводу і полегшити його експлуатацію та ремонт. Крім цього, спрощується процес конструювання, тобто він зводиться до складання схеми і підбору гідроустаткування з заздалегідь відомими властивостями;

- можливість здійснення безступінчастої передачі крутного моменту.

- використання гідроприводу дозволяє підвищити ККД і продуктивність усієї машини в цілому;

До недоліків гідроприводу відносяться:

- залежність характеристики гідроприводу від в'язкості робочої рідини, що змінюється від температури; в автоматичних гідравлічних системах нестабільність в'язкості порушує роботу автоматичних пристроїв.

- розчинність повітря в рідині, що також порушує роботу гідроприводу й особливо автоматичних пристроїв.

- внутрішні і зовнішні витоки робочої рідини, знижують ККД системи;

- значно меншу швидкість передачі сигналу в порівнянні з електроприводом.

Підсумовуючи вище сказане розробку, обґрунтування і розрахунок гідроприводу повинні вміти виконувати студенти всіх машинобудівних спеціальностей, що вивчають дисципліну „Гідравліка і гідропневмоавтоматика”, „Гідравліка і гідропневмоприводи” Для закріплення теоретичних знань і придбання практичних навичок у проектуванні і розрахунку гідроприводу студенти спеціальностей 6.050502 виконують курсову роботу, а студенти спеціальності 6.050503 виконують самостійну роботу.

Дані методичні вказівки допоможуть студентам при виконанні курсової роботи з об'ємного гідроприводу і можуть бути використані при курсовому і дипломному проектуванні гідравлічних систем сільськогосподарських, дорожньо-будівельних машин і устаткування, у металорізальних верстатах, в технології машинобудування, в ливарному виробництві та в ковальсько-пресовому обладнанні.

Розробка (проектування) гідроприводу містить в собі: складання принципової гідравлічної схеми гідроприводу, вибір робочої рідини, розрахунок і обґрунтування параметрів всіх основних елементів гідроприводу, вибір цих елементів і оформлення розрахунково-пояснювальної записки (РПЗ).

Розрахунково-пояснювальну записку набирають на комп'ютері і друкують на папері формату А4.РПЗ повинна містити: завдання з вихідними даними; вступ, у якому слід зазначити актуальність і область застосування гідроприводу, його переваги і недоліки, короткий опис пристрою і принцип дії розробленої схеми гідроприводу; розрахунок та обґрунтування елементів гідросистеми і вибір гідроагрегатів з вказівкою їхніх технічних характеристик; список використаної літератури з посиланнями в тексті РПЗ.

Графічна частина роботи повинна складатися з принципової схеми гідроприводу, що виконують з використанням автоматизованої системи проектування „Компас”. Принципова гідравлічна схема гідроприводу виконується відповідно до вимог державних стандартів України з основним написом.

Захист виконаної роботи студентом здійснюється після її перевірки викладачем, для чого її необхідно вчасно представити на кафедру.

2. Загальні принципи побудови схем, опис пристрою і роботи гідроприводу

Гідравлічні приводи можна класифікувати по тиску, способу регулювання, виду циркуляції, методам керування і контролю.

За тиском розрізняють гідроприводи низького (до 1,6 МПа), середнього (від 1,6 до 6,3 МПа) і високого (від 6,3 до 20 МПа) тисків. Перші застосовують, головним чином, у верстатах для чистової обробки (шліфувальні, розточувальні), де є незначні навантаження та низький рівень коливань тиску. Приводи середнього тиску потужністю до 20 кВт застосовуються найбільш часто, забезпечуючи високу жорсткість і точність, їх перевага - можливість використання дешевих пластинчастих та шестеренних насосів. Приводи високого тиску на базі поршневих насосів застосовують, головним чином, в потужних машинах, приводи дозволяють отримати велику вихідну потужність при обмежених розмірах гідродвигунів.

Швидкість вихідної ланки об'ємного гідроприводу може змінюватися регульованими гидромашинами (насос, мотор) в гідроприводі з об'ємним регулюванням, або за допомогою апаратів, що регулюють витрату масла, в гідроприводах з дросельним регулюванням. Перший спосіб більш економічний, однак у цьому випадку потрібні регульовані гидромашини, які складні по конструкції, більш дорогі і, як правило, менш довговічні в порівнянні з нерегульованими. Швидкодія гідроприводів з об'ємним регулюванням обмежується часом, необхідним для зміни подачі насоса або робочого об'єму гідромотора, яке може становити декілька десятих часток секунди. При дросельному способі регулювання в гідросистемі встановлюється регульований гідравлічний опір (дросель або регулятор витрати), який обмежує витрату масла, що надходить до гідродвигуна. При цьому втрата тиску в дроселі на 1 МПа, викликає розігрів потоку масла на 0,6 °С. Однак в цьому випадку не потрібні регульовані насоси і можна істотно підвищити швидкодію приводу. Дросельне регулювання застосовується в приводах потужністю не більше 3 ... 5 кВт. Скорочення втрат енергії і одночасно високу швидкодію можна отримати в гідроприводі з об'ємно - дросельним регулюванням, в яких регульовані гидромашини (найчастіше насоси) застосовуються разом з апаратами, регулюючими витрату масла.

Найбільше застосування в машинобудуванні отримали гідроприводи з відкритою циркуляцією, в яких масло з бака всмоктується насосом і з гідросистеми знову зливається в бак. У гідроприводах із закритою циркуляцією масло, що зливається з гідросистеми, надходить безпосередньо у всмоктувальну лінію насоса, куди також підключена напірна лінія насоса підживлення і напірний клапан, який регулює тиск у всмоктувальній лінії. У приводах із закритою циркуляцією основний насос може бути не самовсмоктуючим. При застосуванні реверсивного насоса можливий реверс гідродвигуна без напрямних розподільників. Проте використання закритої циркуляції потребує застосування циліндрів з рівними (або близькими) робочими площами, тому що в протилежному випадку подача насоса підживлення може виявитися недостатньою для компенсації різниці потоків, що подається в гідросистему та вертається з неї. За методом керування і контролю розрізняють гідроприводи циклового управління (з контролем по шляху, тиску або часу), а також гідравлічні приводи зі слідкуючим, адаптованим або програмним управлінням. При найбільш простому і надійному цикловому управлінні з контролем по шляху команда на виконання чергового переходу циклу обробки надходить від засобів контролю реалізації попереднього переходу (за допомогою розподільників, розподільників з електроуправлінням від кінцевих вимикачів або датчиків положення робочих органів). При контролі по тиску режими руху перемикаються за допомогою гідро-клапанів тиску або за командою, що надходить від реле тиску. Цей метод часто застосовується при роботі в жорстких упорах, в затискних механізмах, системах контролю перевантажень і т. п.

Надійність цього методу обмежена у зв'язку з можливістю помилкових спрацьовувань реле тиску при наявності гідроударів і піків тиску в гідросистемі. Контроль за часом застосовується порівняно рідко, головним чином у випадках, коли певний час здійснення того чи іншого переходу циклу обумовлюється технологічним процесом обробки.

Конструкція гідроприводу і його основні параметри визначаються типом верстата, для якого він призначений, тому розробка гідроприводу має починатися з аналізу технічного завдання (ТЗ). Цей документ складається провідним розробником верстата і містить його загальний опис, включаючи механічну частину, електричні і гідравлічні вузли (функціонально) з попереднім компонуванням на верстаті гідродвигунів, насосної станції, а також вказівкою можливих місць розміщення гідроапаратури. У ТЗ наводяться методи управління та контролю, необхідні блокування, навантажувальні характеристики і режими руху (переміщення, швидкості, прискорення, шлях гальмування і розгону) кожного робочого органу, циклограма робочого циклу верстата, необхідні засоби діагностики технічного стану, основні вимоги надійності, а також, при необхідності, інші відомості (точність, дискретність переміщень, жорсткість, вібрації, шум, якість перехідних процесів, температура масла, точність гідравлічного врівноваження, можливості регулювань, необхідність зупинок гідродвигунів в проміжних положеннях, час вистою та інше).

Потім конкретизують і уточнюють ТЗ з врахуванням специфіки гідроприводу. Зокрема, аналізуються і узгоджуються варіанти розміщення гідрообладнання. Для зручності обслуговування і безпеки зовнішніх витоків зручно розташовувати гідроапаратуру безпосередньо на панелі (або в шафі) насосної

установки, однак у цьому випадку між установкою і верстатом з'являється велика кількість трубопроводів. Для складних гідросистем буває доцільніше згрупувати гідроапарати на гідропанелі по функціональному призначенню, розташувати гідропанелі не далеко від виконавчих органів і зв'язати з насосною станцією напірною, зливною і дренажною лініями.

Далі аналізуються різні варіанти принципової гідросхеми. При цьому вирішуються питання техніки безпеки, в тому числі при виникненні порушень в роботі гідроустаткування (випадкові падіння тиску, згорання обмотки електромагніту, засмічення малих отворів і т.п.); вводять блокування, що виключають можливість несумісних рухів, падіння вертикально розташованих робочих органів, включення рухів при відсутності змащення і т.п.; забезпечується необхідний мінімум регулювань.

Особлива увага приділяється скороченню енергетичних втрат. Зазвичай в гідросистемах температура масла не перевищує 55°C і лише в простих гідроприводах, до стабільності роботи яких не пред'являється високих вимог, може досягати 70°C . Підтримання теплового режиму гідроприводу, в якому є значні втрати потужності внаслідок дроселювання масла, - досить складна технічна проблема, що вимагає істотного збільшення об'єму бака або застосування ефективної системи штучного охолодження. В останньому випадку ми спочатку даремно тратимо потужність в гідроприводі, а потім витрачаємо додаткову потужність на роботу системи охолодження.

Принцип дії найпростішого гідроприводу наведено на рис. 1.

Розглянемо схему роботи гідроприводу (див. рис.1,а). З бака Б по всмоктувальній гідролінії 1 насос Н всмоктує рідину і нагнітає її по напірній гідролінії 2 у гідророзподільник Р. В залежності від положення плунжера гідророзподільник направляє рідину в одну з виконавчих гідроліній 3 або 4 силового циліндру Ц, або в зливну гідролінію 5. Під дією тиску рідини поршень переміщується вздовж циліндра, витісняючи із штокової порожнини рідину, що через гідророзподільник Р і фільтр Ф по зливній магістралі 5 надходить у бак Б. Наприкінці кожного ходу поршня плунжер золотника гідророзподільника переставляється в інше крайнє положення (див. рис.1,б), чим змінюється напрям руху рідини в гідроциліндрі на протилежне, а отже, і напрям руху поршня зі штоком. Так у розглянутому гідроприводі обертальний рух валу двигуна перетворюється в зворотно-поступальний рух виконавчого механізму.

Управління плунжером золотника може бути ручним, електричним чи гідравлічним.

Тиск рідини в гідросистемі залежить від опору її руху по гідролініях гідроприводу і зусилля на штоку поршня гідроциліндра. Зі збільшенням навантаження на шток і опори гідросистеми тиск нагнітання зростає. Для його обмеження і запобігання аварії гідроприводу від розриву елементів до напірної магістралі приєднаний запобіжний клапан К, що при перевантаженні відкривається і перепускає робочу рідину на злив у бак Б по допоміжній лінії 6. Затягуванням регульовальної пружини запобіжного клапана регулюється тиск його спрацьовування. За допомогою фільтра Ф забезпечується чистота робочої рідини шляхом видалення з неї сторонніх компонентів.

Передаточне відношення гідроприводу регулюється в широких межах насосом чи гідромотором.

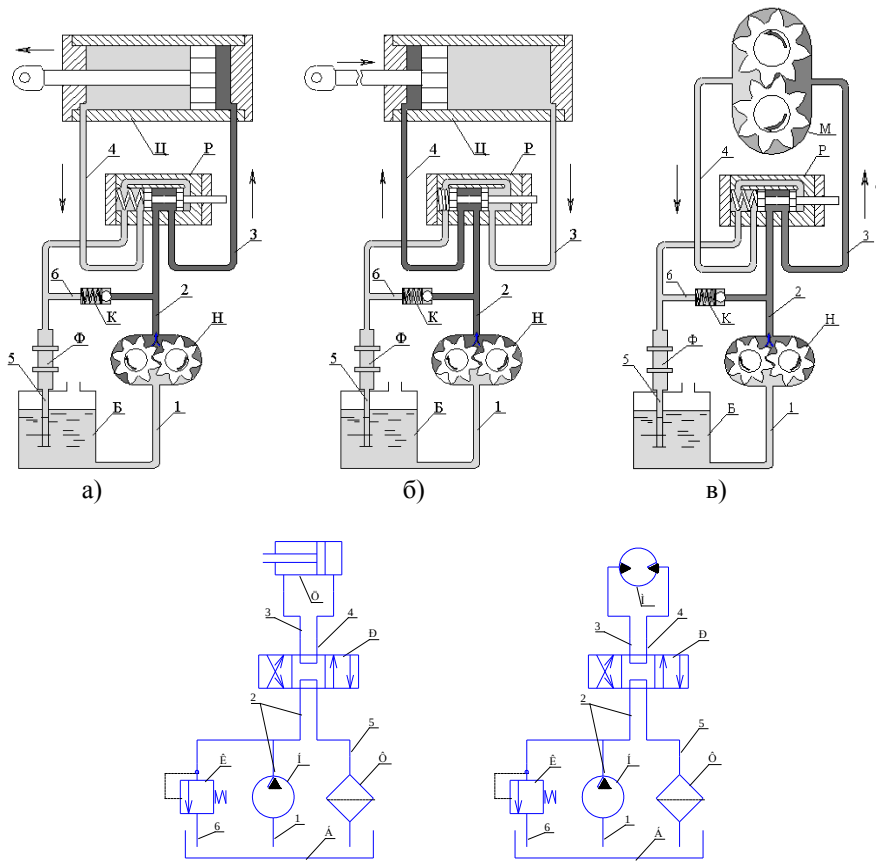


Рис.1.Принципові схеми нерегульованого гідроприводу:
а), б) зворотно-поступального руху, в) обертального руху
Б – бак; Н – насос; К – запобіжний клапан;
Р – розподільник; Ц – гідроциліндр; Ф – фільтр;

3. Вибір робочої рідини

Гідравлічне масло в гідроприводі виконує функції робочого тіла, тому його називають робочою рідиною. Основною функцією гідравлічного масла є передача механічної енергії від її джерела до виконавчих органів із забезпеченням величини або напрямку прикладеної сили. Основна її роль – передавати енергію від насоса до споживача. Крім того, вона змазує поверхні тертя всередині гідравлічних агрегатів і апаратів, запобігає корозії, відводить теплоту від джерел її виділення.

Ідеальної робочої рідини не існує, так як вибір масла залежить від конкретних умов, в яких працюватиме гідроустановка. І тому при виборі робочої рідини, потрібно прагнути до найбільш повного задоволення пропонованих

до неї вимог. Робоча рідина повинна мати: мінімальну залежність в'язкості від температури в робочому діапазоні температур експлуатації гідроприводу; низьку температуру застигання; високу температуру кипіння; гарні змащувальні властивості; низьку пружність насичених пар; нейтральність до застосовуваних матеріалів; стабільність хімічних і фізичних властивостей.

Робоча рідина повинна мати температуру застигання на 15...20⁰С нижче мінімальної температури навколишнього середовища, в якій експлуатується гідропривід.

В гідроприводах зазвичай використовують мінеральні масла різних марок. Рекомендована в'язкість робочої рідини залежить від тиску в гідросистемі. При робочому тиску в гідроприводі менш 10 МПа зазвичай використовують масла з в'язкістю $\nu=20\ldots40$ сСт при 50⁰С, а при тиску від 10 до 20 МПа – масла з в'язкістю $\nu=40\ldots60$ м²/с·10⁻⁶ при 50⁰С. Для мінеральних масел температура 120⁰С є верхньою експлуатаційною межею.

Основними вихідними параметрами для вибору типу робочої рідини є: діапазон температур навколишнього середовища; максимально можлива температура робочої рідини в сталому режимі; тиск робочої рідини в гідроприводі; характеристика застосовуваних матеріалів; вартість робочої рідини.

Гідравлічні масла класифікують за в'язкістю та рівнем експлуатаційних властивостей. Вітчизняна класифікація гідравлічних масел за в'язкістю відповідає в'язкісній градації робочих рідин, прийнятій міжнародною організацією ISO. Згідно ISO гідравлічні масла поділяють на 18 класів. Кожному класу відповідає символ в'язкісної класифікації (VG) та число, яке позначає кінематичну в'язкість масла при температурі 40⁰С з допуском 10%.

Асортимент робочих рідин на основі мінеральних масел, що виготовляють в Україні, включає в себе більше двадцяти найменувань. В залежності від експлуатаційних властивостей масла поділяють на три групи А, Б, В (таблиця 1).

Таблиця 1- Групи мінеральних масел

Група масел	Склад масла	Рекомендована область застосування
А	Нафтові масла без присадок	Гідравлічні системи з шестеренними і поршневими насосами, що працюють при тиску до 15 МПа та температурі масла до 80 ⁰ С
Б	Нафтові масла з антиокислювальними та антикорозійними присадками	Гідравлічні системи з насосами всіх типів, що працюють при тиску до 25 МПа та температурі масла більше 80 ⁰ С
В	Добре очищені нафтові масла з антиокислювальними та протиспацювальними присадками	Гідравлічні системи з насосами всіх типів, що працюють при тиску вище 25 МПа та температурі масла більше 90 ⁰ С

За міжнародною класифікацією

ГОСТ 17497-85	А	Б	В	Із зношеною передачею
ISO 6074/41982	НН	НL	НМ	НV

Система позначення гідравлічних масел, прийнятих в країнах СНД, передбачає три групи символів: дві букви, цифра і буква. Перші дві букви вказують на склад і призначення, цифра означає кінематичну в'язкість при 40 °С, а остання буква – це група з експлуатаційними властивостями.

Так наприклад МГ-46 В – масло мінеральне гідравлічне (МГ), цифра 46, що характеризує клас в'язкості, вказує на те, що це масло має кінематичну в'язкість 41,4...50,6 мм²/с при температурі 40⁰С, за експлуатаційними властивостями відповідає групі В.

Маркування масел згідно з класифікацією ISO складається з символів якісної та в'язкісної класифікації, наприклад НL VG-46 означає гідравлічне (Н) масло якісної групи, що включає мінеральні масла з антиокислювальними та антикорозійними присадками (L) з кінематичною в'язкістю при 40⁰С в інтервалі 41,4...50,6 мм²/с (VG-46).

Масло ВМГЗ – всесезонне глибоко очищене на нафтовій основі. Застосовують як зимовий сорт для гідравлічних систем.

АУ – масло веретенне – добре очищений продукт з низькою температурою застигання. Масло забезпечує працездатність гідроприводів при температурах від –30⁰С до +90⁰С.

МГ-32-Вз готують на основі масла ВМГЗ з композицією присадок і призначене для об'ємного гідроприводу типів ГСТ-90 та ГСТ-112.

В деяких випадках для гідроприводів сільськогосподарської техніки можливе використання в якості робочої рідини моторних масел М8-В₂, М10-Г₂ ГОСТ 17479.3-85, в позначенні яких: М– масло моторне, цифра – в'язкість (в мм²/с) при 100⁰С, В та Г ступінь форсування двигуна відповідно середньо та сильно форсованих двигунів, індекс 2 вказує на тип двигуна (1– бензиновий, 2 – дизельний).

Основні показники робочих рідин, а саме: в'язкість, густина, температури застигання і спалаху наведена в дод. Є і Ж.

4. Порядок розрахунку об'ємного гідроприводу

Розрахунок гідравлічних пристроїв може бути проектувальним і перевірочним. При проектуальному розрахунку задані вихідні параметри пристрою, а вихідними є елементи пристрою, що забезпечують одержання вихідних параметрів. Характерною рисою проектувальних розрахунків є деяка неоднозначність. Задані вихідні параметри можуть бути отримані при різних комбінаціях елементів гідроприводу.

При перевірочному розрахунку задані елементи гідроприводу (пристрою), та вихідні дані. Задача перевірочного розрахунку – визначити дійсні значення вихідних параметрів заданого пристрою гідроприводу. Ця задача має єдине рішення.

В даних методичних вказівках основна увага приділена опису виконання проектувального розрахунку гідроприводу.

Проектувальний розрахунок гідроприводу містить в собі: визначення потужностей гідродвигунів з урахуванням необхідних коефіцієнтів запасу; аналіз роботи заданої схеми гідроприводу з оцінкою максимальної потужності одночасно працюючих гідродвигунів; визначення частоти обертання; визначення подачі на кожну групу гідродвигунів; вибір розподільників і фільтра; розрахунок діаметрів гідроліній і приведення їх до стандартних значень; уточнення робочих швидкостей рідини в гідролініях; вибір робочої рідини (якщо вона не задана) для різних температурних умов роботи гідроприводу у літній і зимовий періоди; розрахунок втрат тиску в гідросистемі для кожної гідролінії, включаючи втрати на тертя, місцеві опори в гідроагрегатах (розподільник і фільтр); побудова графіку втрат тиску від температури для магістралі із більшими втратами, і встановлення по ньому робочого діапазону температур рідини, що відповідає оптимальним умовам роботи гідроприводу; розрахунок ККД гідроприводу; вибір гідродвигунів; тепловий розрахунок гідросистеми і визначення місткості бака для робочої рідини.

5. Вказівки до проектувального розрахунку гідроприводу

5.1. Розрахунок потужності і подачі насоса. Вибір насоса

Потужність, що підводиться до гідроциліндра, кВт:

$$N_{\text{ц}} = \frac{F \cdot v_n}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (1)$$

де F – зусилля на штоку гідроциліндра, кН;

v_n – швидкість переміщення поршня гідроциліндра, м/с;

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

Загальний ККД для будь-якої гідромашини визначається за формулою

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (2)$$

де $\eta_{\text{г}}$ – гідравлічний ККД,

$\eta_{\text{в}}$ – об'ємний ККД,

$\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД.

Для гідроциліндрів: $\eta_{\text{г}} = 1$, $\eta_{\text{в}} = 1$, $\eta_{\text{мех}} = 0,92 \dots 0,96$.

Потрібно задатись цими коефіцієнтами та за формулою (2) обчислити загальний ККД для гідроциліндру.

Для гідромоторів: $\eta_{\text{г}} = 1$, $\eta_{\text{в}} = 0,92-0,96$, $\eta_{\text{мех}} = 0,85-0,95$

Потрібно задатись цими коефіцієнтами та за формулою (2) обчислити загальний ККД для гідромотору.

Потужність, що підводиться до гідромотора, кВт:

$$N_{\text{м}} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (3)$$

де M – крутний момент на валу гідромотора, кН·м;

ω – кутова швидкість валу гідромотора, рад/с.
Кутову швидкість обчислити за формулою

$$\omega = \pi \cdot n / 30,$$

де n – частота обертання вала гідромотора, що наведена у вихідних даних згідно варіанту завдання.

Якщо в гідросистемі кілька гідродвигунів (гідроциліндрів і гідромоторів), то потужність, що підводиться до них розраховують як суму потужностей одночасно працюючих гідродвигунів:

$$N = \sum N_{\text{г}} + \sum N_{\text{м}}. \quad (4)$$

Якщо в завданні передбачена спільна робота гідродвигунів, то потужність N визначаємо за формулою (4), якщо передбачена індивідуальна робота гідродвигунів, то потрібно визначити потужність, яка підводиться до гідроциліндрів і до гідромоторів окремо і в подальших розрахунках використовувати більшу з них. Це завжди буде потужність, що підводиться до гідромоторів. Бо індивідуальна робота гідродвигунів означає, що працює або привід поступального руху, або привід обертального руху. Спільна робота гідродвигунів означає, що одночасно працюють і привід поступального руху и привід обертального руху, причому вони з'єднані паралельно.

При розрахунку потужності насосів враховують можливі втрати енергії, пов'язані із зменшенням тиску і витрати в гідросистемі, задаючись коефіцієнтами запасу по зусиллю і по швидкості:

$$N_{\text{н}} = K_{\text{з}} K_{\text{ш}} N, \quad (5)$$

де $K_{\text{з}}$, $K_{\text{ш}}$ – коефіцієнти запасу по зусиллю і швидкості.

$$K_{\text{з}} = 1,1 \dots 1,2; \quad K_{\text{ш}} = 1,1 \dots 1,3.$$

Визначивши потрібну потужність насоса, розраховують його подачу, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{P_{\text{ном}}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6)$$

де $P_{\text{ном}}$ – номінальний тиск у гідросистемі, МПа.

Наприклад

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{P_{\text{ном}}} \cdot 10^{-3} = \frac{15}{10} \cdot 10^{-3} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 1,5 \text{ л/с} = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ л/хв}$$

Знаючи P і Q , попередньо вибирають тип насоса (шестеренний) і з урахуванням робочих характеристик обраного типу задаються частотою його обертання (наприклад $n = 1500$ об/хв, дод.7).

Потрібний робочий об'єм насоса, см^3 :

$$q_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot 10^3}{z \cdot \eta_{\text{в}} \cdot n}, \quad (7)$$

де $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, л/хв;

z – число насосів;

$\eta_{\text{в}}$ – об'ємний ККД насоса;

n – частота обертання насоса, об/хв.

По заданому номінальному тиску і розрахованому робочому об'єму вибирають конкретний типорозмір насоса (Додаток І) і з врахуванням його робочого об'єму уточнюють частоту обертання:

$$n = \frac{Q_n \cdot 10^3}{z \cdot q_n \cdot \eta_v} . \quad (8)$$

Наприклад

$$n = \frac{Q_n \cdot 10^3}{z \cdot q_n \cdot \eta_v} = \frac{90 \cdot 10^3}{1 \cdot 50 \cdot 0,94} = 1914 \text{ об/хв}$$

Розрахована частота обертання валу насоса повинна знаходитися в інтервалі частот, зазначеному в його характеристиці. Для обраного насоса виписують технічну характеристику .

Якщо в результаті розрахунку частота обертання не увійшла в рекомендований інтервал частот, варто вибрати інший насос і розрахунок повторити.

5.2. Вибір розподільників і фільтра

Вибір типу і марки розподільника здійснюється по номінальному тиску, подачі (витраті) рідини у відповідну гідролінію і кількості гідродвигунів. Для гідроприводів, що працюють у легкому і середньому режимах, звичайно вибирають моноблочні розподільники, а для важких і дуже важких режимів експлуатації з аксіально-поршневими насосами – секційні розподільники.

Технічні характеристики деяких типів гідророзподільників наведені в додатку М.

Вибір фільтра здійснюється по витраті рідини (подачі насоса). Технічні характеристики деяких типів фільтрів представлені в додатку Р.

Втрати тиску в розподільниках і фільтрах, що приведені в їхніх технічних характеристиках, дані для номінальної витрати.

Фактичні втрати уточнюють за формулою

$$\Delta P = \frac{\Delta P_T}{Q_T^2} Q_\phi^2 , \quad (9)$$

де ΔP_T , Q_T – табличні значення втрат тиску і витрати, приведені в технічних характеристиках;

Q_ϕ – фактична витрата, що проходить через розподільник чи фільтр.

5.3. Розрахунок гідроліній (магістралей)

Гідролінія (магістраль) – трубопровід, призначений для транспортування робочої рідини. В залежності від призначення магістралі бувають: всмоктувальними – по яким робоча рідина рухається від насоса; зливними – по яким робоча рідина надходить у гідробак; керування – по яким робоча рідина рухається до пристроїв керування і регулювання; дренажні – для відводу витоків робочої рідини.

Напірні гідролінії між розподільником і гідродвигуном називають також виконавчими магістралями.

Розрахунок гідролінії містить у собі: визначення діаметра труб; розрахунок труб на міцність, втрат тиску в гідролінії.

Вибір довжини гідроліній обумовлений компонованням окремих агрегатів гідроприводу. При цьому завжди варто прагнути до зменшення довжини гідролінії, тому що від цього залежить втрата енергії (тиску) і його матеріаломістність.

Діаметр труб визначається виходячи з техніко-економічних міркувань. Внутрішній діаметр труби d обчислюють за формулою

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v_d}}, \quad [м] \quad (10)$$

де Q – витрата рідини, $м^3/с$;

v_d – допустима швидкість рідини, $м/с$.

Розраховуючи діаметри гідроліній необхідно враховувати ту витрату рідини, що проходить безпосередньо через дану гідролінію (Таблиця 2).

Таблиця 2 – Витрата рідини для кожної гідролінії

Гідролінія	Спільна робота гідродвигунів	Індивідуальна робота гідродвигунів
Всмоктувальна (1)	Q_n	Q_n
Напірна насоса (2)	Q_n	Q_n
Напірна гідроциліндра (3)	$Q_{ц}$	$Q_{ц}$
Напірна гідромотора (4)	Q_m	Q_m
Зливна (5)	Q_n	Q_n

Q_n визначено за формулою (6), а $Q_{ц}$ та Q_m потрібно обчислити окремо за формулами

$$Q_n = \frac{\sum N_{ц} \cdot K_3 \cdot K_{ш} \cdot 10^{-3}}{P_n}, \quad (10)$$

$$Q_m = \frac{\sum N_m \cdot K_3 \cdot K_{ш} \cdot 10^{-3}}{P_n}, \quad (11)$$

де коефіцієнти K_3 та $K_{ш}$ прийняти такими ж, як у формулі (5).

Після обчислень витрати рідини в гідролініях гідроциліндра і гідромотора для спільної роботи гідродвигунів зробити перевірку за співвідношенням:

$$Q_n = Q_{ц} + Q_m$$

Для індивідуальної роботи гідродвигунів $Q_m = Q_n$ і обчислювати Q_m не потрібно.

Швидкість руху робочої рідини не повинна перевищувати наступні значення, $м/с$:

для гідроліній:

всмоктувальної1,2...1,5

напірної3...6

зливної.....1,4...2

управління.....4...6

При розрахунку діаметра напірного трубопроводу швидкість потоку рідини вибирають відповідно до номінального тиску в гідросистемі.

Таблиця 3 – Рекомендовані значення швидкостей для напірних гідроліній (2,3,4)

Тиск в гідросистемі, МПа	5	10	12,5	14	16	20
Швидкість потоку рідини, м/с	3,0	4,5	5,0	5,3	5,6	6,0

Якщо співвідношення $l/d > 100$, дозволяється рекомендовану швидкість руху рідини зменшувати, але не більш ніж у 2 рази.

При виборі внутрішнього діаметра труби d варто враховувати, те що він повинен відповідати ряду, регламентованому стандартом (дод.10). Вибір стандартного діаметру гідролінії здійснюють, виходячи із умови, що $d_{ст} \geq d$.

По обраному діаметру трубопроводів визначають фактичну швидкість руху рідини, м/с:

$$v = \frac{Q}{0,785d_{cm}^2} \quad (12)$$

Товщина стінки металевого трубопроводу, м:

$$\delta = \frac{p_H d_{cm}}{2[\sigma]} k, \quad (13)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг труби, МПа, для труб з кольорових металів – $[\sigma] = 240$ МПа, а для інших труб $[\sigma] = 400 \dots 500$ МПа, k – коефіцієнт запасу міцності. Прийняти $k = 3$.

Наприклад

Всмоктувальна гідролінія (1)

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v_d}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{1,4}} = 0,0369 \text{ м} = 36,9 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення [Додаток С, таблиця С.1] $d_1 = 40 = 0,040$ м

Визначаємо дійсну швидкість:

$$v_1 = \frac{Q}{0,785d^2} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,040^2} = 1,19 \text{ м/с}.$$

Обчислюємо товщину стінки гідролінії:

$$\delta = \frac{p_{ном} d}{2[\sigma]} K = \frac{10 \cdot 40 \cdot 3}{2 \cdot [450]} = 1,33 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення [Додаток Т] $\delta_1 = 1,4$ мм

5.4 Розрахунок втрат тиску в гідросистемі

При проектуванні гідроприводу необхідно знати втрати тиску рідини в гідролініях. Розрахунок втрат тиску необхідний для визначення ККД гідроприводу, вибору типорозміру гідродвигунів, а також для встановлення працездатності гідроприводу в умовах низьких температур.

Гідросистема вважається оптимально спроектованою, якщо втрати тиску не перевищують 6% номінального тиску насоса. Для районів Сибіру і Крайньої Півночі втрати тиску в зимовий час допускаються до 12%, а під час пуску і розігріву робочої рідини до 20%.

Для розрахунку втрат тиску необхідно знати гідравлічну схему приводу, довжину і діаметр трубопроводів, подачу насоса, в'язкість робочої рідини.

Загальні втрати тиску визначають як суму всіх втрат в окремих елементах гідросистеми:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{т}} + \sum \Delta P_{\text{м}} + \sum \Delta P_{\text{а}}, \quad (14)$$

де ΔP – сумарні втрати на тертя по довжині трубопроводу;

$\sum \Delta P_{\text{м}}$ – сумарні місцеві втрати тиску в поворотах трубопроводів, штуцерах, перехідниках, розгалуженнях і т.д.;

$\sum \Delta P_{\text{а}}$ – сумарні втрати тиску в гідроагрегатах (розподільниках, фільтрах і т.і.).

Втрати тиску підсумовують у магістралі кожного гідродвигуна окремо. Для цього необхідно розділити магістралі на окремі ділянки, в яких однакові діаметри і швидкості потоку рідини. Втрати тиску на кожній ділянці гідросистеми розраховують окремо.

Наприклад, якщо гідропривід включає два паралельно працюючих гідродвигуни (гідроциліндр і гідромотор) (рис.2), тоді сумарні втрати тиску на тертя для лінії гідроциліндра $\sum \Delta P_{\text{ц}}^{\text{терп}}$ і лінії гідромотора $\sum \Delta P_{\text{м}}^{\text{терп}}$ визначають з наступних виразів:

$$\sum \Delta P_{\text{ц}}^{\text{терп}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 2\Delta P_3 + \Delta P_5, \quad (15)$$

$$\sum \Delta P_{\text{м}}^{\text{терп}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 2\Delta P_4 + \Delta P_5, \quad (16)$$

де ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , ΔP_4 і ΔP_5 – втрати тиску на тертя відповідно в першій, другій, ... п'ятій гідролінії.

5.4.1 Втрати тиску по довжині в гідросистемі

Втрати тиску на тертя по довжині гідролінії, кПа:

$$\Delta P_{\text{т}} = \lambda \frac{1}{d} \rho \frac{v^2}{2} \cdot 10^{-3}, \quad (17)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

l і d – довжина і діаметр ділянки труби, м;

ρ – густина рідини, кг/м³;

v – середня швидкість руху рідини, м/с.

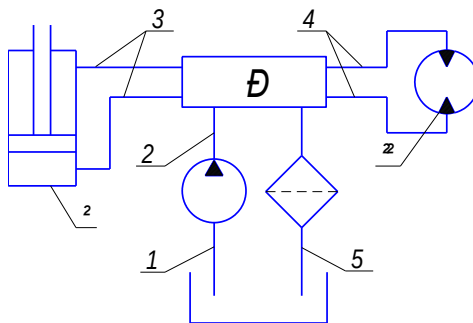


Рис.2- Паралельне з'єднання приводів поступального та обертового руху

Коефіцієнт опору тертя для ламінарного режиму ($Re \leq 2320$) $\lambda = 64/Re$. Однак при практичних розрахунках гідроліній, значення λ варто приймати трохи більшим і розраховувати по формулі:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (18)$$

Для чисел Рейнольдса в межах $2320 < Re < 80000$ (область гідравлічно гладких труб) коефіцієнт гідравлічного тертя дорівнює:

$$\lambda = 0,3164Re^{-0,25} \quad (19)$$

Втрати тиску на тертя в кожній гідролінії визначаються для різних температур в робочому діапазоні з інтервалом 20°C при роботі на зимовому і літньому маслах. Результати розрахунку втрат тиску кожної гідролінії при різних температурах заносять у таблицю 4, перед якою вказують вихідні дані: d , м; l , м; v , м/с.

Для заданих температур обчислити густину, для чого з таблиці додатку Ж виписати значення густини при температурі 50°C і за формулою (20) обчислити густину для заданих або вибраних робочих рідин.

$$\rho = \frac{\rho_{+50}}{1 + 0,0007(t - 50)} \quad (20)$$

де ρ_{+50} – густина робочої рідини при температурі 50°C ;

t – температура, при якій визначається густина.

Таблиця 4- Розрахунки втрат тиску на тертя

$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{ м}^2/\text{с}$	$\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	$Re = \frac{vd}{\nu}$	Формула для λ	Числове значення λ	Значення $\Delta P, \text{ кПа}$
---------------------	---------------------------	-------------------------------	-----------------------	-----------------------	----------------------------	----------------------------------

Наприклад

$$\rho_{-20} = \frac{\rho_{+50}}{1 + 0,0007(t - 50)} = \frac{850}{1 + 0,0007(-20 - 50)} = 893,7 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Розрахунок втрат тиску у всмоктувальній гідролінії

Всмоктувальна гідролінія (1)

$$l_1 = 2,5 \text{ м}, \quad d_1 = 0,040 \text{ м}, \quad v_1 = 0,96 \text{ м/с}$$

t, °C	v, м²/с	ρ, кг/м³	$Re = \frac{vd}{\nu}$	Формула для λ	Числове значення λ	Значення ΔP, кПа
10	104	875	369,23	$75/Re$	0,2031	5,12
40	3,5	868	10971	$0,3164/Re^{0,25}$	0,0309	0,77

Для магістралі кожного гідродвигуна обчислити сумарні втрати тиску на тертя за формулами (15) і (16) і результати занести у табл.5.

Таблиця 5- Розрахунки втрат тиску на тертя по магістралям гідродвигунів

Втрати тиску, кПа	t, °C						
	-40	-20	0	20	40	60	80
$\sum \Delta P_{\text{ц}}^{\text{терт}}$							
$\sum \Delta P_{\text{м}}^{\text{терт}}$							

5.4.2 Місцеві втрати тиску в гідросистемі

Втрати напору в місцевих гідравлічних опорах можуть бути знайдені за формулою Вейсбаха для кожного трубопроводу:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi_{\text{р}} \frac{v^2}{2} \cdot 10^{-3}, \quad (21)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для різних видів опорів наведені у додатку У.

Значення коефіцієнта ξ залежить від числа Рейнольдса Re , однак у практичних розрахунках цією залежністю звичайно зневажають, приймаючи ξ постійною величиною незалежно від значення Re .

Після обчислення місцевих втрат тиску визначають загальні втрати тиску по гідролініях (магістралях) за формулою (14) для кожної температури. Результати заносять у табл.6. При цьому втрати тиску (в гідроагрегатах (фільтр, гідророзподільник) беруть з технічних характеристик, а у формулу (14) підставляють уточнене значення у відповідності до фактичної витрати рідини (Дивись п.5.2).

Якщо втрати тиску в гідроагрегатах не відомі, їх розраховують за формулою (21) як місцеві опори.

За результатами визначення загальних втрат (дивись табл. 6) будують графіки залежності $\sum \Delta P = f(t, ^\circ\text{C})$ (рис.3) для магістралі кожного гідродвигуна

чи тільки для магістралей із більшими втратами, для літнього і зимового масла.

На графіку проводять горизонтальну лінію з ординатою, що відповідає 6 % номінального тиску в гідросистемі. Точки перетину цієї лінії з графіком втрат тиску в магістралі із більшими втратами, дозволяють визначити допустиму температуру експлуатації спроектованого гідроприводу на заданій (обраній) робочій рідині для кліматичних умов України.

Якщо лінія 6% P_n не перетинає графік втрат тиску, то спроектований гідропривід не відповідає вимогам енергоємності.

Таблиця 6- Загальні втрати тиску по магістралям

Втрати тиску, кПа	$t, ^\circ\text{C}$						
	-40	-20	0	20	40	60	80
$\sum \Delta P_{\text{ц}}$							
$\sum \Delta P_{\text{м}}$							

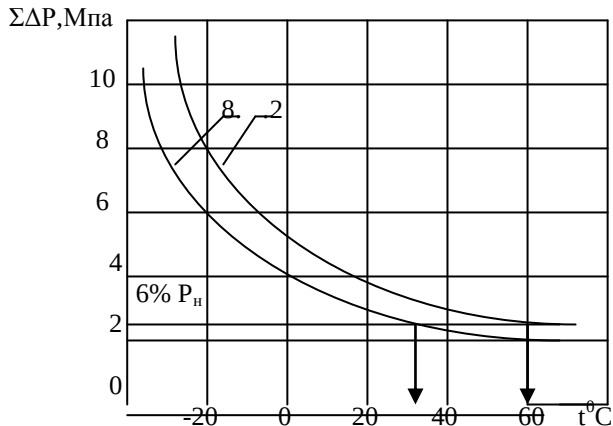


Рис.3- Залежність втрат тиску в гідросистемі від температури:
1 – зимового масла; 2 – літнього масла.

В цьому випадку варто скорегувати його параметри, тобто збільшити діаметри гідроліній чи застосувати інші типорозміри гідроагрегатів, або змінити робочу рідину, після чого перерахувати втрати тиску в гідросистемі.

5.5. Розрахунок ККД гідроприводу

ККД гідроприводу дозволяє оцінити ефективність спроектованої гідросистеми. Для оптимально спроектованої гідросистеми загальний ККД гідроприводу $\eta_{\text{заг}}$ знаходиться в межах 0,6...0,8.

Загальний ККД гідроприводу визначається як добуток гідравлічного, механічного та об'ємного ККД:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{в}} \quad (22)$$

Гідравлічний ККД розраховується по сумарних втратах тиску в гідро-системі:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{P_{\text{ном}} - \sum \Delta P}{P_{\text{ном}}}, \quad (23)$$

де $\sum \Delta P$ – втрати тиску при оптимальній робочій температурі роботи гідроприводу, що відповідають 6% $P_{\text{н}}$ (номінального тиску).

Механічний ККД визначається добутком механічних ККД всіх послідовно з'єднаних гідроагрегатів, в яких відбуваються втрати енергії на тертя:

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м.н}} \eta_{\text{м.р}} \eta_{\text{м.д}}, \quad (24)$$

де $\eta_{\text{м.н}}$, $\eta_{\text{м.р}}$, $\eta_{\text{м.д}}$ – значення механічних ККД відповідно насоса, розподільника і гідродвигуна; їх вибирають з технічних характеристик. Якщо в технічній характеристиці насоса $\eta_{\text{м.н}}$ не задано, то потрібно його обчислити за формулою

$$\eta_{\text{м.н}} = \eta_{\text{заг}} / \eta_{\text{об}}.$$

Об'ємний ККД гідроприводу:

$$\eta_{\text{в}} = \eta_{\text{в.н}} \eta_{\text{в.р}} \eta_{\text{в.д}}, \quad (25)$$

де $\eta_{\text{в.н}}$, $\eta_{\text{в.р}}$, $\eta_{\text{в.д}}$ – об'ємний ККД насоса, гідророзподільника, гідродвигуна.

Об'ємний ККД силових гідроциліндрів приймають рівним одиниці і в розрахунках не враховують. Об'ємний ККД насоса вибирають з технічної характеристики насоса, а об'ємний ККД гідророзподільника прийняти рівним одиниці.

Обчисливши гідравлічний ККД, механічний ККД і об'ємний ККД за формулами (23), (24), (25), підставити їх значення в формулу (22).

5.6. Вибір силових гідроциліндрів

При проектуванні гідроприводу силові гідроциліндри вибирають з галузевої нормалі по двох параметрах – довжині ходу штока і внутрішньому діаметру. Хід штока вибирають конструктивно відповідно до кінематичної схеми машини. Внутрішній діаметр гідроциліндра визначають з розрахунку.

Якщо робочий хід гідроциліндра відбувається при подачі рідини в поршневу порожнину, діаметр циліндра D розраховують з умови забезпечення необхідної швидкості переміщення поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{\text{ц}}}{\pi v_{\text{н}}}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\text{ц}}}{v_{\text{н}}}}, \quad (26)$$

де $Q_{\text{ц}}$ – витрата робочої рідини, що надходить у гідроциліндр;

v_{Π} – потрібна швидкість переміщення поршня, що задана у вихідних даних до розрахунку гідроприводу згідно варіанту .

Знайдений діаметр округлюють до найближчого значення нормалізованого ряду і перевіряють з умови забезпечення заданого зусилля, що діє на шток силового циліндра:

$$\frac{\pi D^2}{4} (P_{ном} - \sum \Delta P) \eta_m \geq P, \quad (27)$$

де D – діаметр циліндра, м;

$\sum \Delta P$ – максимальні втрати тиску в межах робочого діапазону температур робочої рідини, кПа;

η_m – механічний ККД гідроциліндра.

Наприклад

$$Q_{\Pi} = \frac{\sum Q_{\Pi}}{2} = \frac{0,68 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,34 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с},$$

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{\Pi}}{\pi v_{\Pi}}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\Pi}}{v_{\Pi}}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,34 \cdot 10^{-3}}{0,057}} = 0,0873 \text{ м} = 87,3 \text{ мм}.$$

Стандартне значення діаметру гідроциліндра вибрати з додатку Ф.

У формулу (27) підставляти стандартне значення діаметра гідроциліндру. Прийняти $\sum \Delta P_{\Pi} = 0,06 P_{\Pi}$, механічний ККД гідроциліндру прийняти таким, як задавались при обчисленні $\eta_{заг}$ у формулі (1).

В розрахунках механічний ККД гідроциліндра можна прийняти $\eta_m = 0,92 \dots 0,96$. Менше значення механічного ККД рекомендується обирати для тиску робочої рідини до 10 МПа, а великі – для тиску понад 10 МПа.

Якщо робочий хід гідроциліндра здійснюється при подачі рідини в штокову порожнину, діаметр штока дорівнює:

$$D^2 - d_{шт}^2 = \frac{4Q_{\Pi}}{\pi v_{\Pi}}. \quad (28)$$

На практиці рекомендується вибрати наступні значення:

$$\text{при } (1,5 < P_{ном} < 5,0) \text{ МПа} - \frac{d_{шт}}{D} = 0,5;$$

$$\text{при } (5,0 < P_{ном} < 10) \text{ МПа} - \frac{d_{шт}}{D} = 0,7.$$

Зусилля, що діє на силовий гідроциліндр, повинне задовольняти умові

$$\frac{\pi (D^2 - d_{шт}^2)}{4} (P_{ном} - \sum \Delta P) \eta_m \geq P. \quad (29)$$

Вибрати стандартний гідроциліндр з додатку П (таблиця П.1)

5.7. Розрахунок і вибір гідромотора

У гідроприводах мобільних машин найбільш широко застосовуються низькомоментні гідромотори, що при використанні редуктора на вихідному валу дозволяють одержувати значні крутні моменти і в багатьох випадках замінити високомоментні гідромотори.

В якості низькомоментних гідромоторів застосовуються, як правило, шестеренні та аксіально-поршневі насоси з невеликими конструктивними змінами чи без них. Застосування насосів замість моторів обумовлено їхньою оборотністю.

Всі типи гідромоторів дозволяють регулювати частоту обертання вихідного валу за рахунок зміни витрати робочої рідини, яка подається насосом. Максимальну частоту обертання валу визначають по паспортним даним гідромотора (насоса). Мінімальна частота обертання аксіально-поршневих моторів – 60 об/хв, шестеренних – 500 об/хв.

Крутячий момент на валу гідромотора, кН·м:

$$M = 0,159q_m \cdot 10^{-3} (P_{\text{ном}} - \sum \Delta P) \eta_m, \quad (30)$$

де q_m – робочий об'єм гідромотора, л;

$\sum \Delta P$ – втрати тиску, кПа;

η_m – механічний ККД гідромотора (0,8...0,95).

З формули (30) по відомому моменту M , номінальному тиску P_n і $\sum \Delta P$ визначають робочий об'єм гідромотора q_m . По розрахованим значенням q_m і $P_{\text{ном}}$ вибирають гідромотор (див. додаток Н).

При відомій витраті Q_m та обраному робочому об'єму q_m гідромотора знаходять частоту обертання вала гідромотора, об/хв:

$$n_m = \frac{60Q_m}{q_m} \eta_{\text{об.м}}, \quad (31)$$

де Q_m – дійсна витрата гідромотора л/с, ;

q_m – робочий об'єм гідромотору, л;

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

Розраховану частоту обертання порівнюють з табличним значенням. Вона повинна бути в межах робочих частот, зазначених у характеристиці мотора.

Наприклад

З формули (27) по відомому моменту M (з вихідних даних варіанту), номінальному тиску P_n та $\sum \Delta P$ визначаємо робочий об'єм гідромотора.

$$q_m = \frac{M}{0,159 \cdot 10^{-3} \cdot (P_{\text{ном}} - \sum \Delta P) \eta_{\text{заг}}} = \frac{0,074}{0,159 \cdot 10^{-3} \cdot (14000 - 0,06 \cdot 14000) \cdot 0,86} = 0,041 \text{ л} = 41 \text{ см}^3$$

По розрахованому значенню q_m та відомому P_n вибираємо гідромотор. Технічну характеристику гідромотора приводимо у пояснювальній записці.

5.8. Визначення об'єму бака робочої рідини

Бак в гідравлічній установці (рис. 4) виконує декілька функцій. Він використовується:

1. в якості приймальної та резервної ємкості;
2. для відводу тепла, що виділилось в результаті тертя;
3. для видалення повітря з рідини, збору вологи та забруднень;
4. в якості опори для вмонтованих або змонтованих на ньому конструктивних елементів гідросистеми.

В якості орієнтиру при виборі гідробаку стаціонарного устаткування може слугувати об'єм рідини, що перекачує насос на протязі 3-5 хв. Додатково до цього об'єму необхідно передбачити місце для повітряної подушки розміром приблизно в 15%.

Враховуючи, що в гідравлічних системах для мобільних машин гідробак з міркувань економії місця і маси повинен бути менше, тому функції охолодження рідини перекладають на додаткові пристрої.

Для надійної роботи гідросистеми значну роль відіграє форма гідробака так високий бак сприяє більшому тепловідведенню, а широкий – повітровідокремленню. Всмоктуюча та зливна гідролінія повинні бути розташовані як можна далі один від одного і дещо нижче мінімально можливого рівня рідини. Напрямна пластина та заспокійлива перегородка повинні розділяти камеру всмоктування та зливу камеру. Крім того, наявність прямої пластини і заспокійливої перегородки в гідробаці дозволяє забезпечити достатній час витримки рідини, і тим самим ефективно відокремити забруднення, вологу та повітря. В корпусі бака встановлено зливу пробку для зливу рідини під час її заміни. Для цього дно бака нахилено до горизонту під кутом $5 \dots 10^\circ$ в бік зливної пробки. Для вирівнювання коливань тиску через зміну рівня робочої рідини передбачена можливість вентиляції бака і видалення з нього повітря. З цією метою в кришки встановлено сапун з повітряним фільтром.

Все більше розповсюдження набувають закриті гідросистеми в яких гідробак виконано у вигляді зварного циліндру, в середині якого розміщено балон (мішок), що заповнений азотом під тиском 0,2 МПа. Надлишковий тиск сприяє кращому заповненню робочих камер насоса і разом з цим перешкоджає виникненню кавітації у всмоктуючій гідролінії. Використання подібних баків викликає менше проблем, пов'язаних з захопленням повітря та вологи.

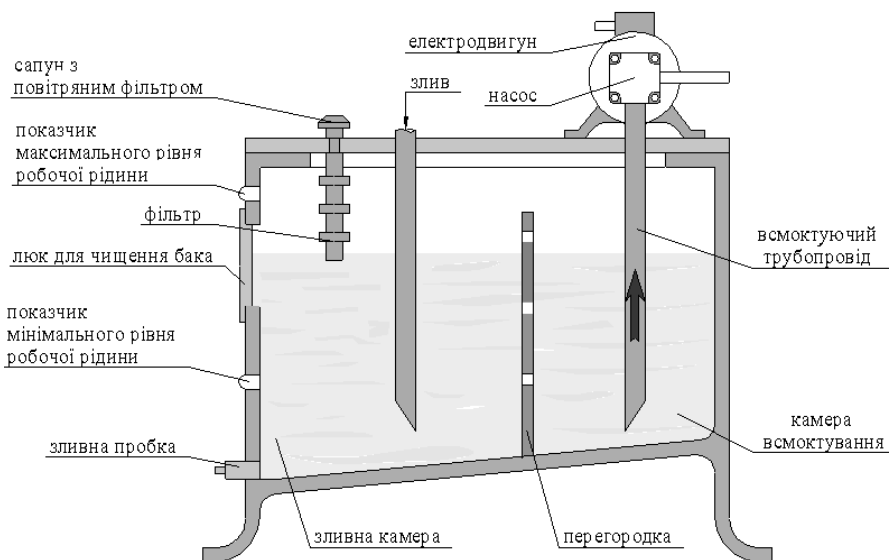


Рис. 4- Будова гідробаку стціонарного пристрою

Об'єм баку вибирають конструктивно в залежності від призначення і режиму роботи гідроприводу.

Практикою визначені рекомендації вибору об'єму в залежності від призначення машини і її температурного режиму.

Для орієнтованого розрахунку можна прийняти об'єм баку $W = 2Q_n$, де Q_n – подача насоса, л/хв.

Обчислене значення об'єму масляного баку округлити до найближчого стандартного значення.

Ряд стандартних ємностей (л): 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500.

5.9. Тепловий розрахунок гідросистеми

Тепловий розрахунок гідросистеми виконують для з'ясування умов роботи гідроприводу, уточнення об'єму масляного баку, а також для визначення необхідності застосування теплообмінників.

Мінімальна температура робочої рідини дорівнює температурі повітря навколишнього середовища. Максимальну температуру знаходять в результаті теплового розрахунку.

Підвищення температури робочої рідини насамперед пов'язано з внутрішнім тертям, особливо при дроселюванні рідини. Всі втрати потужності в гідросистемі в кінцевому рахунку перетворюються в теплоту, що акумулюється в рідині.

Кількість теплоти Q , одержаної гідросистемою в одиницю часу, відповідає втраченій в гідроприводі потужності і може бути визначена за формулою, кДж:

$$Q = (1 - \eta_{\text{заг}}) N_{\text{н}} K_{\text{п}}, \quad (32)$$

де $\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД гідроприводу;

$N_{\text{н}}$ – потужність приводу насоса, кВт;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням.

Для орієнтованого розрахунку можна прийняти $K_{\text{п}} = 0,7$.

При розрахунку гідросистеми потрібно знайти максимальну температуру рідини, °С, що досягається через 1 годину роботи після початку експлуатації гідроприводу:

$$t_{\text{уст}} = t_{\text{o.max}} + \frac{Q}{KF}, \quad (33)$$

де $t_{\text{o.max}}$ – максимальна температура навколишнього середовища; K – коефіцієнт тепловіддачі поверхні гідроагрегатів ($K = 0,04$ кдж/м²·с·град); F – сумарна площа тепловипромінюючих поверхонь гідроприводу, м²:

$$F \approx 0,14 \sqrt[3]{W^2}, \quad (34)$$

де W – об'єм бака, л.

Знаючи мінімальну температуру тієї кліматичної зони, для якої проектується машина, і визначивши максимальну температуру, можна встановити діапазон температур робочої рідини в гідросистемі.

Якщо в результаті розрахунку виявиться, що максимальна стала температура перевищує 70°С, необхідно збільшити об'єм бака, поверхню тепловіддачі чи передбачити в гідросистемі теплообмінний пристрій.

Додаток А

Таблиця А.1-Вихідні дані до розрахунку елементів гідроприводу

№ варі- анту	Гідроциліндри			Гідромотори			Довжина магістралей, м				
	P ₁ , кН	P ₂ , кН	V, м/с	M ₁ , кН·м	M ₂ , кН·м	n, об/хв	всмокту- юча (1)	напірна насоса (2)	кожна напір- на гідроцилі- ндра (3)	кожна напі- рна гідро- мотора (4)	зливна (5)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	20	20	0,050	0,040	0,040	1100	2,1	2,5	6,0	5,0	8,0
2	22	22	0,052	0,042	0,042	1150	2,2	2,6	6,1	5,1	8,1
3	24	24	0,054	0,044	0,044	1200	2,3	2,7	6,2	5,2	8,2
4	26	26	0,056	0,046	0,046	1280	2,4	2,8	6,3	5,3	8,3
5	28	28	0,058	0,048	0,048	1300	2,5	2,9	6,4	5,4	8,4
6	30	30	0,060	0,050	0,050	1350	2,6	3,0	6,5	5,5	8,5
7	32	32	0,062	0,052	0,052	1400	2,7	3,1	6,6	5,6	8,6
8	34	34	0,064	0,054	0,054	1450	2,8	3,2	6,7	5,7	8,7
9	36	36	0,066	0,056	0,056	1500	2,9	3,3	6,8	5,8	8,8
10	38	38	0,068	0,058	0,058	1590	3,0	3,4	6,9	5,9	8,9
11	40	40	0,070	0,060	0,060	1600	2,0	3,5	7,0	6,0	9,0
12	42	42	0,069	0,062	0,062	1100	2,1	3,6	7,1	6,1	9,1
13	44	44	0,067	0,064	0,064	1150	2,2	3,7	7,2	6,2	9,2
14	46	46	0,065	0,066	0,066	1200	2,3	3,8	7,3	6,3	9,3
15	48	48	0,063	0,068	0,068	1250	2,4	3,9	7,4	6,4	9,4
16	50	50	0,061	0,070	0,070	1300	2,5	4,0	7,5	6,5	9,5
17	52	52	0,059	0,072	0,072	1350	2,6	2,8	7,6	6,6	9,6
18	54	54	0,057	0,074	0,074	1400	2,7	2,9	7,7	6,7	9,7
19	56	56	0,055	0,076	0,076	1450	2,8	3,0	7,8	6,8	9,8

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----

20	58	58	0,053	0,078	0,078	1500	2,9	3,1	7,9	6,9	9,9
21	60	60	0,051	0,080	0,080	1550	3,0	3,2	8,0	7,0	10,0
22	62	62	0,049	0,062	0,062	1600	2,1	3,3	8,1	7,1	10,1
23	64	64	0,052	0,064	0,064	1650	2,2	3,4	7,2	7,2	10,2
24	66	66	0,054	0,066	0,066	1700	2,3	3,5	8,3	7,3	10,3
25	68	68	0,056	0,068	0,068	1750	2,4	3,6	8,4	7,4	10,4
26	70	70	0,058	0,070	0,070	1800	2,5	3,7	8,5	7,5	10,5
27	72	72	0,060	0,072	0,072	1850	2,6	3,8	8,6	7,6	10,6
28	74	74	0,062	0,074	0,074	1900	2,7	3,9	8,7	7,7	10,7
29	76	76	0,064	0,076	0,076	1950	2,8	4,0	8,8	7,8	10,8
30	78	78	0,066	0,078	0,078	2000	2,9	4,1	8,9	7,9	10,9
31	80	80	0,068	0,079	0,079	1920	2,5	3,8	7,9	8,1	9,8
32	82	82	0,048	0,075	0,075	1500	3,1	2,5	6,5	8,3	8,2
33	84	84	0,049	0,078	0,078	1920	3,0	2,7	6,7	8,5	8,6
34	86	86	0,050	0,081	0,081	1500	2,8	2,9	6,9	8,6	8,7
35	88	88	0,052	0,083	0,083	1200	2,7	3,2	7,1	8,8	8,9
36	90	90	0,053	0,085	0,085	1200	2,6	3,6	7,3	8,9	9,0
37	92	92	0,055	0,087	0,087	980	1,5	3,3	7,5	9,1	9,2
38	94	94	0,057	0,089	0,089	1000	1,8	3,4	7,6	9,2	9,3
39	96	96	0,046	0,090	0,090	1000	1,9	3,1	7,8	9,3	9,4
40	98	98	0,045	0,092	0,092	980	2,0	2,9	7,9	9,4	9,5

Додаток Б

Зразок титульного аркуша

Міністерство освіти і науки України

Кіровоградський національний технічний університет

Кафедра експлуатації і ремонту машин

Курсова робота

з об'ємного гідроприводу

Студента ____ курсу групи ____

Напрямку підготовки ____

Спеціальності ____

ППП .

Керівник: ____

Національна шкала ____

Кількість балів: ____ Оцінка ECTS ____

Члени комісії
____ (підпис) ____ (прізвище та ініціали)

____ (підпис) ____ (прізвище та ініціали)

____ (підпис) ____ (прізвище та ініціали)

м. Кіровоград – 2014 рік

Додаток В

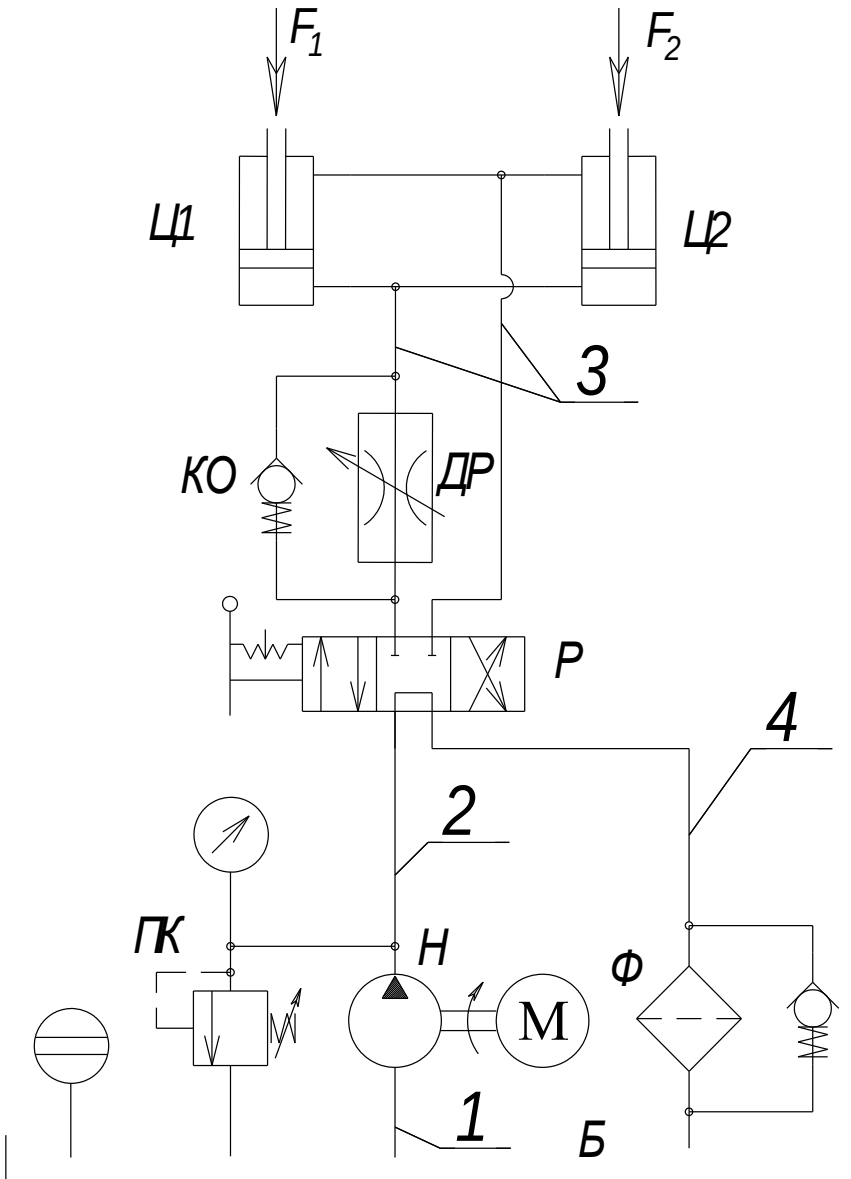
Зразок основного напису на схемі

185									
7 10 23 15 10					120				
1165=55					ÊĐ.ì	Â09.0100.01Ñ	15	17	18
	Q. Aðé.	¹ Aí éóí.	¹ ãí éñ	Aáo á	İ öèí öèí î àà				
	Đi côi áää				ããðääé³í à ñõài à				
	¹ áääáðéä								
	Q éí í ó ó.								
	¹. éí í ó ó.								
Cáo áääðéä					Êí ÓÓ äđ.				

Зразок основного напису на першому листі РПЗ

185									
7 10 23 15 10					120				
865=40									
	Q. Aðé.	¹ Aí éóí.	¹ ãí éñ	Aáo á					
	Đi côi áää				İ î ýñí páàéúí à				
	¹ áääáðéä				çài èñéà				
	¹. éí í ó ó.								
	Cáo áää.				Êí ÓÓ äđ.				

Додаток Г



Принципова гідравлічна схема об'ємного гідроприводу

Додаток Д

Умовні позначення елементів гідроприводів

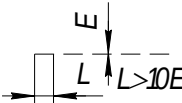
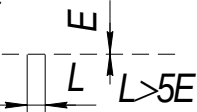
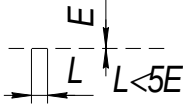
Основні положення

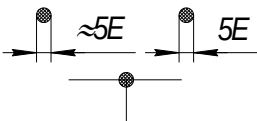
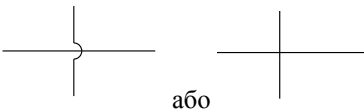
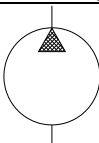
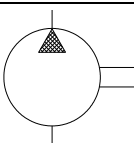
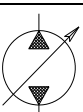
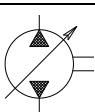
1. Позначення відображають призначення (дію), спосіб роботи пристроїв і зовнішніх з'єднань.
2. Позначення не показують фактичну конструкцію пристрою.
3. Використані позначення в літерах представляють собою тільки літерні позначення і не дають уявлення о параметрах або значеннях параметрів.
4. Якщо не оговорено інакше, позначення можуть бути накреслені в будь-якому розташуванні, якщо не змінюється їх сенс.
5. Розміри умовних позначень стандарт не встановлює.
6. Позначення, які побудовані за функціональними ознаками, повинні відповідати тим позначенням, що наведені у таблиці Д.1.

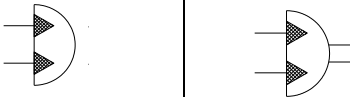
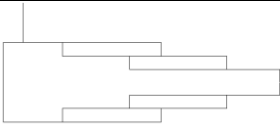
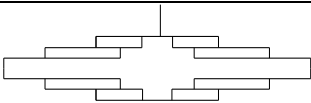
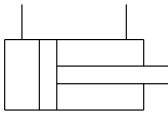
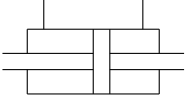
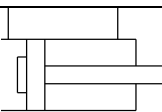
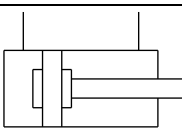
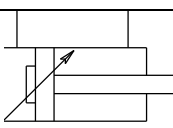
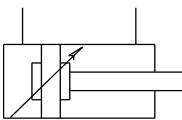
Зображення умовних графічних позначень елементів, що застосовуються у системах гідроприводів, в Україні регламентуються стандартами єдиної системи конструкторської документації, а в Євросоюзі – стандартом DIN ISO 1219.

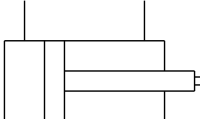
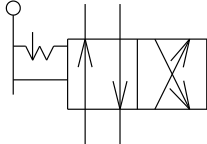
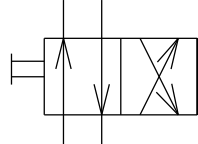
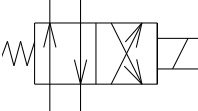
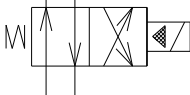
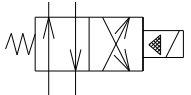
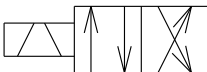
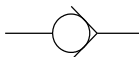
Більшість умовних позначень для обох систем є однаковими, лише окремі з них мають певні відмінності. В таблиці 1 наведені умовні графічні позначення основних елементів гідроприводів у схемах.

Таблиця Д.1 Умовні графічні позначення основних елементів гідроприводів

Назва	Позначення	
	згідно ЄСКД	згідно DIN ISO 1219
1	2	3
1. Позначення елементів загального призначення		
8.5. Гідролінії, лінії зв'язку: а) всмоктувальні, напірні, зливні		
б) керування		
в) відведення витоків (дренажні)		

г) гнучка з'єднувальна лінія		
1.2. З'єднання гідроліній		
1.3. Перетин гідроліній без з'єднання		
2. Перетворювачі енергії		
2.1. Насос нерегульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		
2.2. Насос регульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		
2.3. Гідромотор нерегульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		
2.4. Гідромотор регульований: а) з нереверсивним потоком		
б) з реверсивним потоком		

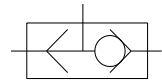
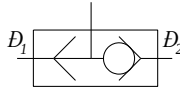
2.5. Гідродвигун поворотний	
2.6. Гідроциліндр а) односторонньої дії	
б) односторонньої дії з поверненням штока пружиною	
в) телескопічний односторонньої дії	
г) телескопічний односторонньої дії з двостороннім штоком	
2.7. Гідроциліндр а) двосторонньої дії	
б) з двостороннім штоком	
2.8. Циліндр двосторонньої дії з постійним (нерегульованим) гальмуванням в кінці ходу а) з боку поршня	
б) з двох боків	
2.9. Циліндр двосторонньої дії з регульованим гальмуванням в кінці ходу: а) з боку поршня	
б) с двох сторін	

2.10. Циліндр диференційний (відношення площ поршня з боку штокової і не штокової порожнини має першочергове значення)		
3. Апаратура розподільча та регулююча		
3.1. Умовно розподільники позначають цифрами, через риску дробу. В чисельнику вказують кількість ліній (проходів), а у знаменнику – число робочих позицій. Розподільник 4/2 в залежності від типу керування:		
а) з ручним керуванням		
б) від електромагніту з пружинним поверненням у вихідне положення		
в) з електрогідравлічним		
г) від двох електромагнітів		
д) від тиску з обох напрямків		
е) від електромагніту з двома обмотками, що працюють у двох напрямках		
3.2. Зворотній клапан		

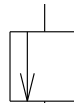
Правила побудови умовних графічних зображень розподільників на схемах згідно ГОСТ 2.781-68

В зображенні розподільника вказується число позицій розподільного елемента, число приєднаних зовнішніх ліній і зв'язки між ними в кожній позиції, вид керування, спосіб установки розподільного елемента в позицію. Позиції розподільного елемента відображаються відповідним числом квадратів. Всі зовнішні лінії підводяться до квадрата, який відповідає вихідній позиції розподільника, тобто позиції, яку він займає на початку роботи гідросистеми у відсутність сигналів керування. Кількість зовнішніх ліній визначає лінійність розподільника. Зв'язки між лініями в кожній позиції показуються стрілками в напрямках потоків робочої рідини. Місце з'єднання потоків виділяються точками. Закрити ходи позначаються тупиками. Щоб визначити розподіл потоків у даній позиції розподільника за його зображенням, необхідно умовно встановити на схемі відповідний квадрат зображення на місце квадрата вихідної позиції, залишаючи незмінними зовнішні лінії. Стрілки квадрата покажуть нові напрямки потоків робочої рідини.

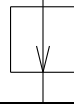
3.3. Клапан з логічною функцією „АБО”



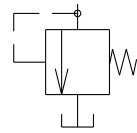
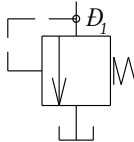
3.4. Клапан регулюючий:
а) нормально закритий



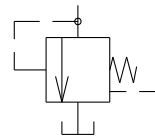
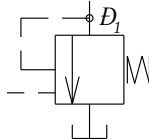
б) нормально відкритий



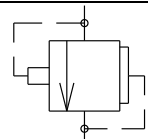
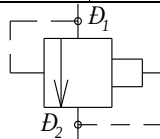
3.5. Клапан запобіжний:
а) з власним керуванням

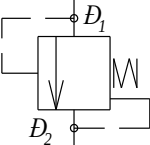
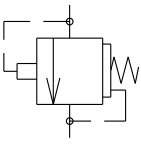
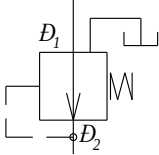
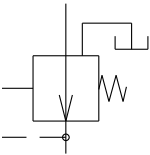
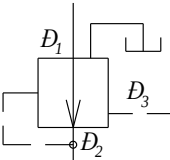
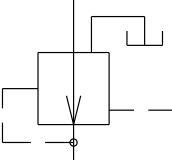
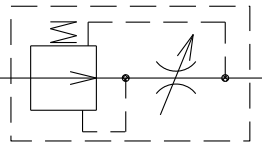
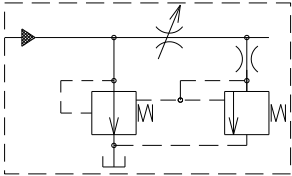
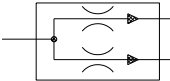


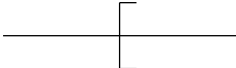
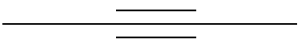
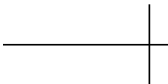
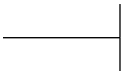
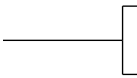
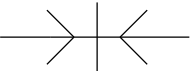
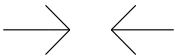
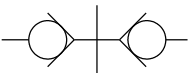
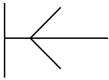
б) з додатковим підведенням тиску керування від окремої магістралі

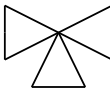
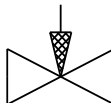
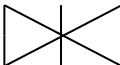


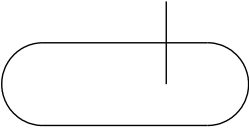
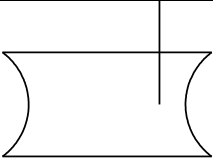
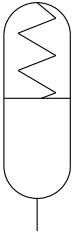
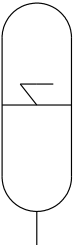
3.6. Клапан пропорційний (підтримує постійне співвідношення тисків P_1/P_2)

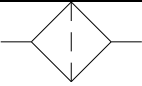
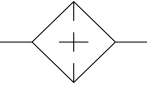
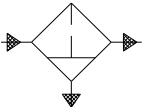
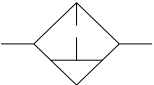
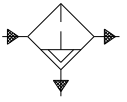
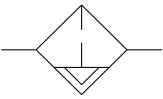
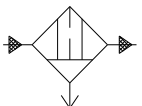
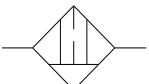
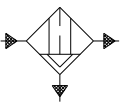
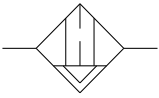
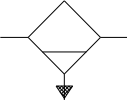
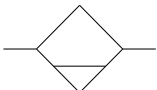
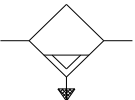
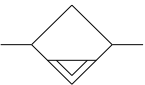
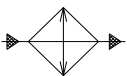
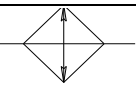
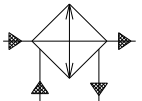
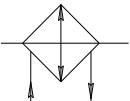
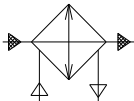
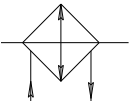
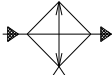
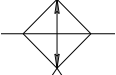


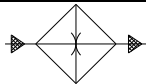
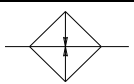
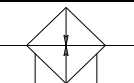
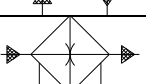
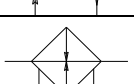
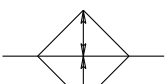
3.7. Клапан диференційний (підтримує постійний перепад тисків $P_1 - P_2$)		
3.8. Клапан редукційний (підтримує постійний тиск на виході $P_2 = \text{const}$ незалежно від значення P_1 при умові, $P_2 < P_1$) а) тиск P_2 залежить від зусилля пружини		
б) тиск P_2 залежить від тиску керування P_3		
3.9. Регулятори потоку: а) дросель (чутливий до зміни в'язкості)		
б) дросель з регулятором тиску		
в) дросель з регулятором тиску та запобіжним клапаном		
3.10. Ділитель потоку		
3.11. Суматор потоку		

4. З'єднання гідроліній		
4.1. З'єднання елементів гідроліній роз'ємне а) загальне позначення		
б) фланцеве		
в) штуцерне різьбове		
г) муфтове різьбове		
4.2. Кінець гідролінії під роз'ємне з'єднання а) загальне позначення		
б) фланцеве		
в) штуцерне різьбове		
г) муфтове різьбове		
4.3. Кінець гідролінії із заглушкою (пробкою) а) загальне позначення		
б) фланцевий		
в) різьбовий		
4.4. Швидко роз'ємне з'єднання у роз'єднаному стані: а) без запірного елемента		
б) із запірним елементом		
4.5. Швидко роз'ємне з'єднання у роз'єднаному стані а) без запірного елемента		

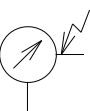
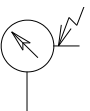
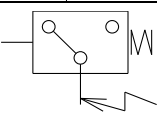
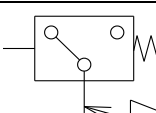
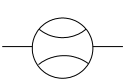
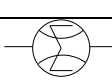
б) із запірним елементом		
4.6. Місце зливу рідини із системи: а) без можливості приєднання елемента для зливу		
б) з можливістю приєднання елемента для зливу		
5. Арматура загального призначення		
5.1. Вентиль (клапан) запірний: а) прохідний		
б) кутовий		
5.2. Вентиль (клапан) триходовий		
5.3. Вентиль (клапан) регулюючий: а) прохідний		
б) кутовий		
5.4. Засувка		
6. Гідропосудини (резервуари)		
6.1. Гідробак а) відкритий під атмосферним тиском:		
із зливною гідролінією вище рівня робочої рідини		

із зливною гідролнією нижче рівня робочої рідини	
із зливною гідролнією нижче рівня робочої рідини	
б) закритий, з тиском вищим за атмосферний	
в) закритий, з тиском нижче за атмосферний	
6.2. Гідроаккумулятор а) без зазначення принципу дії	
б) пружинний	
в) пневматичний	

7. Кондиціонери робочої рідини		
7.1. Фільтр: а) повнопоточний		
б) неповнопоточний		
в) з відділенням воло- ги з ручним зливом		
автоматичний		
г) з відділенням твер- дих фракцій з ручним очищенням		
автоматичний		
7.2. Вологовідокрем- лювач а) з ручним зливом		
б) автоматичний		
7.3. Охолоджувач а) з природним охо- лодженням		
б) з примусовим охо- лодженням: рідиною		
повітрям		
вентилятором		

7.4. Підігрівач а) з природним підігрівом		
б) з примусовим підігрівом: рідиною		
повітрям		
7.5. Регулятор температури (здатен як охолоджувати так і підігрівати робочу рідину)		

8. Прилади контролюно-вимірювальні

8.1. Манометр а) загальне позначення		
б) такий, що дає електросигнал		
8.2. Реле тиску (гидроелектричне)		
8.3. Термометр а) загальне позначення		
б) електроконтактний		
8.4. Прилад для вимірювання витрат рідини: а) загальне позначення		
б) витратомір інтегруючий		
8.5. Тахометр		

Таблиця К- Технічні характеристики шестеренних насосів типу НШ з високими тисками

Номинальний робочий об'єм, см ³	Виконання за тиском	Тиск на виході, МПа		Частота обертання, с ⁻¹			Номинальна подача, л/хв, не менше	Коефіцієнт подачі, не менше	Загальний ККД	Номинальна потужність, кВт	Маса, кг	
		номинальний	максимальний	номинальна	мінімальна	максимальна						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
10	2	14	17,5	40	8,3	60	21,0	0,92	0,8	7,5	3,0	
	3	16	21							8,6		
	4	20	25				21,2	0,93		10,8		
	5	25	32							13,5		
16	2	14	17,5				33,6	0,92		0,8	12,1	4,4
	3	16	21								13,8	
	4	20	25				34,3	0,94			17,2	
20	2	14	17,5								42,2	
	3	16	21			17,1						
	4	20	25			42,9	0,94	0,83	20,8			
	5	25	32						25,9			
32	2	14	17,5				50	53,7	0,92	0,82	18,8	
	3	16	21		68,6	0,94		0,83	26,6			
	4	20	25						33,2			
40	2	14	17,5	32	40	67,2		0,92	0,82	28,7	5,5	
	3	16	21			85,8		0,94	0,83	33,2		
	4	20	25							41,5		

Продовження таблиці К

Номинальний робочий об'єм q, см ³	Виконання за тиском	Тиск на виході, МПа		Частота обертання, с ⁻¹			Номинальна подача, л/хв, не менше	Коефіцієнт подачі, не менше	Загальний ККД	Номинальна потужність, кВт	Маса, кг												
		номинальний	максимальний	номинальна	мінімальна	максимальна																	
50	2	14	17,5	32	8,3	50	84,0	0,92	0,82	35,9	5,5												
	3	16	21	40			107,2	0,94	10,8														
	4	20	25				135,1		13,5														
63	3	16	21	32		40	108,1		0,95	0,83	52,3	8,0											
	4	20	25				121,8	10,0															
71	3	16	21				123,1	47,1			17,0												
	4	20	25				138,7	59,0															
80	3	16	21				173,4	0,95				0,83	53,2	25,0									
	4	20	25										66,4										
100	3	16	21										216,7		0,94	0,83	66,4	45,0					
	4	20	25														83,0						
125	3	16	21														242,7		0,94	0,83	83,0		
	4	20	25																		103,8		
140	3	16	21								214,5										0,94	0,83	93,0
	4	20	25																				116,3
160	3	16	21	32		0,94	0,83	83,0	45,0														
	4	20	25					103,8															
250	3	16	21					536,1		0,94		0,83	129,7										
	4	20	25										162,2										
400	4	20	25										249,1										

Додаток Л

Короткі теоретичні відомості про шестеренні насоси

Сучасні тенденції розвитку гідрооб'ємних передач (насосів і гідромоторів) у світлі підвищення технічного рівня вітчизняних гідрофікованих машин полягають у наступному:

Насамперед, слід зазначити безперервне підвищення тиску робочої рідини в гідромашинах. Так, в даний час досягнуті наступні значення граничних ("пікових") значень тисків:

- в аксіально-поршневих насосах і гідромоторах – до 48 МПа;
- у пластинчатих насосах – до 21 МПа;
- у героторних гідромоторах – до 30 МПа;
- у шестеренних насосах і гідромоторах – до 32 МПа;
- у радіально-поршневих гідромоторах – до 45 МПа;
- у радіально-поршневих насосах до – 70 МПа.

Сучасний рівень мобільної техніки багато в чому визначається видом приводу. Не секрет, що привілеї віддають гідроприводу, що володіє рядом переваг у порівнянні з іншими видами приводів (див. пункт 1).

У зв'язку з перерахованими вище перевагами гідропривід все ширше використовуються на найрізноманітнішій мобільній техніці.

В даний час в силових гідроприводах великої потужності, як правило, використовують аксіально-поршнєві насоси. В даний час аксіально-поршнєві насоси дійсно займають лідируюче положення по технічному рівню серед інших типів об'ємних насосів, зокрема по тиску, що розвивається, можливості керування подачею, надійністю. Однак їм властивий і ряд недоліків. До недоліків варто віднести наявність зворотно-поступального руху, висока складність виготовлення, а звідси і висока собівартість, високі вимоги до чистоти робочої рідини, а також не найвищі питомі показники.

Цих недоліків позбавлений шестеренний насос. Простота у виготовленні, низька собівартість, простота експлуатації, нечутливість до забруднення робочої рідини наявність тільки обертального руху всього двох деталей, дозволило їм знайти саме широке поширення у всіх областях машинобудування починаючи з таких областей, як літакобудування, верстатобудування і закінчуючи такими, як гірничодобувна техніка, будівельні, дорожні і сільськогосподарські машини.

Схема роботи шестеренного насоса зовнішнього зачеплення наглядно представлений на рис. 1.

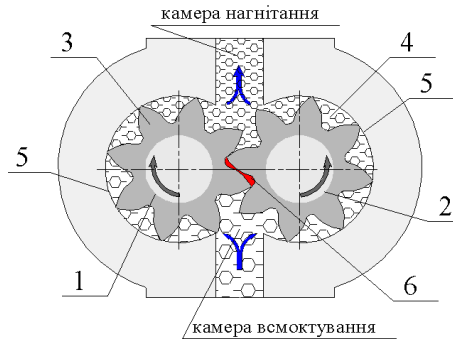


Рис.1. Схема роботи шестеренного насоса зовнішнього зачеплення

При обертанні у підшипниках ковзання ведучої шестерні 1 і кінематично зв'язаної з нею ведомої шестерні 2 в камері всмоктування створюється розрідження. За рахунок різниці тисків масло з бака надходить до камери всмоктування та заповнює вивільнений простір, і далі, знаходячись в міжзубових западинах 4, переноситься вздовж стінок корпусу 5 до камери нагнітання. В камері високого тиску зуб шестерні 3 входить в міжзубову западину 4 і витискає з неї масло в магістраль високого тиску.

Рідина, що знаходиться в западинах шестерень, не повністю витісняється в камеру нагнітання. Частина перетікає через радіальні та торцеві зазори до камери всмоктування, а інша частина залишається в міжзубових западинах 4 в зоні зачеплення шестерень. Зуб 3, входячи при повороті шестерні в міжзубову западину 4, щільно контактує із спряженими поверхнями двох інших зубів, що утворюють цю западину, тому в ній відбувається замикання деякого об'єму. Оскільки затиснутий об'єм 6 при повороті шестерень спочатку зменшується, то в міжзубових западинах створюється великий тиск, дія якого може призвести до пошкодження насоса. Для зменшення дії шкідливого впливу замкненої в міжзубових западинах рідини передбачають спеціальні каналізаційні канали.

Для оцінки якості насосів на практиці використовують різноманітні характеристики, що визначають залежності деяких параметрів від тиску при постійній частоті обертання, наприклад:

– об'ємний ККД, $\eta_v = \frac{Q_{\phi}}{Q_t}$, %;

– подачі, $Q = n \cdot q$, л/хв;

– потужності, що розвиває насос, $N = P \cdot Q$, кВт;

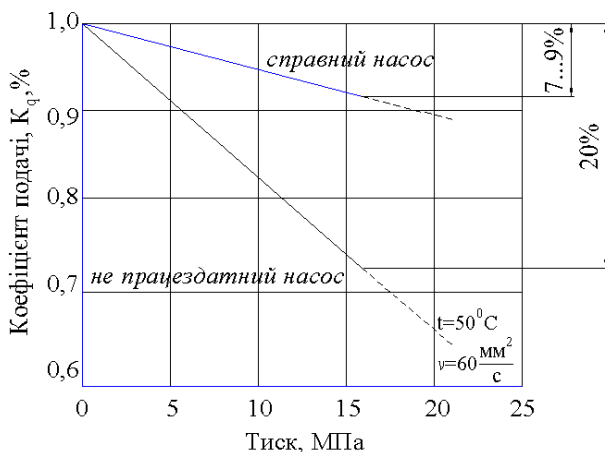


Рис. 2 - Графіки залежності коефіцієнту подачі від тиску для номінальної частоти обертання

З графічної залежності коефіцієнта подачі від тиску, що розвиває насос бачимо, що при тиску $P=0$ насос забезпечує повну подачу Q , а із збільшенням тиску $P > 0$ кількість внутрішніх втрат в насосі збільшується. Однак для забезпечення змащення, відводу тепла від тертьових поверхонь мінімальна кількість втрат все ж необхідна. Критерієм граничного стану насосів є зниження величини об'ємного ККД на 20%. На рис. 3 наведена графічна залежність подачі та потужності, що розвиває шестеренний насос НШ-32УК-3 від тиску для різної частоти обертання.

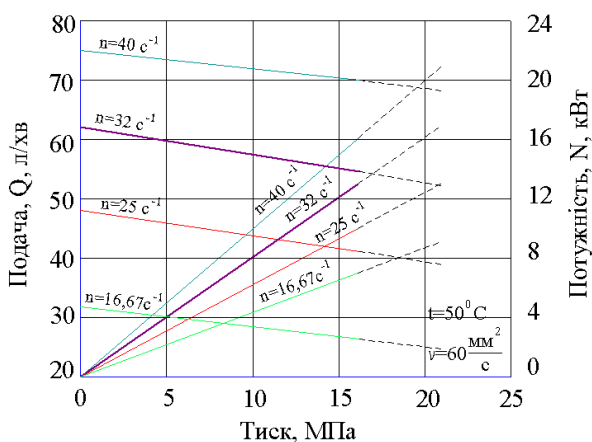


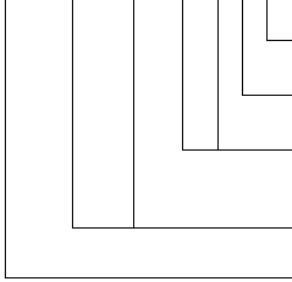
Рис. 3- Графічна залежність подачі та потужності, що розвиває шестеренний насос НШ-32УК-3 від тиску при різній частоті обертання

В даний час в гідроприводах використовуються насоси у таких виконаннях за тиском на виході:

2 – 14МПа, 3 – 16МПа, 4 – 20МПа, 5 – 25МПа.

Умовне позначення яких має таку структуру:

НШ-XX-XX-X-XXX



кліматичне виконання для районів з помірним та холодним кліматом - УХЛ, тропічним - Т;
лівий напрям обертання ведучого вала – Л (правий не позначається);
виконання за тиском односекційного насоса або секції багатосекційного з різними виконаннями за тиском;
робочий об'єм односекційного або секції багатосекційного насоса;
насос шестеренний.

Шестеренний насос конструктивного виконання „Г”

НШ-10Г-Л – насос шестеренний з робочим об'ємом секції 10 см³, конструктивного виконання Г та 2 виконання за тиском, тобто з номінальним тиском на виході 14МПа, лівого напрямку обертання.

НШ-32Г-3Л – насос шестеренний з робочим об'ємом 32 см³, конструктивного виконання – Г, 3 – виконання за тиском, тобто з номінальним тиском на виході 16МПа, лівого напрямку обертання.

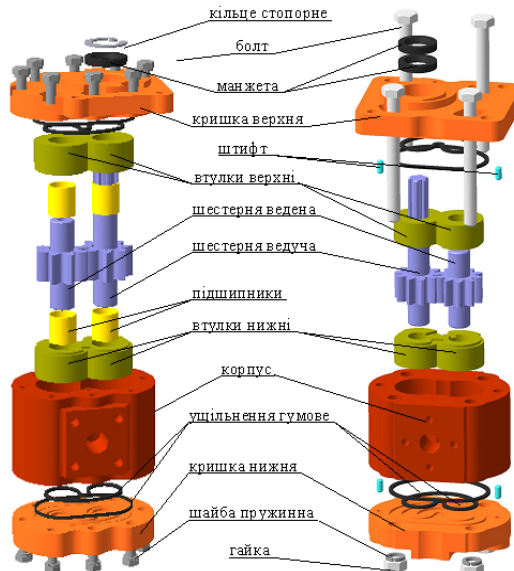


Рис.4 Шестеренні насоси конструктивного виконання „Г”

Особливістю даної конструкції є наскрізний равнопрочний корпус, що виключає можливість перекосу качаючого вузла. В даній конструкції передбачена можливість тандемування. До недоліків шестеренного насоса конструктивного виконання „Г” слід віднести наявність нижньої кришки та додаткових гумових ущільнень, що підвищують масу та дещо знижують надійність насосу.

5.1.3 Шестеренний насос конструктивного виконання „УК”

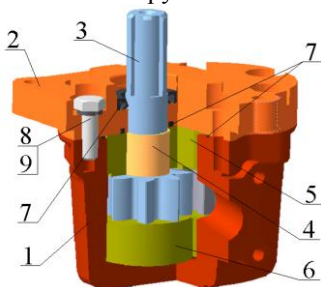


Рис. 5 Шестеренний насос конструктивного виконання „УК”

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – підшипник; 5 – втулки опорні верхні; 6 – втулки опорні нижні; 7 – манжета гумова; 8 – болт; 9 – шайба пружинна.

Конструктивне виконання „УК” відрізняється простою та надійною конструкцією, яка проіснувала майже без змін на протязі більш ніж 40 років. Використання спеціальних металфторопластових підшипників 4 дозволила збільшити ресурс на 25% , при додержанні умов експлуатації.

Шестеренний насос конструктивного виконання „М”

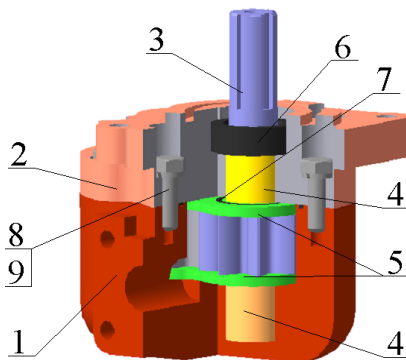


Рис. 6 Шестеренний насос конструктивного виконання „М”

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – підшипник; 5 – компенсатори; 6 – манжета гумова; 7 – гумове ущільнення; 8 – болт; 9 – шайба пружинна.

Головною відмінністю шестеренного насоса серії „М” є відсутність опорних втулок. Таке компоновочне рішення дозволило знизити масу насоса, а використання спеціальних латунних компенсаторів 5 та металфторопластових підшипників 4 дозволили шестеренним насосам конструктивного виконання „М” бути використаними в гідросистемах з тиском до 250кгс/см^2 .

Шестеренний насос конструктивного виконання „А”

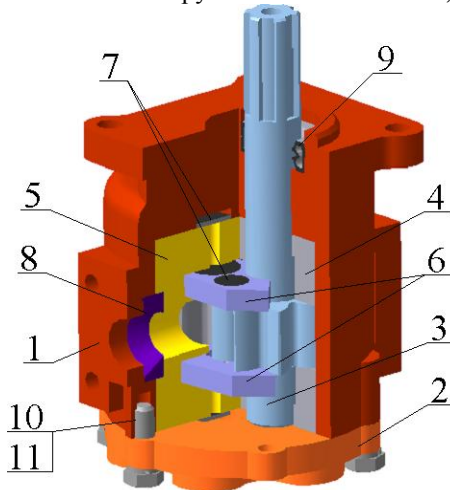


Рис. 7 Шестеренний насос конструктивного виконання „А”

- 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – обойма підшипникова; 5 – притискна (рухома) обойма; 6 – компенсатори; 7 – гумові ущільнення; 8 – манжета радіального притискання; 9 – манжета ущільнююча; 10 – болт; 11 – шайба пружинна.

Особливістю даної конструкції є наявність моноблочної підшипникової 4 та підтискної 5 обойми, що дозволило зменшити навантаження на корпус. Моноблочна підшипникова обойма є єдиною опорою для цапф шестерень, таке рішення дозволило виключити їх перекіс під час роботи.

Додаток Є

Таблиця Є1.- Основні характеристики робочих рідин

Робоча рідина (марка масла)	Густина, кг/м ³		В'язкість, м ² /с·10 ⁻⁶		Температура, °С		Межа робочих температур, °С
	при температурі, °С				застигання	спалахування	
	20	50	20	50			
Веретенне АУ	876	857	49	12	-45	163	-40...+60
Трансформаторне	904	884	20	9	-45	135	-30...+90
Індустріальне:							
И-5А	875	854	12	5			
И-8А	858	838	21	7			
И-12А	868	848	46	13			
И-20А	879	859	84	18	-20	170	0...90
И-30А	888	869	149	31	-15	180	10...50
И-40А	891	868	215	40			
И-50А	881	862	269	50	-20	200	10...70
Циліндрове	916	895	471	40			
МС-14	888	869	672	98,5			
МС-20	894	875	110	15,1			
Індустріальне 20В	909	890	104	23			
Індустріальне ВІ-4	849	828	11	3,6			
Турбінне:							
Т-22	893	874	101	15	-15	180	5...50
Т-30	897	877	159	30			
Т-46	920			46	-10	195	10...+50
Приборне МВП	896	875	34	12	-60	120	-40...+60
АМГ-10		850	22	10	-70	92	-40...+80

Додаток Ж

Таблиця Ж.1 - Залежність кінематичного коефіцієнта в'язкості робочих рідин від температури

Робоча рідина (марка масла)	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Веретьоне АУ	-	5000	1600	480	200	100	49	29	19	12	9	6,7	5,3	4,5
Трансформато- рне	800 0	2800	900	300	120	70	20	18	12	8,8	6,2	4,8	3,6	2,8
I-5A							12	9,2	6,8	5,2	4,1	3,3	2,7	2,3
И-8А							21	14	9,4	7	5,5	4,4	3,6	2,4
И-12А	-	4950	1580	470	190	95	46	29	19	13	9,7	7,4	5,7	4,6
И-20А							84	43	27	18	13	9,5	7,3	5,8
И-30А	-	-	12000	3000	950	470	149	82	49	31	21	15	11	8,5
И-40А	-	-	-	-	2100	920	215	113	65	40	27	18	13	10
И-50А	-	-	-	-	-	-	269	140	80	49	49	32	16	12
Циліндрове 11							471	219	117	66	40	28	18	13
МС-14							672	322	171	98	61	40	28	20
МС-20							1100	516	267	150	91	59	40	28
20В							104	58	35	23	16	11	8,4	6,5
ВИ-4							11	7,7	5,8	4,5	3,6	2,9	2,5	2,1
Т-22			4600	1200	500	260	101	56	33	22	15	10,9	8,1	6,2
Т-30							159	82	49	30	20	14	10	9,8
Приборне МВП	220 0	900	400	180	90	50	34	22	16	12	9,0	7,3	6	5
АМГ-10	500	210	120	70	50	32	21	17	12	10	8,5	7	6	4,2

Додаток М

Таблиця М.1 - Технічні характеристики гідророзподільників

Марка розпо- дільника	Р80/Г- 222	Р80-3/1- 22	Р160- 3/1-222	Г-71-31 БГ-71-31	14ПГ72- 34	34ПГ74- 24М	34ПГ73-12	34ПГ73-24
Тип розподі- льника	моноблочний				секційний			
Умовний про- хід, мм	16		25	8	20		10	20
Витрата робо- чої рідини, л/хв. Номінальна	80		160	12,5	80		20	80
Максимальна	120		200	16	120		25	120
Робочий тиск, МПа Номінальний	16		16	16	20			
Максималь- ний	20		19	25				
Кількість зо- лотників	3	2	3	1	обумовлено кількістю секцій			
Керування зо- лотником	Ручне				гідравлічне	ручне	електричне	електрогідравлі- чне
Втрата тиску при номіналь- ній витраті, кПа	150		150	200	100		150	
Маса, кг	18,5	10	37,5	3,0	2,7	3,0	3,7	6,5

Таблиця М.2- Технічні характеристики гідророзподільників

Параметри	Моноблочні		Секційні			
	P-75B2A	P75-П2A	P-16	P-20	P-25	P-32
Потік рідини, л/с	0,67...1,0		1,05	1,67	2,68	4,2
Тиск, МПа	10	7	16	16	16	16
Кількість золотників	2	2	1...8	1...8	1...7	1...6
Втрати тиску у гідророзподільнику, МПа	0,4					
В одній секції			0,075	0,18	0,38	0,38
В двох секціях			1,5	0,32	0,38	0,38

Додаток Н

Таблиця Н.1 - Технічні характеристики аксіально-поршневих насосів типу НП

Параметр	Одиниця вимірювання	Типорозмір				
		33	52	71	90	112
Робочий об'єм – мінімальний	см ³	33,3	51,6	69,8	89	110,8
		0				
Частота обертання – номінальна	с ⁻¹ (об/хв)	25 (1500)				
– максимальна		59,83 (3590)	51,6 (3100)	46,83 (2810)	43,16 (2590)	
– мінімальна		8,33 (500)				
Подача – номінальна	л/хв	47,4	73,5	99,4	126,8	157,9
– мінімальна		0				
Тиск на виході – номінальний	МПа (кгс/см ²)	22,5 (229,5)			26,5 (270)	26,915 (274,5)
– максимальний		35,7 (364)			35,8 (365)	36,3 (370)
Тиск в гідролінії низького тиску – максимальний		1,5 (15,3)				2,16 (22)
– мінімальний		1,293 (13,2)				1,67 (17)
Номінальний перепад тиску		21 (214,2)			25 (255)	
Коефіцієнт подачі, не менше		0,95				
Загальний ККД, не менше		0,85			0,87	
Діапазон регулювання подачі (безступінчатий) при максимальній частоті обертання	л/хв	130,34 – 0	176,6 – 0	204,6 – 0	233,3 – 0	272,6 – 0
Маса, не більше	кг	45	55	63	78	

Таблиця Н.2 - Технічні характеристики шестеренних насосів і гідромоторів типу НМШ і ГМШ

Параметри	НМШ-25	НМШ 80-1	Двохкамерні		ГМШ-32	ГМШ-50	ГМШ-100
			НМШ-50	НМШ-125			
Робочій об'єм $q, \text{см}^3$	25	80	25	63	32	50	100
Тиск, МПа номінальний максимальний							
	16	10	16	16	16	16	16
	25	12	25	25			
Частота обертання, хвил. ⁻¹ , (с ⁻¹) номінальна максимальна мінімальна							
	1500	2400	1500	1500	(25)	(25)	(25)
	1920	2500	1920	2000	(320)	(32)	(32)
	1200	750	1200	600	(12,5)	(12,5)	(12,5)
Номінальна подача, л/хвил	31,9	163	31,9	80	51,4	79,6	161
Номінальна потужність, л.с., (кВт)	1,7	4,9	3,4	7,6	(9,2)	(14,2)	27,75
Крутячий момент, Н·м	–	–	–	–	59,6	92	180
ККД, % об'ємний гідромеханічний Повний(загальний)							
	85	85	85	85	-	-	-
	-	-	-	-	85	85	82
	70	75	70	75	78	78	75
Маса, кг	5,26	8,3	6,12	8,8	6,8	7,4	17,5

Таблиця Н.3 - Технічні характеристики насосів і гідромоторів типу 210

Параметри	Марки насосів і гідромоторів				
	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Робочий об'єм q , л	0,012	0,028	0,055	0,107	0,225
Номінальний тиск, МПа	16	16	16	16	16
Частота обер- тання, хвил ⁻¹ мінімальна максимальна					
	2800	2240	1800	1400	1120
	5000	4000	3150	2500	2000
Номінальна по- тужність, кВт	8,4	16,4	25,7	39	66
Крутячий мо- мент, Н·м	29	71,5	139	270	575
ККД об'ємний механічний загальний	0,96	0,96	0,95	0,95	0,94
	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
	0,88	0,82	0,87	0,87	0,86

Додаток П

Таблиця П.1 -Технічні характеристики гідроциліндрів

Параметри	Марка						
	Ц75x110-3	Ц75x200-3	Ц75x200-4	Ц100x200-3	Ц100x200-4	Ц100x400-3	Ц100x400-4
Тиск, МПа номінальний	16		20	16	20	16	20
максимальний	20		25	20	25	20	25
Діаметр, мм поршня	75			100		100	
штока	30	30		40		40	
Хід поршня, мм	110	200		200		400	
Відстань між приєднувальними отворами, мм	380	515				715	
Номінальна сила гідроциліндра, Н штовхаюча	70650		88000	12560	16700	12560	16700
тягнуча	59340		74200	10550	13180	10550	13180
Гідромеханічний ККД	0,94						
Маса, кг	13,6	17,1		22		30,9	

Додаток Р

Таблиця Р.1 - Фільтри сітчасті типу ФС-7

Обозначення ФС-7, м	Умовний прохід, мм	Номинальна пропускна можливість, л/хв	Номинальний тиск, МПа	Тонкість фільтрації, мкм	Втрати тиску при номінальній витраті, кПа	Маса, кг
12-40/200	12	25	20	40	100	5,6
12-40/63			6,3			
20-40/200	20	63	20			16,5
20-40/63			6,3			
25-40/200	25	100	20			
25-40/63			6,3			
32-40/200	32	160	20			22
32-40/63			6,3			

Таблиця Р.2 - Фільтри зливні типа ФС

Типорозмір	Номінальна витрата, л/хвил	Номінальна тонкість фільтрації, мкм	Втрати тиску при номінальній витраті, кПа	Маса, кг
ФС $\frac{3,2 - 25}{6,3}$	3,2	25	100	0,6
ФС $\frac{3,2 - 40}{6,3}$		40		
ФС $\frac{25 - 25}{6,3}$	25	25	100	1,9
ФС $\frac{25 - 40}{6,3}$		40		1,2
ФС $\frac{100 - 25}{6,3}$	100	25	100	4,5
ФС $\frac{100 - 40}{6,3}$		40		3,5
ФС $\frac{400 - 25}{6,3}$	400	25	100	9
ФС $\frac{400 - 40}{6,3}$		40		

Додаток С
Трубопроводи для гідросистем

Таблиця С.1- Умовні проходи, мм (по ГОСТ 16516-80)

6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80
---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Таблиця С.2 - Труби сталеві безшовні гарячекатані. Сортамент, мм (по ГОСТ 8732-70)

D_n	25	28	32	38	42	45	50
S	2,5...8	2,5...8	2,5...8	2,5...8	2,5...10	2,5...10	2,5...10

Примітка: 1.Товщину стінок в указаному діапазоні вибирають з табл. П.11.4.

2.Матеріал и механічні властивості труб вибирають відповідно до стандарту.

Таблиця С.3 - Труби сталеві безшовні холоднотягнуті і холоднокатані. Сортамент, мм (по ГОСТ 8734-58)

D_n	4		5		6	7	8	9		10	11	12	13	14
S	0,2...1,2		0,2...1,6		0,2...1,6	0,2...2,5		0,2...2,8		0,5...3,5		0,2...4		
D_n	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
S	0,2...5,0				0,2...6,0			0,4...6,0			0,4...7			
D_n	30	32	34	35	36	38	40	42	45	48		50		
S	0,4...8,0						0,4...9,0		1,0...9		1,0...10		1,0...12	

Таблиця Т.1 - Товщина стінок сталевих труб δ , мм

(0,2)	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
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	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5

Труби мідні (по ГОСТ 617-72)

Таблиця Т.2 - А. Сортамент, мм

D_n	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
S	0,5...0,8	0,5...1,0	0,5...1,2	0,5...2,0	0,5...1,5	0,5...2,0	0,5...2,5	0,5...2,0	0,5...3,0	0,8...2,0
D_n	13	14	15	16	17	18	19	20	22	23
S	1...3		1,0...3,5	0,8...4	1...2	1...4	1...2	1...5	1...6	1,5...4,5
D_n	24	25	26	(27)						
S	1...7	1...6	1...7	1,5						

Таблиця Т.3 - Б. Товщина стінок

0,5+/-0,07	0,6+/-0,07	0,8+/-0,08	1,0+/-0,1	1,2+/-0,12
1,5+/-0,15	2,0+/-0,2	2,5+/-0,25	3+/-0,25	3,5+/-0,3
4,0+/-0,3	4,5+/-0,35	5+/-0,4	6,0+/-0,5	7,0+/-0,6

Таблиця Т.4 – Рукава резинові високого тиску з металевими обплітками, мм (по ГОСТ 8286-73)

$D_{вн}$	4	6	8	10	12	16	20	25	32	38	50
----------	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----

Примітка: Робочі тиски і інші характеристики приведені в довідковій літературі.

Додаток У

Таблиця У.1 - Коефіцієнти місцевих опорів

Гідравлічні опори	Коефіцієнти
Золотниковий розподільник	3...5
Зворотній і запобіжний клапани	2...3
Дросель	2...2,2
Фільтр	2...3
Миттєве розширення (вхід у бак і т.д.)	0,6...0,9
Миттєве звуження (вихід з гідроциліндру і т.д.)	0,5...0,7
Штуцер, перехідник	0,1...0,15
Пряме коліно	1,3...1,5
Трійник	1,0...2,5

Додаток Ф

Значення діаметрів гідроциліндрів і штоків (ГОСТ 6540-68)

Діаметри гідроциліндрів мм:

25, 32, 40, 50, (56), 63, (70), 80, (90), 100, (110), 125, (140), 160, (180), 200

Діаметри штоків, мм:

10,12,(14),16,(18),20,(22),25,(28),32,(36),40,(45),50,(56),63,(70),80,(90),
100,(110),125,(140),160.

Хід поршня, мм:

4,6,8,10,12,16,20,25,32,40,50,(56), 63,(70),80,(90),100,(110),125,(140),
160,(180),200,(220),250,(280),320,(360).

Перелік питань, які виносяться на захист курсової роботи

1. Які насоси називають об'ємними ? В чому полягає принцип їх дії?
2. Що називають робочим об'ємом насоса? Як пов'язана ця величина з ідеальною і дійсною подачею насоса?
3. Який вигляд має напірна характеристика об'ємного насоса?
4. Від чого залежить тиск, який розвиває об'ємний насос?
5. Які втрати енергії виникають в насосах? Як вони пов'язані з загальним ККД насоса?
6. В чому полягає принцип роботи насоса з запобіжно-переливним клапаном? Який вигляд має характеристика насос-клапан?
7. Які машини називають гідродвигунами? Які існують види гідродвигунів?
8. Як обчислюються діаметри гідроліній?
9. Які види втрат тиску існують в гідроприводах?
10. Як визначити втрати тиску по довжині гідролінії?
11. Які види гідроапаратів використовують в гідроприводах? Які функції вони виконують в гідроприводах?
12. Які існують правила позначення гідророзподільників на гідравлічних схемах?
13. Яку роль виконують запобіжні клапани, зворотні і редукційні?
14. Які переваги і недоліки мають гідроприводи?
15. Які вимоги пред'являють до робочих рідин гідроприводів?
16. Проаналізуйте обчислену вами схему гідроприводу.
17. Які існують способи зниження температури робочої рідини?

Література

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. – К.: Техника, 1977. – 320с.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1970. – 504с.
3. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. – К.: Вища шк., 1980. – 232с.
4. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и приводам. – Минск: Вища шк., 19776. – 416с.
5. Идельчик М.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559с.
6. Кальбус Г.А. Навесные системы и автономные гидросистемы новых тракторов. – К.: Урожай, 1976. – 152с,
7. Методические указания по выполнению курсовой работы. – Харьков: УЗПИ, 1979. – 57с.
8. Методические указания по выполнению курсовой работы. – Одесса: ОПИ, 1979. – 65с.
9. Сборник задач по машиностроительной гидравлике/Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1981. – 464с.
10. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232с.
11. Наумчук Ф.А., Гендельман Ф.М. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении: Методические рекомендации. Ч.І и ІІ. – М.: НИИМаш, 1980. – 112с.
12. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1988. – 509с.
13. Чередниченко Т.И., Фройштетер Т.Б., Ступак П.М. Физико-химические и теплофизические свойства смазочных материалов. – Л.: Химия, 1986. – 223с.

Зміст

1. Загальні положення	
2. Складання принципової схеми, опис пристрою і роботи гідроприводу.....	
3. Вибір робочої рідин.....	
4. Порядок розрахунку об'ємного гідроприводу.....	
5. Указівки до проектувального розрахунку гідроприводу.....	
5.1. Розрахунок потужності і подачі насоса. Вибір насоса.....	
5.2. Вибір розподільників і фільтра.....	
5.3. Розрахунок гідроліній (магістралей).....	
5.4. Розрахунок втрат тиску в гідросистемі.....	
5.5. Розрахунок ККД гідроприводу.....	
5.6. Вибір силових гідроциліндрів.....	
5.7. Розрахунок і вибір гідромотора.....	
5.8. Визначення обсягу бака робочої рідини.....	
5.9. Тепловий розрахунок гідросистеми.....	
Додатки.....	