ЛЕКЦІЯ № 14 Основи проектування об'ємного гідроприводу

Змістовий модуль 2. Насоси, гідро- та пневмоприводи.

Тема: Основи проектування об'ємного гідроприводу

Мета: Вивчити класифікацю і типові схеми об'ємних гідроприводів та основи розрахунку.

План лекції

14.1 Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів.
14.2 Основи розрахунку об'ємного гідроприводу.
14.3 Проектування гідроприводу обертової дії.
14.4 Проектування гідроприводу поступальної дії.

Рекомендована література

1. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, Д.П Журавель, С.І. Мовчан; – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с. (с. 149 – 154? 159 - 177).
2. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, С.І.Пастушенко, С.І. Мовчан; – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с. (с. 119 – 125, 129 - 144).
3. Палишкин, Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н.А. Палишкин; – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с. (с.126 - 176).
4. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А.П.Исаев, Б.И. Сергеев, В.А.Дидур; – М.: Агропромиздат, 1990. – 400с. (с. 89 - 141).
5. Карасев, Б.В. Гидравлика, основы сельскохозяйственного водоснабжения и канализации / Б.В.Карасев;–Минск: "Вышейшая школа", 1983 – 288 с. (с. 44 - 60).
6. Костюченко, Э.В. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Э.В. Костюченко, В.И.Лаптев, Л.А.Холодок; – Минск, Ураджай, 1991. – 272 с. (с.146 - 167).

Матеріал лекції

14.1 Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів.

До розрахунку гідроприводу можна приступати при наявності:

- технічної характеристики і схеми машини, частиною якої повинний бути гідропривід;

- чіткого уявлення про призначення гідроприводу і вимоги, пред'являємі до нього;

- вихідних параметрів гідропривода - зусилля на штокові гідроциліндра і швидкості руху виконавчого механізму з поступальним рухом, крутящого моменту і частоти обертання вихідного вала виконавчого механізму з обертальним рухом;

- принципової схеми гідроприводу.

На першому етапі проводяться оцінка потужності і вибір типу гідроприводу.

Оцінка необхідної потужності насосного агрегату виконується за допомогою формули $N_H \geq N / \eta$,

де N_H - потужність насосної станції, кВт; N - потужність необхідна для виконання технологічної операції за допомогою гідродвигуна; η - ККД гідроприводу 0.6...0.8.

Якщо необхідна потужність перевищує потужність насосного агрегату встановленого на енергетичному засобі, то приймається обґрунтоване рішення про створення автономної насосної станції.

При проектуванні гідроприводу задача зводиться до вибору типу і марки: гідромашин, розподільної і регулюючої апаратури; інших допоміжних елементів і розраховують діаметри труб гідроліній.

У першу чергу необхідно виконати розрахунки необхідні для вибору типу і марки гідродвигуна тобто вихідної ланки.

Не рідко при проектуванні гідроприводів дані каталогів на гідроагрегати в т.ч. і гідромашини можуть не задовольняти вимогам, що пред'являються до знову створюваного гідроприводу.

У цьому випадку приходиться створювати новий гідроагрегат і освоїти його виробництво.

Під об'ємним розуміється такий гідропривід, основа якого є об'ємна гідропередача (ОГП). Як уже відмічалося, об'ємна гідропередача визначається як гідравлічна передача, складена з об'ємного насоса, об'ємного гідродвигуна, регулюючої, розподільної і запобіжної апаратури і магістралей.

Об'ємні гідроприводи класифікуються по наступним ознаках: по характеру руху вихідної ланки – поступального, поворотного і обертального руху; по джерелу подачі робочого середовища - насосні, акумуляторні і магістральні; по циркуляції робочого середовища - з розімкнутим і замкнутим потоком; по наявності керування і типу керуючого пристрою - із дросельним, машинним, (об'ємним), машинно-дросельними типами керування, з керуванням протитиском, з керуванням двигуном, чи без керування.

По задачі керування гідроприводи з автоматичним керуванням класифікуються на стабілізуючі, програмні і слідкуючи.

У гідроприводах поступального руху об'ємний гідродвигун - це гідроциліндр, у гідроприводах поворотного руху-поворотний гідродвигун, а в гідроприводах обертального руху - відповідно гідромотор.

По джерелу подачі робочого середовища найбільше застосування в техніці одержали насосні гідроприводи, у яких робоча рідина від насоса надходить у гідродвигун. В інших типах гідроприводів робоча рідина в гідродвигун надходить або від пневмогідроакумулятора - акумуляторний гідропривод, або від загальної, живильної кілька гідроприводів магістралі - магістральний гідропривід.

Насосний гідропривід, у якому робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить у гідробак, називається гідроприводом з розімкнутим потоком. У гідроприводі з замкнутим потоком робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить безпосередньо на вхід насоса.

Гідропривід з розімкнутим потоком звичайно використовується при невеликій частоті обертання чи швидкості переміщення робочого органу, а також при нереверсивній його роботі.

Там, де потрібно забезпечити реверсивний характер роботи і керування параметрами вихідної ланки, як правило, застосовують гідропривід із замкнутим потоком. При цьому внутрішні витоки робочої рідини в елементах гідроприводу компенсуються спеціальним додатковим насосом.

Об'ємний гідропривід у якого параметри руху, вихідної ланки змінюються називається керованим гідроприводом, і, навпаки, якщо в об'ємному гідроприводі параметри руху, зокрема швидкість, не змінюються, то такий гідропривід прийнято вважати некерованим.

Гідравлічні схеми різних приводів виконуються відповідно до ДСТ 2704-76. Види і типи схем і загальні вимоги до їхнього виконання регламенту ДСТ 2701-76. Найбільш часто використовуються структурні і принципові схеми.

На структурній схемі (рис. 1 а) зображують суцільними лініями у виді прямокутників усі основні функціональні частини гідроагрегатів (елементи, пристрої і функціональні групи) і головні зв’язки між ним.

Найменування кожної функціональної частини агрегату, типи, позначення і функціональні залежності рекомендується вписувати усередину прямокутників у вигляді літерного позначення, що являє собою скорочене найменування елемента, складене з його початкових чи характерних букв.

Наприклад, апарат теплообмінний - АТ (охолоджувач – ОХ, підігрівник - ПО); насос - Н, насос пластинчастий - НП, насос радіально - поршневий - НР і т.п.

На принциповій схемі (рис. 1 б) ці ж агрегати і пристрої зображують у вигляді умовних графічних позначень.

На структурній схемі (рис. 1 а) використані наступні літерні позначення гідроагрегатів: Б - гідробак; Н - насос; КП - клапан запобіжний; ДР - гідродросель; Ф - фільтр; ОХ - охолоджувач; Ц- гідроциліндр.

На рис. 1, б показана принципова схема гідроприводу поступального руху коли золотник трьохпозиційного розподільника 3 знаходиться в нейтральному положенні.

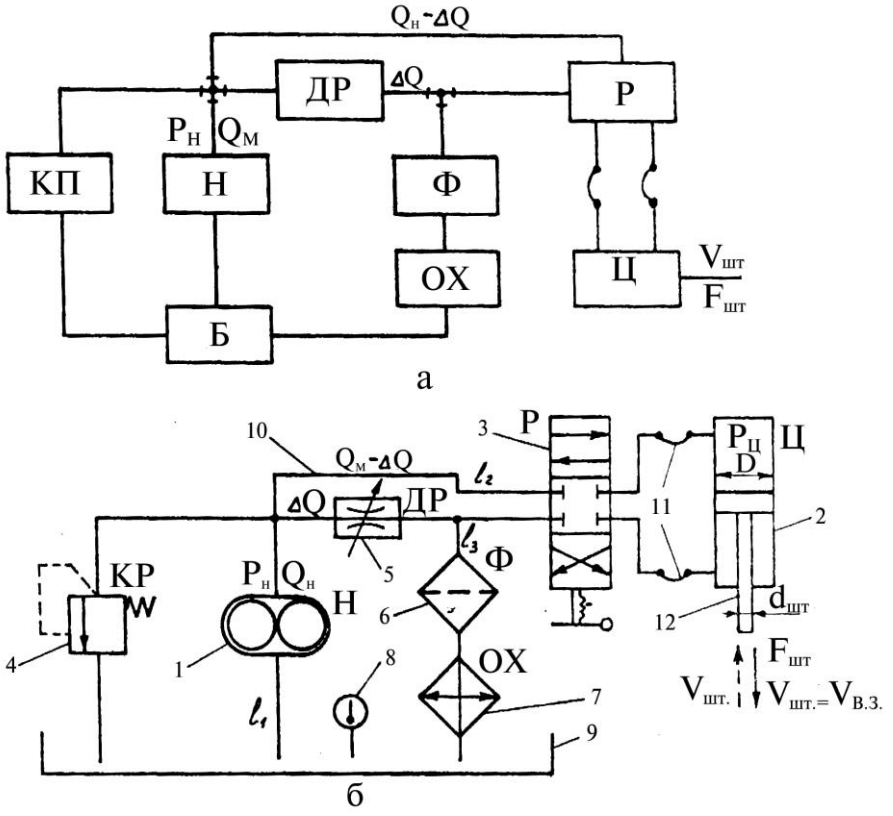

Рис. 1 Схеми гідроприводів зворотно-поступального руху: а - структурна; б - принципова.

Робоча рідина з баку 9 шестеренним насосом 1 по трубопроводу (гідролінії) 10 подається в розподільник 3 і далі через фільтр 6 і теплообмінник 7 зливається в бак 9. При цьому циліндр 2 знаходиться в замкненому положенні. При зсуві золотника розподільника 3 нагору чи вниз робоча рідина через нього і гнучкі шланги 11 буде надходити у верхню ($Р_ц$) чи штокову порожнину циліндра 2 і поршень зі штоком 12 (вихідна ланка) буде відповідно пересуватися вниз зі швидкістю $V_{шт} = V_{в.з.}$ чи нагору $V_{шт}$, а на вихідній ланці (штоку) 12 гідродвигуна можна буде реалізувати зусилля $P_{шт}$. Якщо робоча рідина з гідродвигуна зливається в масляний бак, як на рис. 55 б, то такий гідропривід називають з розімкнутою циркуляцією. Якщо ж рідина від гідродвигуна надходить безпосередньо в усмоктувальний трубопровід насоса – це гідропривід із замкнутою циркуляцією.

Гідропривід, у якому $V_{в.з.}$= const, називають нерегульований, а якщо $V_{в.з}$ перемінна, то регульований.

Відповідно до вищевказаних визначень, на рис. 55, б зображена гідравлічна схема гідроприводу зворотньо - поступального руху, з розімкнутою циркуляцією і дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки, у якій установлений запобіжний клапан.

На (рис. 2, а) приведена принципова схема гідроприводу з поворотним характером руху вихідної ланки із розімкнутою циркуляцією потоку, а на (рис. 2 б) – принципова схема з замкнутою (закритою) циркуляцією потоку, обертального руху, з об'ємним регулюванням насоса.

Від мотора М, яким може бути ДВС чи електродвигун, приводиться в обертальний рух ($n_н$) вал регульованого насосу 7, що створює тиск $p_н$, може

подавати витрату $Q_н$ по гідролінії 3 або 4 до нерегульованого реверсивного гідромотора 2. При подачі рідини $Q_н$ з високим тиском $p_н$ по трубопроводу 3 (гідролінія високого тиску) вал гідромотора 2 (вихідна ланка) буде обертатися проти часової стрілки, а трубопровід 4 буде гідролінією низького тиску, у яку з бака 10 підпиточний насос 5 подає витрату ΔQ через зворотний клапан 6 для заповнення витоків ΔQ робочої рідини з гідромашин.

Якщо робоча рідина $Q_н$ з високим тиском $p_н$ буде подаватися до гідромотора по трубопроводу 4 (гідролінія високого тиску) вал гідромотора 2 буде обертатися по часовій стрілці, а трубопровід 3 стане гідролінією низького тиску, у котру буде подаватися ΔQ через зворотний клапан 7. При перевантаженні вала гідромотора і підвищенні робочого тиску до $p_{max}=1{,}25p_н^{роб}$ робоча рідина буде скидатися, минаючи гідромотор, з гідролінії високого в гідролінію низького тиску відповідно через запобіжні клапани 8 чи 9.

На (рис. 2 в) приведена принципова схема гідроприводу з розімкнутою циркуляцією потоку, обертального руху, з об'ємним регулюванням гідромотора.

Схема потоку робочої рідини при роботі ОГП із регульованим гідромотором наступна: Н-2-М-З-Б-1-Н, де 1, 2, 3 - відповідно усмоктувальна, нагнітальна і зливальна гідролінії.

У даній схемі діапазон регулювання частотою обертання вала менше, ніж у схемі (рис. 2, б). При цьому буде також відсутня можливість здійснення його гідравлічного реверса.

На збиральних комбайнах застосовують найбільш економічну і зручну в експлуатації ОГП, виконану за схемою (рис.2) з регульованим насосом і гідравлічним реверсом гідромотора.

У верстатобудуванні і ряді інших галузей промисловості знайшли використання ОГП нероздільного виконання за схемою (рис.57) (моноблочна ОГП). В моноблочній ОГП в одному корпусі змонтовані регульований аксіально-поршневий насос з похилим диском і нерегульований реверсивний аксіально-поршневий гідромотор, блоки циліндрів яких спираються з двох сторін на загальну опорну шайбу з клапанами керування і каналами, що з'єднують порожнини циліндрів.

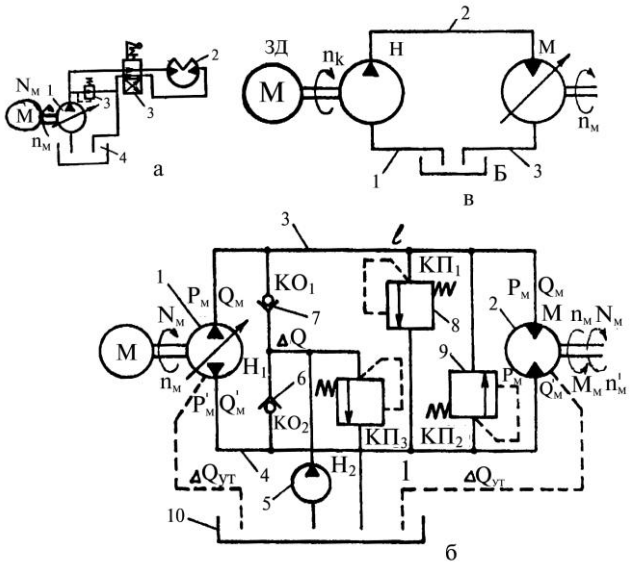

Рис. 2 Принципові схеми гідроприводів: а - поворотним характером руху вихідної ланки із розімкнутої циркуляцією потока; б – з обертальним характером руху вихідної ланки, замкнутою циркуляцією; в - обертальним характером руху вихідної ланки, розімкнутою циркуляцією потоку і регульованим гідромотором.

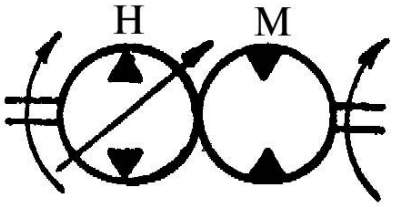

Рис. 3 Умовне графічне зображення нероздільного виконання ОГП.

14.2 Основи проектування і розрахунку об'ємного гідроприводу.

Вибір гідроциліндрів при проектуванні гідросистем здійснюється по відповідним каталогах чи галузевим стандартам. При виборі типу і марки гідроциліндра насамперед необхідно розрахувати його основні конструктивні параметри, зокрема внутрішній діаметр циліндра *D* і діаметр штока d

Внутрішній діаметр циліндра визначається в залежності від значення і напрямку діючого навантаження. Рівняння рівноваги сил, що діють на поршень, можна записати в слідуючому вигляді:

$$p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{шт} = 0,$$

де p_1, p_2 - тиск у порожнинах циліндра, з'єднаних відповідно з напірною і зливальною гідролініями, Па; S_1, S_2 - площа поршня з боку відповідно напірної і зливальної гідроліній, м^2;$F_{шт}$ – фактичне навантаження без урахування інерційних сил, Н. З урахуванням механічного ККД гідроциліндра $F_{шт} = P / \eta_{мех}$.

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, що працює на стиск при виштовхуванні поршня (рис. 65, а), діаметр визначається по формулі:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{шт}}{\pi\eta_{мех}(p_1 - p_2/\psi)}}$$

де $F_{шт}$ – задане робоче зусилля, кН; p_1, p_2 – тиск відповідно в напірній і зливальній порожнинах гідроциліндра, МПа; $\psi = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ - відношення площ поршня з боку, відповідно, поршневої і штокової порожнин.

Якщо шток працює на розтягування при втягуванні поршня, то

штокова порожнина з'єднана з напірною гідролінією, а поршнева зі зливальною (рис. 2, б) Діаметр гідроциліндра в цьому випадку:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{шт}}{\pi\eta_{мех}(p_1/\psi - p_2)}},$$

Протитиск p_2 визначається гідравлічними втратами, що дорівнюють сумі втрат на лінійних і місцевих опорах трубопроводів і гідроапаратів, установлених на зливальній гідролінії. При розрахунку попередньо приймемо $p_1=p_H$, $p_2=0,..0,5$ МПа, а потім уточнимо прийнятий тиск після виконання гідравлічного розрахунку.

Якщо тиском зливу зневажити і вважати, що $p_2 \approx 0$ тоді розрахункове значення діаметра поршня однаштокового гідроциліндра при роботі штока на стиск можна визначити по спрощеній формулі:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{шт}}{\pi p_ц \eta_{мех}}},$$

а при роботі штока на розтягання

$$D = \sqrt{\frac{4F_{шт}\psi}{\pi p_ц \eta_{мех}}},$$

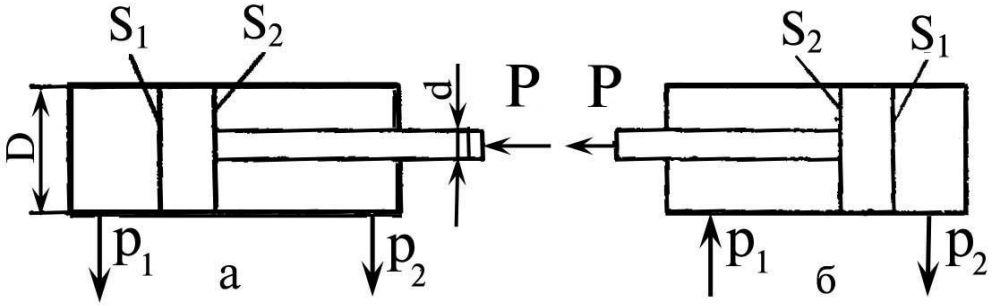

Рис. 4 Схеми до розрахунку гідроциліндра: а – шток працює на стиск; б – шток працює на розтягання.

Коефіцієнт відношення площ у залежності від виконання циліндра може приймати значення:

з зменшеним діаметром штока ψ=1,25;

з нормальним діаметром штока ψ =l,33;

з збільшеним діаметром штока ψ=l,6.

Великі значення Ψ приймають для гідроциліндрів з великим ходом. Якщо необхідно забезпечити однакову швидкість при прямому і зворотному ході, то ψ =2 і гідроциліндр підключають за диференціальною схемою. Значення Ψ можна також визначити в залежності від необхідного співвідношення швидкостей прямого і зворотного зходу:

$$c = V_п / V_{зх} = \frac{1}{\psi},$$

діаметр штока визначають зі співвідношення:

$$d = D\sqrt{1-1/\psi},$$

Для гідроциліндрів із двостороннім штоком ψ=1. Механічний ККД гідроциліндра залежить від типу застосовуваних ущільнень. Для гідроциліндрів з манжетними ущільненнями $\eta_{мех}$=0,9..0,97, з гумовими ущільненнями і металевими кільцями $\eta_{мех}$ =0,95...0,97.

Розрахункові діаметри поршня і штока округляють до найближчого за стандартного значення: 10, 12, 16.20, 25, 32, 40, 50, 680, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800 (додатковий ряд мм: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360, 450, 560, 710), мм і уточняємо величину тиску в поршневі, або в штокові порожнині гідроциліндра

$$P_{Ц} = \frac{4F_{шт}}{\pi D^2},$$

За знайденим значенням D,d, і $P_{ц}$ з урахуванням заданого ходу штока із каталогу вибираємо марку необхідного силового циліндра і записуємо його паспортні дані: D, d,$P_{ном}$, P_{max}, і $\eta_{ц}$,$\eta_{г.\ мех.}$

Витрата масла на вході в гідроциліндр з умови забезпечення заданої швидкості визначається по формулі:

$$Q_{ц} = \frac{\pi D^2 V_{шт}}{4\eta_{оц}}$$

де $\eta_{ОЦ} = \eta_{Ц} / \eta_{ГМЕХ}$ - об'ємний КПД гідро циліндра.

Вибір насоса виконується з умови дотримання рівності $Q_{Н}$=$Q_{Ц}$ і $P_{Н}$=$P_{Ц}$+$\Sigma\Delta P_{УТР}$, де $\Delta P_{УТР}$ – утрати тиску при русі рідини від насоса до циліндра

Для попереднього розрахунку можна прийняти

$$\sum \Delta P_{пот} = 0{,}1P_{ц}$$

Вибравши привод насоса, а також знаючи частоту обертання $n_{ПР}$ його вала, приймаємо частоту обертання вала насоса рівну $n_{Н}$=$n_{ПР,}$ обчислюємо необхідну його об'ємну постійну (подачу за один оборот)

$$q_{нр} = \frac{Q_{ц}}{n_{н}\eta_{он}},$$

де $\eta_{ОН}$ – об'ємний ККД насоса (попередньо для шестеренного насоса можна прийняти $\eta_{ОН}$ = 0,93).

За знайденим значенням $q_{нр}$ вибираємо по каталогу марку шестеренного насоса типу НШ, що має $q_{Т} \geq q_{нр}$ (з максимально можливим наближенням цих величин) і записуємо його технічні характеристики:

Фактична подача обраного шестеренного насоса типу НШ при частоті обертання його вала $n_{н}$ буде дорівнювати:

$$Q_н = n_н q_{тн} \eta_{он},$$

Якщо при виборі марки насоса довелося взяти насос, що має $q_{TH}>q_{HP}$, то природно одержимо $Q_H>Q_Ц$. Це приведе до збільшення заданої швидкості руху штока. Щоб одержати $Q^I_H=Q_Ц$ необхідно зменшити подачу насоса на величину $\Delta Q_H=Q_H-Q_Ц$. Це можна здійснити або шляхом зменшення частоти обертання його вала за рахунок установки понижуючої передачі між валом насоса і валом привода, або при робочому ході поршня циліндра надлишок витрати $\Delta Q_H=(q_{TH}-q_{HP})\cdot n_H$ відвести з нагнітального трубопроводу через регульований дросель (рис 1, поз. 5) і через зливальну гідролінію l_3 в масляний бак 9. Другий варіант рішення допускається якщо $\Delta Q_H \le 0,2 Q_H$, тому що при дроселюванні виникають втрати енергії (тиску) які перетворюються в теплову енергію, що знижує ККД гідрооб'ємної передачі

Якщо при виборі насоса довелося взяти насос, що має $q_{TH}<q_{HP}$, то для одержання $Q_H=Q_Ц$ необхідно підвищити частоту обертання вала насоса, поставивши між приводом і насосом підвищувальний редуктор з $i_{ред}=q_{HP}/q_{TH}$

Вибір трубопроводів (гідроліній) виконується на основі розрахунку внутрішніх діаметрів і товщини стінок.

діаметри усмоктувального $d_{ус.р}$, нагнітального $d_{нг.р}$ і зливального $d_{зл.р}$ трубопроводів визначаються по формулі:

$$d_p = 1.13\sqrt{\frac{Q_p}{V_p}} \ ,$$

де V_P – швидкість робочої рідини: (рекомендується в розрахунках-приймати для усмоктувальних (l_1) гідроліній V_P =0,5...1,5м/с, для зливальних (l_3) – V_P =1,4...2,2м/с, для напірних (l_2) – V_P =..6м/с; Q_P - розрахункова витрата; в нагнітальному трубопроводі можна прийняти $Q_{НГ.Р}=Q_Ц$, в усмоктувальному $Q_{ВС.р}=Q_H/\eta_{OH}$ (теоретична подача насоса), у зливальному трубопроводі $Q_{ЗЛ.Р}=V_{ШТ}\cdot S$

Отримані розрахункові значення діаметрів трубопроводів округляються

убік збільшення до найближчого стандартного.

Товщину стінки нагнітального трубопроводу можна визначити по формулі.

Отримані розрахункові значення δ_p округляються у більшу сторону до найближчого значення по стандарту відповідно до обраного внутрішнього діаметра $d_{НГ}$ нагнітального трубопроводу [6]. Ураховуючи можливість зовнішніх впливів на трубопровід товщину його стінок не слід вибирати менш 1,0 мм для кольорових металів і 0,5 мм для сталей. Параметри гнучких армованих рукавів середнього тиску ($p_{ном}\le$8МПа), високого тиску ($p_{ном}=15...25$ МПа) і трубопровідної арматури по РТМ-А21.036-78 можна вибрати.

Гідроагрегати (розподільники, клапани, дроселі, регулятори потоку) і допоміжні пристрої вбираються з умови забезпечення заданих умов роботи і надійності гідроприводу протягом установленого ресурсу.

Типорозміри запобіжного клапана, розподільника і регульованого дроселя підбираються за максимальним значенням тиску p_{max} і витрати Q_{max} у трубопроводі тієї гідролінії, у якій вони встановлені. У гідролінії на виході з насоса: $p_{max}=1,25p_ц$, у трубопроводі зливальної гідролінії можна приймати $p_{max}=0,6$Мпа. Типорозмір розподільника можна вибрати з запобіжного клапана і регульованого дроселя. При цьому довідкової літератури виписують значення номінальної витрати $Q_{НОМ}^{Га}$, номінального тиску $p_{НОМ}^{Га}$, внутрішніх витоків $\Delta Q_{НОМ}^{Га}$ і втрати тиску $\Delta p_{НОМ}^{Га}$. При виборі типорозміру гідроагрегарата необхідно, щоб величини $p_{НОМ}^{Га}$ і $Q_{НОМ}^{Га}$ були рівні чи більше p_{max}, і Q_{max} в трубопроводах гідроліній, у яких установлені ці гідроагрегата.

При підборі фільтра, враховують тонкість очищення, пропускну здатність $Q_{НОМ}^{Ф}$ і тиск, під яким він буде працювати. Для гідроприводів із застосуванням шестеренних насосів, золотникових розподільників рекомендується застосовувати фільтри з тонкістю фільтрації 25...40 мкм, що встановлюються звичайно на зливальній гідролінії.

Гідробаки. При проектуванні гідробака варто керуватися ДСТ 14065-68. Основні конструктивні розміри бака вибираються згідно [7].

Вибір гідромотора базується на розрахунку основних його параметрів

Вихідні дані для вибору гідромотора - крутящій момент $M_{КР.М}$, і частота обертання вихідного вала $n_м$. Якщо відношення $M_{КР.М}/n_М>10$, гідромотор вважається високо моментним, при $M_{КР.М}/n_М<10$ - низько моментний. Гідромотор вибирають відповідно до технічної характеристики по каталогам.

При відомих параметрах робочого органа $M_{кр.ро}$ і $n_{ро}$, що приводиться в дію валом гідромотора (вихідна ланка), приймаємо значення $M_{кр.м}=M_{кр.ро}$ $n_м=n_{ро}$ і знаходимо величину потужності на валу гідромотора:

$$N_м = M_{кр.м} 2\pi n_м,$$

де $M_{кр.м}$ – крутячій момент на валу гідромотора, Н·м; $n_м$ - частота обертання вала гідромотора, с$^{-1}$.

Потужність на валу гідромотора через його гідравлічні параметри дорівнює:

$$N_м = \Delta p_м Q_м \eta_м = \Delta p_м q_{мр} n_м \eta_м , \qquad (118)$$

Якщо порівняти рівні частини рівнянь (117) і (118) вирішуючи відносно $q_{м.р.}$ одержимо:

$$q_{тр} = \frac{2\pi M_{кр.м}}{\Delta p_м \eta_м} ,$$

де $q_{мр}$- необхідна подача в гідромотор за один оборот його вала, м^3/об; $\Delta p_м=p_м-p^1_м$ - перепад тиску на гідромоторі, Па; $\eta_м=\eta_{ом}\cdot\eta_{г.мех.}$ - ККД гідромотора.

Задавшись типом гідромотора, можна спочатку прийняти $\Delta p_м$ рівним номінальному тиску $p_м^{ном}$ для даного типу гідромотора і з рівняння (119)

знайти розрахункове значення $q_{мр}$. Знаючи: $q_{мр}$, $p_м^{ном}$, $n_м$ і тип гідромотора, по каталогу вибираємо його марку і, приймаючи остаточні значення $q_{тм}$, $p_м^{ном}$, $n_м$, $\eta_м$, знаходимо витрату рідини через гідромотор:

$$Q_м = \frac{q_{тм} n_м}{\eta_{ом}} ,$$

де $\eta_{ом}$ - об'ємний ККД гідромотора (по каталогу).

Вибір марки насоса. Витрату рідини $Q_м$ можна знайти через подачу насоса $Q_{нр}$:

$$Q_м = Q_{нр}\eta_{он} = q_{нр} n_н \eta_{он} ,$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь вирішуючи відносно $q_{нр}$ одержимо:

$$q_{нр} = \frac{q_{тм} n_м}{n_н \eta_{он} \eta_{ом}} ,$$

де $q_{нр}$ - необхідна розрахункова подача насоса за один оборот його вала, м^3/об; $\eta_{он}$- об'ємний ККД насоса.

Робочий тиск на виході з насоса можна знайти:

$$p_{нр} = p_м + \Delta p_{утр} ,$$

де $\Delta p_{утр}$ – утрати тиску при русі рідини від насоса до гідромотора (рис. 2, б) у попередньому розрахунку можна прийняти $\Delta p_{утр} = 0{,}1 p_м^{ном}$ і $p_м = p_м^{ном}$ (номінальний тиск мотора).

Знаючи: $q_{нр}$, $p_н$, $n_н$ і задавшись типом гідронасоса з каталогу вибираємо його марку і приймаємо остаточні значення $q_{тн}$, $p_н^{ном}$, і $n_н$.

Далі типорозміри гідроагрегатів і діаметри трубопроводів розраховуються і підбираються за максимальним значенням тиску p_{max} і Q_{max} у трубопроводі тієї гідролінії, у якій вони встановлені.

Уточнений гідравлічний розрахунок гідроприводу полягає в остаточній перевірці прийнятих техніко-економічних рішень при попередніх розрахунках при вибору марки і типу гідроагрегатів і їхньому компонуванню в принциповій схемі.

Для цього використовуються паспортні дані вибраних гідроагрегатів і діаметри трубопроводів.

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються з втрат на гідравлічне тертя $\Delta p_т$, втрат у місцевих опорах $\Delta p_м$ і втрат у гідроагрегатах $\Delta p_{га}$.

Втрати тиску на тертя визначаються по формулі:

$$\Delta p_т = (0{,}5 \lambda l \rho V^2) / d$$

де λ – коефіцієнт тертя; l - довжина ділянки, м; ρ - щільність кг/м^3; V - середня швидкість рідини , м/с; d - діаметр труби чи шланга , м.

Коефіцієнт тертя λ залежить від режиму плину рідини і визначається по числу Рейнольда:

$$Re = Vd / \nu ,$$

При ламінарному плину рідині $(Re > 2300)$

$$\lambda = 75 / Re ,$$

При турбулентному плині (Re≥2300) коефіцієнт тертя λ залежить від числа Рейнольдса і від відносної шорсткості стінок каналу. Сталеві труби мають шорсткість Δ=0,03 мм, труби з кольорових металів вважаються практично гладкими. Значення швидкості для труб із різних матеріалів наведені в додатку 2. Якщо Δd_m<10, то шорсткістю можна зневажити і коефіцієнт тертя буде:

$$\lambda = 0.316\sqrt[4]{Re} ,$$

При Re>10^5 коефіцієнт тертя практично не залежить від *Re* і можна прийняти λ=0,02.

Втрати на місцевих опорах визначимо по формулі:

$$\Delta p_M = 0.5\rho\xi V^2 ,$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Втрати в гідроагрегатах, установлених на ділянці, що розраховується, приведені в довідниках і каталогах на гідроапаратуру і даються для максимальної витрати через гідроагрегат. Якщо для конкретного випадку витрата менше максимальної, то табличні значення втрат необхідно перерахувати по формулі

$$\Delta p_{га} = \Delta p_м \left(\frac{Q_Д}{Q_{max}} \right)$$

де Δp_a - втрати тиску на гідроагрегаті при дійсному значенні витрати $Q_Д$; $\Delta p_м$ – утрати тиску, узяті із каталогу при максимальному значенні витрати, Q_{max}.

При послідовному з'єднанні загальні втрати тиску являють собою суму втрат тиску на всіх ділянках:

$$\Delta p_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_{mpi} + \sum_{i=1}^{n} \Delta p_{Mi} + \sum_{i=1}^{n} \Delta p_{Гai}$$

Необхідний тиск $P_{нр}$ насоса визначається по формулі:

$$p_{нр} = p_{гд} + \Delta P_\Sigma ,$$

де $p_{гд}$ – уточнений робочий тиск у гідродвигуні:

для гідромотора:

$$p_м = \frac{2\pi M_{кр.м}}{q_{тм}\eta_м}$$

для гідроциліндра:

$$\Delta p_ц = \frac{4F_{шт}}{\pi D_n^2 \eta_{мех}} + p_{зл}(1 - \frac{d_{шт}^2}{D_n^2}) ,$$

де $p_{сл}$ – тиск у зливальній гідролінії

Втрати $\sum_{i=1}^{n} \Delta p_{mpi}$, $\sum_{i=1}^{n} \Delta p_{мi}$ і $\sum_{i=1}^{n} \Delta p_{Гai}$ розраховують у нагнітальному

(наг.) трубопроводі від насоса до гідродвигуна.

Якщо одержимо $p_{нр}<p_н^{ном}$, то насос обраний правильно. Якщо $p_{нр}>p_н^{ном}$ зазначеного в паспорті насоса, то необхідно збільшити діаметри трубопроводів і підібрати інші гідроапарати, щоб зменшити величину втрат у них чи змінити марку насоса. У правильно спроектованому гідроприводі $\Delta p_в \le 0{,}06 p_{нр}$

Для розрахунку уточненого ККД гідроприводу ($\eta_{ГП} = \frac{N_{ГД}}{N_Н}$) знаходимо потужність на валу насоса $N_Н = \frac{p_{НР} \cdot Q_Н}{\eta_{Н.Г.МЕХ}}$, а також на вихідній ланці ($N_{ГД}$) гідродвигуна: гідроциліндра $N_ц = F_{шт} \cdot V_{шт}$ чи гідромотора $N_м = \Delta p_м \cdot Q_м \cdot \eta_{м.г.мех}$;

де $\eta_{м.г.мех} = \eta_м / \eta_{о.м}$ – гідромеханічний ККД гідромотора;

$\eta_{н.г.мех} = \eta_н / \eta_{о.м}$ - гідромеханічний ККД насоса

$\eta_М$, $\eta_Н$ - відповідно повний ККД мотора і насоса (приводиться в паспорті гідромашин).

У правильно спроектованому гідроприводі його ККД повинен бути в межах $\eta_{ГП}$=0,70...0,80.

<u>Тепловий розрахунок гідроприводу</u> проводиться з метою виключити перегрів робочої рідини, який зменшує продуктивність і ресурс гідроагрегатів. При роботі гідроприводу внаслідок механічних, гідравлічних і об'ємних втрат відбувається виділення теплової енергії, що йде на нагрівання гідробака з маслом, а також розсіюється в навколишнє середовище.

Перевищення сталої температури масла в баці Δt над температурою навколишнього середовища визначають по формулі:

$$\Delta t = \theta / (KF),$$

де θ - кількість теплоти, виділена в гідроприводі за час t; K - коефіцієнт теплопередачі від масла навколишньому повітрю; при відсутності місцевої циркуляції К=12 Вт/(м^2·кал); при обдуві бака K=17 Вт/(м^2 кал); F - площа поверхні гідробака, мм^2;

$$F = 0{,}064 \sqrt[3]{W_6^2}$$

W_6 - об’єм масла в баці, дм

$$\theta = 3600(N_п - N_э)t,$$

$$N_П = \frac{p_н Q_н}{60\eta_н},$$

$$N_Э = \frac{p_Г Q_r}{60\eta_r},$$

де $p_н$ - тиск на виході насоса, МПа; $Q_н$ - подача насоса, л/хв; $\eta_н$ - повний ККД насоса; $p_г$ - тиск у гідродвигуні, МПа; $Q_г$ - витрата, споживана гідродвигуном, л/хв; $\eta_г$ - повний ККД гідродвигуна.

Якщо прийняти Δt=35°С, то необхідний об'єм масла в баці визначиться по формулі:

$$W_м = \sqrt{\left(\frac{\theta}{0{,}064K\Delta t}\right)^3},$$

Об'єм масла в гідробаці не повинний перевищувати двох - трихвилинної подачі насоса, тобто:

$$W_M = (2-3)Q,$$

Якщо з одного бака харчуються два насоси, то

$$W_{max} = 1.3(W_{M_1} + W_{M_2}),$$

де W_{M1} и W_{M2} – об'єм рідини, необхідний для харчування кожного насоса,м

Повний геометричний об'єм гідробака $W_б$ визначають з умови його заповнення на 0,8 висоти й округляють до найближчого значення по каталогу: 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, дм

Якщо в результаті розрахунку об'єм масла виявиться більше двох - трихвилинної подачі насоса, варто прийняти $W_м$=W_{max} і визначити кількість теплоти $\theta_б$, що буде відводитися через стінки гідробака:

$$\theta_б = 0{,}64K\Delta t\sqrt[3]{W_{\max}^2},$$

Для відводу надлишкової кількості теплоти $\theta_T = \theta - \theta_б$ необхідно застосовувати теплообмінник (радіатор).

Площа радіатора $F_р$, м^2:

$$F_р = F_n - \sum F_{гп},$$

де F_n - необхідна площа охолодження, м^2; $\Sigma F_{г.п}$- сума площ поверхні всіх елементів даного гідроприводу, м^2.

$$F_n = 859{,}52\frac{\Delta N_n K_B}{K_T(T - T_0)},$$

де $\Delta N_П$ - утрати потужності гідроприводом, кВт; T - максимальна розрахункова температура робочої рідини, °С; T_0- задана температура навколишнього середовища, ^{0}С; $K_Т$=13 Ккал/мг - теплопровідність для вільно обтічної повітрям поверхні гідроприводу,.

$$\Delta N_П = N_Н - N_Э,$$

$$K_В = \frac{t_{роб}}{t_{см}},$$

де $N_В$ - ефективна потужність гідродвигунів, кВт; $t_{роб}$ - фактичний час роботи гідроприводу, с; $t_{СМ}$ - змінний час роботи машини, с.

При практичних розрахунку, можна користуватися наступними

даними: площа насосів НШ50 і НШ67 дорівнює відповідно 0,067 і 0,1 $м^2$, гідророзподільників Р80 і Р160-0.16 і 0,2 $м^2$, баків тракторів Т-0150 К и К-701 – відповідно 0,7 і 0,8 $м^2$.

Питання для самоконтролю до лекції № 14.

1. Які основні параметри потрібно знати для вибору типу і марки гідромотора?
2. Які основні параметри потрібно знати для вибору типу і марки гідроциліндра?
3. Які основні параметри потрібно знати для вибору типу і марки гідронасоса?
4. Які основні параметри потрібно знати для вибору типу і марки гідроапаратури?
5. Що називається схемою? Дайте класифікацію схем.
6. В чому різниця між структурною, принципіальною і функціональною схемами? Обґрунтуйте це.
7. Які загальні вимоги ставляться до виконання гідравлічних схем?
8. В чому особливості теплового розрахунку гідроприводу?
9. В чому полягає уточнений гідравлічний розрахунок гідроприводу?
10. Які основні параметри потрібно знати для вибору трубопроводів?