

Міністерство освіти і науки України  
Запорізький національний університет  
ВСП «Запорізький металургійний коледж ЗНУ»

Гречаний О.М.

# Розрахунок гідроприводу проєктуємої машини

Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з курсу  
«Гідро і пневмопривод»

Запоріжжя

2021

## Зміст

Вступ	3
1 Основні відомості про гідроциліндри та їх розрахунки	4
1.1 Устрій і види	4
1.2 Методика розрахунку гідроциліндра	5
2 Основні відомості про гідроапаратуру та принципи її вибору	10
2.1 Класифікація гідроапаратури	10
2.2 Розподільники	11
2.3 Зворотні клапани	12
2.4 Дроселі	13
2.5 Фільтри	13
2.6 Розрахунок перетину трубопроводу та вибір електродвигуна привода гідронасоса	15
3 Вихідні дані до розрахунку проєктуємого механізму	17
4 Приклад розрахунку силового гідроциліндра	18
Список літератури	27
ДОДАТОК	28

## Вступ

За масштабністю сфер застосування серед різних типів приводів на першому місці є електропривод, на другому – гідропривод і на третьому – пневмопривод.

Основними перевагами гідроприводу є такі:

- значно більша силова напруженість та відносно малі габарити й маса;
- низька інерційність;
- висока плавність регулювання швидкості в широкому діапазоні;
- простота захисту від перевантажень;
- можливість широкого використання стандартних елементів.

За характером руху вихідної ланки гідродвигуна розрізняють гідроприводи обертального, поворотного (менше  $360^\circ$ ) і поступального рухів. За видом джерела енергії гідроприводи поділяють на магістральний (в якому робоча рідина подається в гідродвигун від магістралі, що не входить до складу привода і живить декілька гідроприводів), насосний (насос не входить до складу привода), акумуляторний, насосно-акумуляторний.

Враховуючи наявність значних переваг гідроприводу і, в деякій мірі, пневмоприводу перед електромеханічним приводом, він знайшов широке застосування в металургії. Це пояснюється значним спрощенням конструкції, високою енергетичною напруженістю, особливо в гідроприводах, простотою управління і регулювання швидкості робочих органів, легкістю гальмування.

Особливо часто використовується привод поступальної дії: гідроциліндри, плунжери і пневмоциліндри. Наприклад, механізми підйому і повороту склепіння електродугових печей для випуску сталі, врівноваження валків прокатних станів і засоби проти вигинання валків; моталки і розмотувачі.

Значне використання даних приводів визначається і в допоміжному обладнанні: гідравлічних гальмах мостових кранів, приводах скіпових лебідок доменних печей; штовхачах печей нагрівання злитків, механізмах закріплення вагонів у вагоноопрокидувачах та ін [1].

# 1 Основні відомості про гідроциліндри та їх розрахунки

## 1.1 Устрій і види

Гідравлічний силовий циліндр є об'ємним двигуном з прямолінійним зворотно-поступальним рухом робочого органу (поршня або плунжера) щодо корпусу циліндра (у деяких випадках з конструктивних міркувань рухливим виконується корпус).

На рис. 1.1 показані умовні позначення різних типів циліндрів: а - поршневий двосторонньої дії з одним штоком; б - поршневий двосторонньої дії з двома штоками; в - поршневий однобічної дії з пружинним поверненням штока; г - плунжерний однобічної дії; д - телескопічний односторонньої дії; е - телескопічний двосторонньої дії.

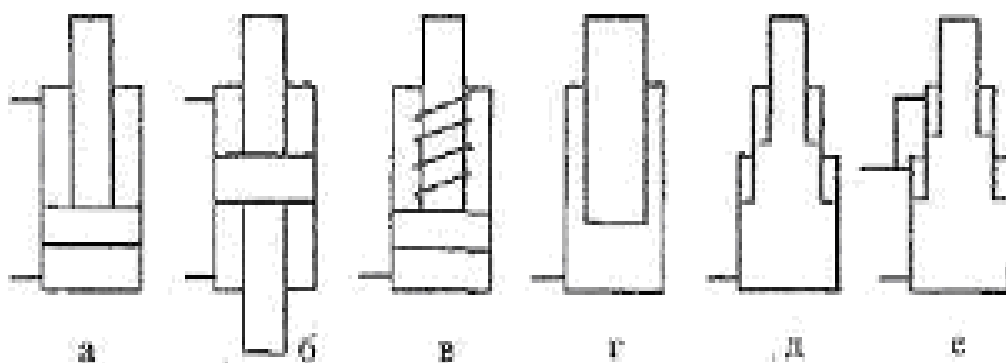


Рисунок 1.1 – Умовні позначення циліндрів

У поршневих циліндрах (схема а) порожнини називають поршневою і штоковою. Це дає можливість враховувати ті обставини, що площі цих порожнин різні по величині. Площа поршневої порожнини дорівнює площі поперечного перетину поршня, а площа штокової - різниці площ поперечних перетинів поршня і штока.

## 1.2 Методика розрахунку гідроциліндра

Співвідношення між діаметром поршня  $D$  і діаметром штока  $d$  застосовують при таких умовах:

$$\begin{aligned} d &= (0,3 \dots 0,35)D \text{ при } p = 1,5 \text{ МПа}; \\ d &= (0,40 \dots 0,50)D \text{ при } p = 1,5 - 5 \text{ МПа}; \\ d &= (0,7 \dots 0,75)D \text{ при } p = 5,0 - 10 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (1.1)$$

Розміри діаметрів поршнів, плунжерів і штоків вибирають з врахуванням встановлених стандартів, що гарантує можливість використання стандартних ущільнень.

Діаметр поршня (внутрішній діаметр циліндра) або плунжера визначають за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot p_p \cdot \eta}}, \quad (1.2)$$

де  $F$  - зусилля на штоку, МН;

$p_p$  - тиск робочої рідини в циліндрі, МПа;

$\eta = 0,9 - 0,95$  - ККД циліндра.

Більш точно можна визначити ККД по формулі:

$$\eta = 1 - \frac{T}{F}, \quad (1.3)$$

де  $F$  - зусилля на штоку (плунжері) гідроциліндра;

$T = \frac{kF}{D}$  - сила тертя (емпірична формула);

$k$  - дослідний коефіцієнт, при роботі на емульсії до  $k = 0,6 \dots 0,8$ , при роботі на маслі  $k = 0,35 \dots 0,40$  (великі значення беруть для менших діаметрів поршнів, плунжерів, штоків).

Якщо параметри циліндра відомі і необхідно визначити зусилля яке може створити циліндр, то воно визначається по формулі:

$$F = p_p \cdot S \cdot \eta , \quad (1.4)$$

де  $S$ - корисна площа поршня (плунжера),  $\text{м}^2$ .

Цією формулою можна скористатися при визначенні необхідної величини робочого тиску при відомих  $F$  и  $S$ , якщо її перетворити до вигляду:

$$p_p = \frac{F}{S \cdot \eta} . \quad (1.5)$$

Швидкість переміщення робочого органу циліндра (штока або плунжера) залежить від витрати рідини  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и корисної площі циліндра, тобто

$$v = \frac{Q}{S} , \text{м/с}. \quad (1.6)$$

При розрахунках на міцність корпусу циліндра початковими вважають (рис. 2.19) внутрішній діаметр труби  $D$  (м), тиск рідини в циліндрі  $p$  (приймають  $p = 1,25p_p$ ) (МПа) і допустима напруга  $[\sigma]$  (МПа) матеріалу труби.

Визначенню підлягає товщина стінки  $\delta$  (м) (або зовнішній діаметр труби  $D_n = D + 2\delta$ ). При цьому розрізняють тонкостінні і товстостінні циліндри.

Тонкостінними називають циліндри, в яких  $\frac{D_n}{D} = 1,2 \left( \text{або} \frac{\delta}{D} \leq 0,1 \right)$ , товстостінними

– в яких  $\frac{D_n}{D} \geq 1,2 \left( \text{або} \frac{\delta}{D} \geq 0,1 \right)$ .

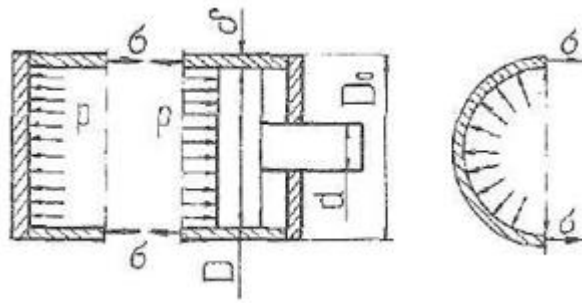


Рисунок 1.2 – До розрахунку циліндра на міцність

Для практичних розрахунків використовуються такі формули:

тонкостінні циліндри

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2.3[\sigma] - p}; \quad (1.7)$$

товстостінні циліндри із сталі і інших пластичних матеріалів

$$\delta = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1.73 \cdot p}} - 1 \right); \quad (1.8)$$

товстостінні циліндри з чавуну

$$\delta = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right). \quad (1.9)$$

Окрім наведених вище формул при визначенні товщини стінки використовують формулу і такого вигляду:

$$R_n = R \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p}{[\sigma] - 1.3p}}, \quad (1.10)$$

де  $R$ ,  $R_n$  - відповідно внутрішній і зовнішній діаметри труби.

Допустима напруга  $[\sigma]$  складає для циліндрів з сірого чавуну - 25 МПа, для високосортного чавуну - 40 МПа, з литої сталі - 80-100 МПа, з кованої легованої сталі - 150-180 МПа, із сталевий кованої вуглецевої сталі - 100-120 МПа. Запас

міцності при цьому складає 3-6. Цими формулами можна користуватися при розрахунках на міцність трубопроводів.

Товщину плоского дна корпусу циліндра визначають по формулі:

$$\delta = 0.405 \sqrt{\frac{p_p}{[\sigma]}}. \quad (1.11)$$

Для забезпечення працездатності гідроциліндрів необхідно також забезпечити стійкість штока при повздовжньому вигині (при довжині  $L > 10d$ ). Розрахунки на стійкість (рис. 2.20) виконують для повністю висунутого штока.

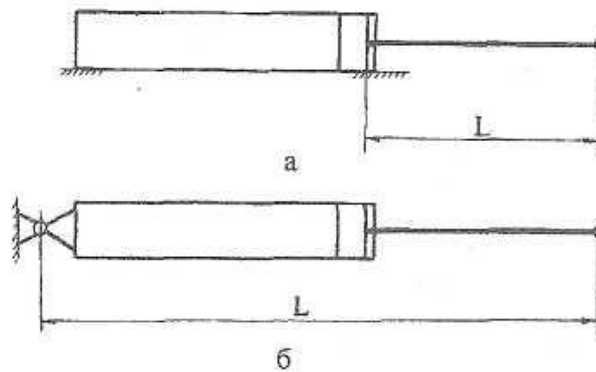


Рисунок 2.20 - До розрахунку циліндра на стійкість

При цьому використовують формулу Ейлера для критичної сили  $F_{кр}$ , яку порівнюють з фактичною силою  $F_{\phi}$

$$F_{кр} = k \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \geq F_{\phi}, \quad (1.12)$$

де  $k$  - коефіцієнт, який враховує характер закріплення кінців штока і циліндра ( $k = 1$  при шарнірному закріпленні обох кінців;  $k = 2$  при шарнірному закріпленні одного і жорсткому закріпленні іншого кінця;  $k = 4$  при жорсткому закріпленні обох кінців);

$E$ - модуль пружності матеріалу штока;

$I$ - момент інерції перетину штока при вигині;

$L$ - довжина відрізка, що стискається.



Для зменшення втрат тиску у вхідних і вихідних каналах гідроциліндрів діаметри прохідних отворів вибираються з умови, що швидкість потоку робочої рідини не повинна перевищувати 6 м/с.

Силові циліндри часто використовуються для зворотно-поступальних переміщень важких деталей з великими прискореннями, при яких сили інерції досягають значних величин, що може викликати зіткнення поршня з кришками в кінці ходу. Для виключення цього явища передбачаються різні конструктивні рішення. На рис. 1.3 представлена проста схема демпфера.

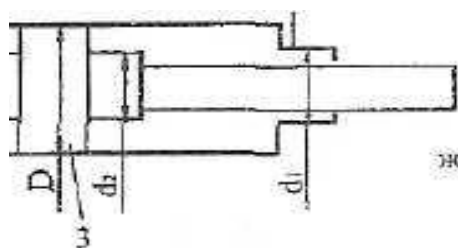


Рисунок 1.3 – Проста схема демпфера

Поршень 3 забезпечений циліндровими втулками 2, які в кінці ходу поршня входять з певним зазором в камеру 1, замикаючи тим самим в зливній порожнині гідроциліндра деякий об'єм рідини. Швидкість подальшого руху буде обмежена оскільки замкнута в камері рідина видавлюватиметься через вузький кільцевий зазор між стінками камери і поверхнею втулки. В цьому випадку створюється супротивний тиск, що перешкоджає руху поршня. Зусилля гальмування може бути визначене по формулі:

$$F_{\text{гальм}} = S \cdot p = \frac{12\mu \cdot l \cdot V \cdot S^2}{\pi d^2 \delta^2}, \quad (1.13)$$

де  $S$  - площа кільцевої порожнини циліндра, в якій замкнута рідина

$$S = 0,785(D^2 - d_2^2);$$

$$\delta = \frac{(d_1 - d_2)}{2} - \text{кільцевий зазор};$$

$l$  - шлях гальмування (довжина частини хвостовика 2, втопленої в камері);

$V$  - поточне значення швидкості поршня;

$\mu$  - динамічна в'язкість.

При проектуванні циліндрів необхідно користуватися конструкторською документацією (широко представлена в довідниках конструктора), де даються повні відомості з цього питання.

На основні параметри циліндрів передбачені стандарти і встановлені такі ряди:

номінального тиску (МПа) - 2.5; 6.3; 10; 12.5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63;

діаметрів поршня (мм) - 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900);

діаметрів штока (плунжера) (мм) - 10; 12; 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63 (далі ті ж значення, що і для поршнів).

Доцільніше використовувати основний ряд, а в разі необхідності - додатковий (значення в дужках) [1].

## 2 Основні відомості про гідроапаратуру та принципи її вибору

### 2.1 Класифікація гідроапаратури

Призначені для зміни або підтримки заданого постійного тиску або витрати робочої рідини, або для зміни напрямку потоку рідини.

Гідроапарати за ДСТ 17752-72 підрозділяють по наступних ознаках.

#### 1. По конструкції запорно-регулюючого елемента:

- а) золотникові;
- б) кранові;
- в) клапанні.

#### 2. За принципом впливу на запірно-регулюючий елемент:

- а) клапани;

б) гідроапарати неклапанної дії.

3. По можливості регулювання:

а) регульовані;

б) нерегульовані.

4. По характеру відкриття робочого прохідного перетину:

а) регулюючі;

б) напрямні.

5. По призначенню:

а) запобіжні;

б) переливні;

в) редуційні;

г) зворотні;

д) конічні гідроклапани;

е) гідроклапани різниці й співвідношення тисків;

з) витримки часу й послідовності;

ж) дільники й суматори потоку;

и) гідрозамки;

к) гідророзподільники.

Для конструкції будь-якого гідроапарата характерна наявність запірно-регулюючого елемента. Запірно-регулюючим елементом називають рухливу деталь або групу деталей гідроапарата при переміщенні якої частково або повністю перекривається робочий прохідний перетин (робоче вікно).

## 2.2 Розподільники

Призначені для керування потоком рідини між ділянками й агрегатами гідросистеми.

По конструктивнім виконанню розподільники рідини розділяють на золотникові, кранові й клапанні.

Робочим органом золотникових розподільників є циліндричний плунжер, що переміщається в осьовому напрямку у втулці (гільзі), на якому виконано кілька циліндричних канавок. Підведення й відвід рідини здійснюється через вікна живлення у втулці й відповідні проточки плунжера.

По кількості підключених зовнішніх ліній, по яких робоча рідина підводить і приділяється, розподільники розрізняють:

- а) чотирилійні (чотириходові);
- б) трилійні;
- г) дволійні.

Основною перевагою золотникових розподільників є те, що їх плунжери врівноважені від осьових статичних сил тиску рідини. У цих золотниках легко здійснюється многопозиційність, вони мають невелике тертя. Для зрівноважування плунжери забезпечуються додатковими пасками.

По числу фіксованих положень плунжера розрізняють двопозиційні й трипозиційні золотники. Якщо плунжер золотника не затримується в середньому положенні, то такий золотник називається двопозиційним, якщо затримується за допомогою якого-небудь пристрою – трипозиційним.

### 2.3 Зворотні клапани

Зворотні клапани дозволяють направляти потік рідини тільки в одну сторону. При зміні напрямку потоку зворотний клапан закривається. По типу замикаючого органа зворотні клапани можуть бути кулькові, з конічним золотником, пластинчасті.

Замикаючий орган перебуває під дією слабкої пружини, яка легко віджимається при збігу напрямку руху потоку. При зміні напрямку під дією сили пружності й тиску рідини замикаючий орган притискається до сідла.

У деяких випадках виникає необхідність пропускати рідину вільно в одному напрямку, а в протилежному – з деяким опором для створення сили

гальмування виконавчому механізму. Такі зворотні клапани називаються напірними золотниками.

## 2.4 Дроселі

Для регулювання швидкості поршня в циліндрі або в роторі гідромотора, що приводиться в рух насосом постійної продуктивності служать дроселі. Цієї мети досягають відводом (скиданням) частини рідини в зливальну магістраль або створенням перепаду тисків.

За принципом дії дроселі бувають:

- а) в'язкісного опору;
- б) інерційного опору.

У дроселях в'язкісного опору втрата напору (тиску) визначається в'язкісним опором потоку рідини в довгому дросельному каналі, каналі з малим перетином. Має місце ламінарний плин, втрати напору рідини – практично лінійна функція.

У дроселях інерційного типу втрата напору має місце в каналах малої довжини за рахунок деформації потоку й вихреутворення при раптовому розширенні. Тиск тут міняється пропорційно квадрату швидкості, тому їх називають квадратичними.

## 2.5 Фільтри

Відповідно до вимог до тонкості очищення рідин розрізняють фільтри грубої (>100 мкм), тонкої (5 мкм), нормальної (10 мкм) і особливо тонкої (1 мкм) очищення.

Відділення від рідини твердих забруднюючих домішок здійснюється механічним або силовим методом. У першому випадку фільтрація здійснюється застосуванням щілинних або пористих матеріалів, а в другому – силових полів (електромагнітного, електричного, відцентрового).

У металургії знайшли застосування фільтри із сітчастими, пластинчастими, металокерамічними, паперовими й магнітними фільтруючими елементами.

При механічному способі очищення частки забруднювачі затримуються в основному на поверхні фільтруючого матеріалу й частково в зазорах між тонкими пластинами або в порах капілярів матеріалу.

Пластинчасті (щілинні) фільтри встановлюють на напірних і зливальних гідролініях гідросистем.

Конструктивно сітчасті фільтруючі елементи виконуються у вигляді циліндрів або набору сітчастих дисків. Для захисту сіток від навантажень при їхньому забрудненні вони забезпечуються запобіжними клапанами.

Перевага сітчастих фільтрів є те, що вони мають досить високу міцність, термостійкість, порівняно легко регенеруються ( тобто отчищаються від налиплих часток).

Через неможливість відчищення рідини від більш дрібних часток сітками використовуються фільтри з паперовими фільтруючими, що вловлюють частки розміром 4-5 мкм. Паперовий фільтруючий елемент виконується у вигляді циліндра, сітки якого для збільшення поверхні збирають у складки. Для збільшення твердості усередині фільтроелемента встановлюється металевий каркас. Для збільшення тонкощі очищення рідини застосовують багат шарові фільтри. Замість паперу часто використовують матеріали з бавовни, вовни, графітових, вугільних і синтетичних матеріалів.

У цей час усе більше застосування одержують фільтри з наповненням з пористих матеріалів і кераміки. Рідина в них очищається, протікаючи по довгих звивистих каналах, перетин яких становить від 2 до 100 мкм. Крім твердих забруднень, ці фільтри відокремлюють від робочої рідини нерозчинні в ній елементи, наприклад, воду.

Фільтри з пористих матеріалів можуть працювати при високих температурах (з пористої кераміки до 1000 градусів). Недоліком фільтрів з

пористих матеріалів є їх відносно високий гідравлічний опір, більш складний процес регенерації.

Тонкість фільтрації фільтрів можна підвищувати застосуванням у них постійного магнітного поля, встановлюючи на їхньому вході постійні магніти.

У гідросистемах передбачають дві схеми фільтрації: для всього потоку рідини й для частини його. Фільтрацію частини потоку звичайно застосовують для окремих апаратів системи, робота яких вимагає ретельного очищення (редукційні клапани, що стежать золотники й т.п.).

Фільтри можуть установлюватися на усмоктувальній нагнітальній або зливальній магістралі.

При установці фільтра в лінії усмоктування підвищується термін служби насосів, які більш чутливі до забруднення рідини. Однак у цьому випадку погіршується режим заповнення насоса рідиною внаслідок додаткового опору.

При установці фільтра в лінії нагнітання корпус фільтра перебуває під тиском, опір фільтруючого елемента може бути більш високим (більша тонкість відчищення) і не впливати на режим усмоктування насоса й практично на загальний тиск у системі.

Фільтр, установлюваний на зливальній лінії не перебуває під тиском і вловлює продукти зношування агрегатів і апаратів гідроприводів, не дозволяючи твердим часткам попадати в бак. Ця система вимагає ретельного первісного очищення бака й гідромашин від окалини, яка може при пуску вивести з ладу насос і інші елементи гідроприводу.

## 2.6 Розрахунок перетину трубопроводу та вибір електродвигуна привода гідронасоса

За попередньо встановленим витокм рідини  $Q$  попередньо обирають тип насосу, за характеристиками якого, за каталогами обирають розподільники, клапани, дроселі та фільтра.

Перетин трубопроводу обирають опираючись на величину подачі насоса за формулою:

$$S_T = \frac{Q}{V}, \text{ м}^2 \quad (2.1)$$

де  $Q$  – номінальна витрата насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$V$  – швидкість руху рідини по трубопроводу,  $\text{м}/\text{с}$

а діаметр

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot S_T}{\pi}}, \text{ м.} \quad (2.2)$$

Отримане значення трубопроводу обирають за рекомендацією ДСТУ 2485-94 згідно умовного проходу за ГОСТ 28338-89

Визначають необхідність охолодження робочої рідини:

$$S_p = \frac{3,6 \cdot \Delta p \cdot Q_{\text{ж}}}{(T_{\text{ж}} - T_0) \cdot K_{\delta}} \leq S_{\phi}, \quad (2.3)$$

де  $\Delta p$  – втрати тиску в гідросистемі;

$Q_{\text{ж}}$  – витрата рідини в гідросистемі;

$T_p, T_n$  – температури робочої рідини та навколишнього середовища;

$K_{\delta}$  – коефіцієнт теплопередачі від бака в повітря, приймаємо  $K_{\delta}=63$  кДж.

Роблять висновок про необхідність використання охолоджувача робочої рідини. Якщо охолодження робочої рідини потрібне – описують метод.



Потужність двигуна насоса розраховують за номінальними параметрами насоса:

$$N = \frac{p \cdot Q}{1000 \cdot \eta_0}, \quad (2.4)$$

де  $\eta_0$  – сумарний ККД насоса,  $\eta_0=0,85$ .

За каталогом обирають тип електродвигуна.

### 3 Вихідні дані до розрахунку проєктуємого механізму

Виконати розрахунок силового гідроциліндра механізму переміщення дверезнімальної штанги коксовиштовхувача згідно вихідних даних наведених в таблиці 3.1, вибираючи номер варіанту за порядковим номером у журналі. Не наведені значення величин необхідних для розрахунку взяти аналогічні з прикладу розрахунку, що представлений в розділі 4.

Пояснювальна записка повинна мати в такій послідовності: вступну частину (титульний лист, зміст); основну частину (вступ, суть роботи, висновки, список використаних літературних джерел) і додатки (якщо вони є).

Пояснювальну записку пишуть від руки на одному боці на аркушах формату А4 (210 X 297). Текст повинен бути виконаний в текстовому редакторі Microsoft Word шрифтом Times New Roman – 14 пт через півтора інтервалу. Допускається виконання записки від руки чорнилами (пастою). Текст записки: виконується без рамок, згідно з ДСТУ 3008-95, додержуючись таких поля відступу: верхнє, лівє і нижнє – не менше 20 мм, правє – не менше 10 мм. Скорочення слів і словосполучень виконується згідно з чинними стандартами з бібліотечної та видавничої справи.

Приклад оформлення титульного листа до практичної роботи наведено в додатку.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до розрахунку силового гідроциліндра

№ вар.	Зусилля, що діє на шток гідроциліндра механізму, $P_0$ , кг	Робочий тиск рідини в гідроциліндрі, $P_p$ , МПа	Умовний тиск рідини, $P_y$ , МПа	Лінійна швидкість переміщення поршня, $V$ , м/с	Швидкість руху рідини по трубопроводу, $V$ , м/с	Втрати тиску в гідросистемі, $\Delta p$ , МПа	Температура робочої рідини, $T_p$ , °С	Температура навколишнього середовища, $T_n$ , °С
1	3000	4	6	0,01	1,5	0,3	50	20
2	3500	4,5	6,7	0,02	1,75	0,4	80	24
3	4000	5	7,5	0,03	2	0,5	70	22
4	5000	5,5	7,7	0,04	2,25	0,6	60	23
5	5500	6	9	0,05	2,5	0,7	80	32
6	6000	6,5	9,8	0,06	2,75	0,6	60	28
7	9000	7	10,5	0,07	3	0,5	50	29
8	2500	4	6	0,015	1,5	0,4	40	15
9	3800	4,5	6,7	0,025	1,75	0,3	50	22
10	3500	5	7,5	0,035	2	0,4	60	24
11	3900	5,5	7,7	0,045	2,25	0,5	70	23
12	8000	6	9	0,055	2,5	0,6	65	22
13	7000	6,5	9,8	0,065	2,75	0,7	62	22
14	7500	7	10,5	0,075	3	0,6	54	23
15	6500	4	6	0,032	1,5	0,5	61	18
16	6700	4,5	6,7	0,042	1,75	0,4	55	25
17	8000	5	7,5	0,052	2	0,6	60	28
18	12000	5,5	7,7	0,056	2,25	0,7	50	23
19	13000	6	9	0,058	2,5	0,6	54	24
20	14000	6,5	9,8	0,06	2,75	0,5	56	32

#### 4 Приклад розрахунку силового гідроциліндра

Розрахунок силового гідроциліндра механізму переміщення дверезнімальної штанги проведемо згідно рекомендацій [2].

Необхідна сила діюча на поршень циліндра, дорівнює:

$$F = P_0 \cdot k, \quad (4.1)$$

де  $P_0$  – зусилля, що діє на шток гідроциліндра механізму,  $P_0=10\text{т}\approx 100\text{кН}$ ;

$k$  – коефіцієнт безпеки,  $k=1,1\dots 1,2$ ; приймаємо  $k=1,2$ .

$$F = 100 \cdot 1,2 = 120\text{кН}.$$

Визначаємо необхідний діаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{3,14 \cdot P_p}}, \text{мм} \quad (4.2)$$

де  $F$  – навантаження на шток гідроциліндра, Н.

$P_p$  – робочий тиск рідини в гідроциліндрі,  $P_p=5,5$  МПа

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 5,5}} = 166 \text{ мм}$$

Попередньо приймаємо згідно ГОСТ 6540–68 стандартний діаметр поршня  $D = 160$  мм.

Діаметр штока визначається з умови:

$$d_{\text{шт}} = 0,60 \cdot D, \text{мм} \quad (4.3)$$

$$d_{\text{шт}} = 0,6 \cdot 160 = 96\text{мм}.$$

Приймаємо згідно ГОСТ 6540–68  $d_{\text{шт}}=100\text{мм}$ .

Необхідний розрахунковий діаметр поршня, з урахуванням ККД циліндру відповідно до рекомендацій [2] складе:

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P_p \cdot \eta_{\Pi}}}, \text{мм} \quad (4.4)$$

де  $P_p$  – робочий тиск,  $P_p=5,5$  МПа;

$\eta_{\Pi}$  – ККД циліндра,  $\eta_{\Pi}=0,85$ .

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 120}{3,14 \cdot 5,5 \cdot 0,85}} = 182 \text{ м}$$

Остаточно приймаємо згідно ГОСТ 6540–68 стандартний діаметр поршня  $D_{\Pi}=200$  мм.

Визначаємо необхідну витрату робочої рідини:

$$Q = V \cdot S, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.5)$$

де  $V$  – лінійна швидкість переміщення поршня,  $V=0,05$  м/с;

$S$  – корисна площа поперечного перерізу поршня:

$$S = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (4.6)$$

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2$$

Тоді витрата робочої рідини складе:

$$Q = 0,05 \cdot 0,0314 = 0,00157 \text{ м}^3/\text{с}.$$

або

$$Q = 0,00157 \cdot \frac{1000}{1/60} = 94 \text{ л/хв.}$$

Зовнішній радіус циліндра:

$$R_k = R_0 \sqrt{\frac{\sigma_p + 0,4P_{\text{розр}}}{\sigma_p - 1,3P_{\text{розр}}}}, \quad (4.7)$$

де  $R_0$  – внутрішній радіус циліндра;

$\sigma_p$  – напруження розтягнення для сталі,  $\sigma_p = 70 \text{ МПа}$  ;

$P_{\text{розр}}$  – розрахунковий тиск:

$$P_{\text{розр}} = 1,4P_p, \text{ МПа} \quad (4.8)$$

$$P_{\text{розр}} = 1,4 \cdot 5,5 = 7,7 \text{ МПа}$$

$$R_k = 100 \cdot \sqrt{\frac{70 + 0,4 \cdot 7,7}{70 - 1,3 \cdot 7,7}} = 110 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $R_k = 110 \text{ мм}$ ,  $D_H = 220 \text{ мм}$ .

Товщина стінки циліндра:

$$t_c = R_k - R_0, \text{ мм.} \quad (4.9)$$

$$t_c = 110 - 100 = 10 \text{ мм}$$

Товщина плоского дна гідروциліндра:

$$t_d = 0,405 \cdot d \sqrt{\frac{P}{\sigma_p}}, \quad (4.10)$$

$$t_d = 0,405 \cdot 200 \cdot \sqrt{\frac{7,7}{70}} = 26,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $t_d = 28 \text{ мм}$ .

Згідно розрахунковій схемі (рис.3.1) умова міцності гідроциліндра має вигляд:

$$\sigma_p = 10^{-2} \cdot \frac{0,4 \cdot r^2 + 1,3 \cdot R^2}{R^2 - r^2} \cdot p_y \leq [\sigma_p], \quad (4.11)$$

де  $R$  – зовнішній радіус гідроциліндра,  $R=110 \text{ мм}$ ;

$r$  – внутрішній радіус гідроциліндра,  $r=100 \text{ мм}$ ;

$P_y$  – умовний тиск рідини,  $P_y=7,7 \text{ МПа}$ ;

$\sigma_p$  – напруження розтягання на внутрішній поверхні стінки гідроциліндра;

$[\sigma_p]$  – допустиме напруження, на розтягнення,  $[\sigma_p]=120 \text{ МПа}$  [3].

$$\sigma_p = 10^{-2} \cdot \frac{0,4 \cdot 0,100^2 + 1,3 \cdot 0,110^2}{0,110^2 - 0,100^2} \cdot 7,56 = 0,7 \text{ МПа} < 120 \text{ МПа.}$$

Що доводить, що міцність гідроциліндра забезпечена.

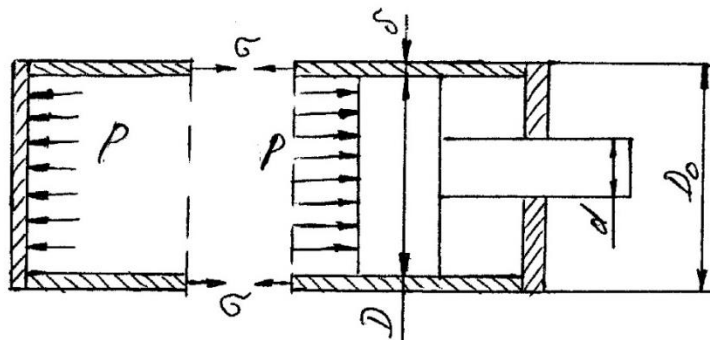


Рисунок 3.1 – Схема до розрахунку циліндра на міцність

Для попередження можливості повздовжнього вигину штоку гідроциліндра повинна виконуватися наступна умова:

$$F_k = k \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \geq F_\phi, \quad (4.12)$$

де  $F_k$  – критичне зусилля при прикладенні якого виникає вигин штоку гідроциліндра;

$F_k$  – фактичне зусилля прикладене до штоку гідроциліндра;

$k$  – коефіцієнт, що враховує характер закріплення кінців штока й гідроциліндра,  $k=1$  – при шарнірному закріпленні обох кінців;

$E$  – модуль пружності матеріалу штока,  $E=2 \cdot 10^5$  МПа;

$I$  – момент інерції перетину штока;

$L$  – довжина стисливої ділянки,  $L=1$  м.

$$F_{кр} = 1 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 0,140^4}{1^2} = 1,13 \text{ МН.}$$

$$F_k = 1,13 \text{ МН} > F_\phi = 0,1 \text{ МН.}$$

Умову виконано.

Номінальне напруження розтягнення, що діє на болт:

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi d^2 z}, \quad (4.13)$$

де  $Q$  – розрахункове навантаження:

$$Q = T \cdot k, \text{ кг} \quad (4.14)$$

де  $T$  – зусилля затягування;

$k = 1,25 \div 1,5$  коефіцієнт затягування для постійного навантаження;

$$Q = 1,5 \cdot 11560 = 18496 \text{ кг};$$

$D$  – діаметр різьблення, см ;

$z$  – число болтів,  $z = 12$ .

$P$  – зусилля діюче на нарізне сполучення.

Таким чином

$$\sigma = \frac{4 \cdot 18,496 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2^2 \cdot 12} = 491 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження зрізу болтів:

$$\tau = \frac{T \cdot d \cdot k_1}{0,2 \cdot d^3 \cdot z}, \quad (4.15)$$

де  $k_1 = 0,12$  – коефіцієнт тертя фрикційної пари.

$$\tau = \frac{18,496 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 0,12}{0,2 \cdot 2^3 \cdot 12} = 231 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}, \text{ МПа} \quad (4.16)$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{491^2 + 231^2} = 542 \text{ МПа.}$$

Запас міцності з'єднання:

$$n = \frac{\sigma_{\text{п}}}{\sigma_{\text{пр}}} \geq 1,2 \div 2,5$$

де  $\sigma_{\text{п}}$  – межа плинності, для сталі 40Х  $\sigma_{\text{т}} = 840$  МПа.

$$n = \frac{840}{542} = 1,557 > 1,2 \div 2,5.$$



Умова виконана, остаточно приймаємо 12 болтів М20 із сталі 40Х.

В спроектованому механізмі виток рідини становить:  $Q=94$  л/хв.

Розрахунок насоса й гідравлічної апаратури проведемо за максимальним значенням витoku рідини  $Q=94$  л/хв та робочим тиском  $P_p=5,5$  МПа.

Приймаємо пластинчастий насос ГА20–25 АМ з такими параметрами:  $p_n=6,3$  МПа,  $Q_n=1,667 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с (100 л/хв.),  $\eta=0,85$ , а потім за цими даними обираємо необхідну апаратуру:

- фільтр Ф7 (виток рідини  $3,33 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, втрата тиску 0,2 МПа, умовний прохід  $D_y=32$  мм);
- зворотній клапан 20–32 (виток рідини  $2,67 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, умовний прохід  $D_y=32$  мм);
- розподілювач Р202 (виток рідини  $2,67 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, умовний прохід  $D_y=20$  мм);
- дросель ПГ55–35 (виток рідини  $2,67 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, умовний прохід  $D_y=32$  мм, втрата тиску 0,2 МПа).

Перетин трубопроводів в мережах обираємо за величиною  $Q_n=1,667 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с.

Тоді перетин цих трубопроводів повинен бути:

$$S_T = \frac{Q}{V_{зл}}, \text{ м}^2 \quad (4.17)$$

де  $Q$  – номінальна витрата насоса, м<sup>3</sup>/с;

$V$  – швидкість руху рідини по трубопроводу, м/с

$$S_T = \frac{1,667 \cdot 10^{-3}}{2} = 8,335 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

а діаметр

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot S_T}{\pi}}, \text{ м.} \quad (4.18)$$

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,335 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 3,258 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Згідно умовного проходу за ГОСТ 28338-89 приймаємо  $d_T=32$  мм, товщина стінки  $t=4$ , зовнішній діаметр труби  $D=40$  кут нахилу зливної магістралі  $\alpha=4$ .

Визначимо необхідність охолодження робочої рідини:

$$S_p = \frac{3,6 \cdot \Delta p \cdot Q_{ж}}{(T_{ж} - T_0) \cdot K_{\delta}} \leq S_{\phi}, \quad (4.19)$$

де  $\Delta p$  – втрати тиску в гідросистемі,  $\Delta p=0,6$  МПа;

$Q_{ж}$  – втрати рідини в гідросистемі;

$T_{ж}$ ,  $T_0$  – температури робочої рідини та навколишнього середовища,

$T_{ж}=60^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=20^{\circ}\text{C}$ ;

$K_{\delta}$  – коефіцієнт теплопередачі від бака в повітря, приймаємо  $K_{\delta}=63$  кДж.

$$S_p = \frac{3,6 \cdot 0,6 \cdot 10^5 \cdot 1,667 \cdot 10^{-3}}{(60 - 20) \cdot 63} = 1,9 \text{ м}^2 < S_{\phi} = 2,35 \text{ м}^2.$$

При такому режимі роботи маслостанції необхідності в використанні охолоджувача немає.

Потужність двигуна насоса вчислимо за номінальними параметрами насоса:

$$N = \frac{p \cdot Q}{1000 \cdot \eta_0}, \quad (4.20)$$

де  $\eta_0$  – сумарний ККД насоса,  $\eta_0=0,85$ .

$$N = \frac{6,3 \cdot 10^6 \cdot 1,667 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 0,85} = 15 \text{ кВт.}$$

Обираємо електродвигун типу 4А160М6У3, асинхронний з короткозамкненим ротором, з потужністю  $P=15$  кВт і частотою обертання  $n=970$  хв<sup>-1</sup>.

## Список літератури

1. Гідравліка, гідро- та пневмопривод. Навчально-методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонава. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. - 132 с.
2. Жук А. Я., Желябина Н. К. Гидро– и пневмо привод. Учебн.пос. в 3–х кн. Кн. 2/Запорожье: Издательство ЗГИА, 2001, – кн. 2. – 220с.
3. Марочник сталей и сплавов / [В. Г. Сорокин, А. В. Волосникова, С. А. Вяткин та ін.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
4. Каталог электродвигателей 4А и 4АМ - характеристики, аналоги, цены. Купить электродвигатель АИР. Асинхронный трехфазный мотор. URL: <https://aip.com.ua/elektrodvigateli-4a-i-4am/> (дата звернення: 29.11.2021).

ДОДАТОК

Міністерство освіти і науки України  
Запорізький національний університет  
ВСП «Запорізький металургійний коледж ЗНУ»  
Металургійне відділення

## КОНТРОЛЬНА РОБОТА

З дисципліни «Гідро та пневмопривод»

Тема: «Розрахунок гідроприводу проєктуємої машини»

Виконав \_\_\_\_\_  
(підпис)

студент ГМ-19  
(шифр групи)

Петров Д.С.  
(П.І.Б)

Прийняв: \_\_\_\_\_  
(підпис)

PhD, викладач  
(наук.ступінь, вчене звання)

Гречаний О.М.  
(П.І.Б)

Запоріжжя  
2021