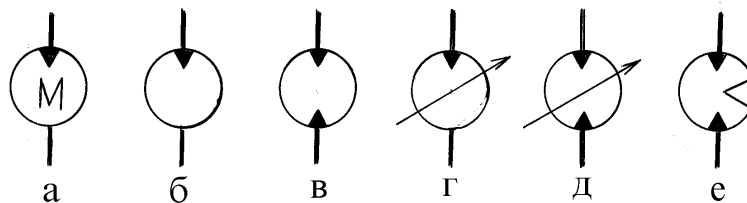


РОЗДІЛ 6. ГІДРОМОТОРИ, ПОВОРОТНІ ГІДРОДВИГУНИ І ГІДРОЦІЛІНДРИ

1. ГІДРОМОТОРЫ

Умовні позначення гідромоторів показані на *рис. 2.3.*



а – загальне позначення гідромоторів; *б, в* – гідромотори нереверсивний та реверсивний без регулювання; *г, д* – гідромотори нереверсивний і реверсивний з регулюванням; *е* – поворотний гідродвигун.

Рисунок 2.3. Умовні позначення гідродвигунів (гідромоторів)

На практиці як гідромотори використовуються об'ємні гідромашини тієї ж назви та конструктивного виконання, що і насоси.

Залежно від можливості регулювання робочого об'єму гідромотори поділяються на регульовані та нерегульовані. Можуть бути реверсивними і нереверсивними, з постійним напрямом потоку, в яких зміна напрямку обертання вихідної ланки здійснюється при постійному напрямку потоку робочої рідини, і з реверсом потоку. Виконуються однократної дії, коли кожна робоча камера гідромотора здійснює один робочий цикл за 1 оберт вихідної ланки, і багатократної дії, якщо кожна робоча камера здійснює за один оборот валу два або більше робочих циклів. Залежно від призначення гідромотори діляться на низькомоментні і високомоментні. Низькомоментні гідромотори є швидкохідними двигунами і характеризуються малим значенням відношення крутного моменту M до частоти обертання n

$$\left(\frac{M}{n} = 0.01 \dots 1 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{мин}^{-1} \right).$$

Високомоментні гідромотори є тихохідним двигуном і мають велике значення відношення крутного моменту до частини обертання, яке може досягати 20 000.

Набули поширення гідромотори шестеренні, лопатеві, аксіально-поршневі і радіально-поршневі. Порівняльні характеристики наведено у таблиці П. 2.2.

Гідромотори вибирають за допомогою каталогів по тиску на вході, витраті робочої рідини, крутному моменту на вихідному валу і частоті обертання.

Момент, що розвивається на вихідній ланці однокітного гідромотора, може бути визначений за формулою:

$$M = \frac{V_0 p}{2\pi} \cdot \eta_m, \quad (2.7)$$

де η_m - механічний ККД гідромотора (для шестеренних $\eta_m = 0.75$; пластинчастих $\eta_m = 0.51 \dots 0.95$; аксіально-поршневих $\eta_m = 0.8$; радіально-поршневих $\eta_m = 0.8 \dots 0.94$).

Крутний момент для гідромоторів багаторазової дії буде:

$$M = \frac{V_0}{2\pi} \cdot p \cdot m \cdot \eta_m, \quad (2.8)$$

де m - число ходів кожного поршня за один оберт вихідної ланки.

Час реверсу у гідродвигунів від найбільшої частоти обертання до найменшої може бути визначено за формулою:

$$t_{\text{рес}} = \frac{0.209(I + I_{\text{пр}})}{M}, \quad (2.9)$$

де I - момент інерції гідродвигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$I_{\text{пр}}$ - наведений момент інерції рухомих мас, пов'язаних з валом гідродвигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

M - крутний момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

При виборі гідромотора має витримуватись вимога:

$$M \geq M_{\text{раб.мах}}$$

де $M_{\text{раб.мах}}$ - максимальний робочий момент на вхідному валу приводу машини.

2. ПОВОРОТНІ ГІДРОДВИГУНИ

Ці двигуни (рис. 2.4, табл. П. 2.3) по конструкції діляться на два основні типи:

1. Гідродвигуни з перетворенням поступального руху на обертальний. Найбільш поширені поршневі (плунжерні) гідродвигуни, в яких рух поршня перетворюється на поворотний рух вихідної ланки за допомогою зубчастої (а) або гвинтової (б) передач.

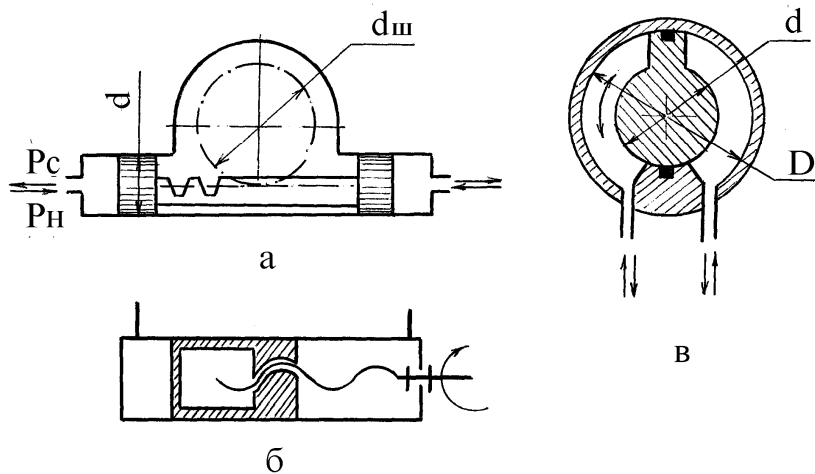


Рисунок 2.4. Схеми поворотних гідродвигунів

2. Гідродвигуни без перетворення характеру руху. До них належать шибєрні поворотні гідродвигуни. Вони поділяються за кількістю шибєрів на одношибєрні (а) і двошибєрні. Останні мають більший крутний момент, але менший кут повороту.

Крутний момент, що розвивається гідродвигуном, виконаним за схемою (а), може бути визначений за формулою:

$$M = \frac{\pi d^2}{4} (p_n - p_c) \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{ш} \cdot 0.5 d_{ш}, \quad (2.10)$$

де $d, d_{ш}$ - відповідно діаметри поршня та подільного кола шибєрні;
 p_n, p_c - відповідно тиск у нагнітальній та зливальній порожнинах гідродвигуна;
 $\eta_{ц}, \eta_{ш}$ - відповідно ККД гідроциліндра та зубчастого зачеплення.

Крутний момент на валу шибєрного гідродвигуна:

$$M = \frac{p \cdot b}{8} (D^2 - d^2) \cdot z \cdot \eta, \quad (2.11)$$

де p - робочий тиск;
 b - ширина пластини;
 z - кількість лопатей;
 η - ККД гідродвигуна.

Кутову швидкість визначають за формулою:

$$\omega = \frac{8Q}{z \cdot b (D^2 - d^2)} \cdot \eta_0, \quad (2.12)$$

де Q - витрата рідини в секунду (обсяг виражається через ті ж лінійні розмірності, що і параметри b, D, d);
 η_0 - об'ємний ККД.

3. ГІДРОЦИЛІНДРИ

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 рухомим виконується корпус).

На *рис. 2.5* показані умовні позначення різних типів циліндрів: *a* - поршневої двосторонньої дії з одним штоком; *б* - поршневої двосторонньої дії з двома штоками; *в* - поршневої односторонньої дії з пружинним поверненням штока; *г* - плунжерний односторонньої дії; *д* - телескопічна одностороння дія; *е* - телескопічна двостороння дія.

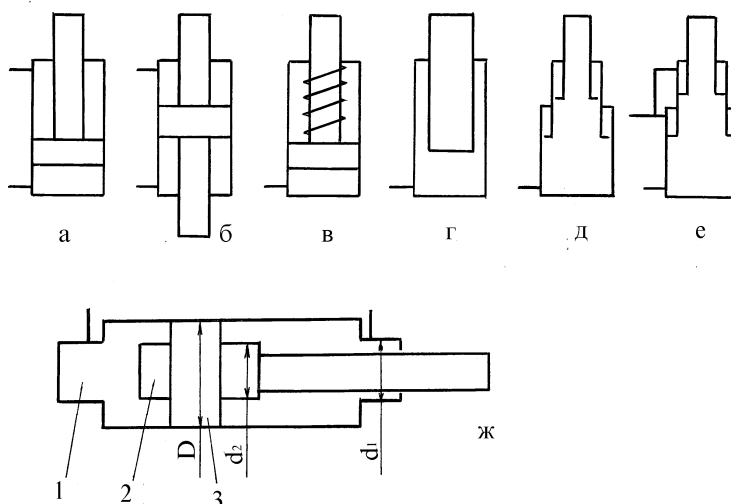


Рисунок 2.5. Умовні позначення циліндрів

У поршневих циліндрах (схема *a*) порожнини називають поршневою та штоковою. Це дозволяє враховувати ті обставини, що площі цих порожнин різні за величиною. Площа поршневої порожнини дорівнює площі поперечного перерізу поршня, а площа штокової - різниці площ поперечних перерізів поршня і штока. Співвідношення між діаметром поршня D і діаметром штока d застосовують:

$$\begin{aligned} d &= (0.3 \dots 0.35) D \text{ при } p = 1.5 \text{ МПа}; \\ d &= (0.40 \dots 0.50) D \text{ при } p = 1.5 - 5 \text{ МПа}; \\ d &= (0.7 \dots 0.75) D \text{ при } p = 5.0 - 10 \text{ МПа}. \end{aligned} \tag{2.13}$$

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

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

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot p_p \cdot \eta}}, \quad (2.14)$$

де F - зусилля на штоку, Н;
 p_p - тиск робочої рідини в циліндрі, МПа;
 $\eta = 0.9 - 0.95$ - ККД циліндра.

Більш точно можна визначити ККД за формулою:

$$\eta = 1 - \frac{T}{F}, \quad (2.15)$$

де F - зусилля на штоку (плунжері) гідроциліндра;

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

k - дослідний коефіцієнт, під час роботи на емульсії $k = 0.6...0.8$, під час роботи на маслі $k = 0.35...0.40$ (великі значення беруть для менших діаметрів поршнів, плунжерів, штоків).

Якщо параметри циліндра відомі і необхідно визначити зусилля, яке може створити циліндр, воно визначається за формулою:

$$F = p_p \cdot S \cdot \eta, \quad (2.16)$$

де S - корисна площа поршня (плунжера), м².

Цією формулою можна скористатися при визначенні необхідної величини робочого тиску при відомих F і S , якщо її перетворити на вигляд:

$$p_p = \frac{F}{S \cdot \eta}, \quad (2.17)$$

Швидкість переміщення робочого органу циліндра (штока або плунжера) залежить від витрати рідини Q (м³/с) і корисної площі циліндра, тобто.

$$V = \frac{Q}{S}, \text{ м/с.} \quad (2.18)$$

При розрахунках на міцність корпусу циліндра вихідними вважають (рис. 2.6) внутрішній діаметр труби D (м), тиск рідини в циліндрі p (приймають $p = 1.25p_p$) (МПа) і напруження $[\sigma]$ (МПа) матеріалу труби, що допускається.

Визначенню підлягає товщина стінки δ (м) (або зовнішній діаметр труби $D_H = D + 2\delta$). При цьому розрізняють тонкостінні і товстостінні циліндри. Тонкостінними називають циліндри, в яких $\frac{D_H}{D} = 1.2$ (або $\frac{\delta}{D} \leq 0.1$), товстостінними - в яких $\frac{D_H}{D} > 1.2$ (або $\frac{\delta}{D} > 0.1$).

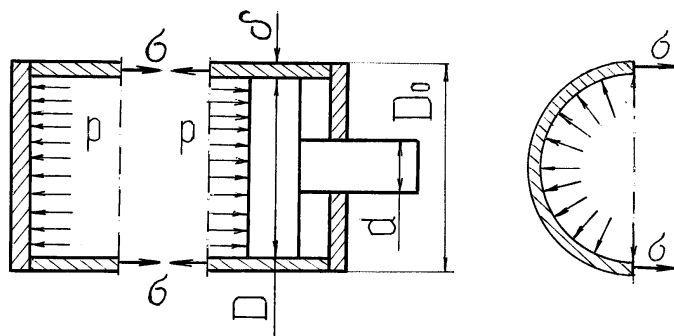


Рисунок 2.6. До розрахунку циліндра на міцність

Для практичних розрахунків використовуються такі формули:
тонкостінні циліндри

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2.3[\sigma] - p}; \quad (2.19)$$

товстостінні циліндри зі сталі та інших пластичних матеріалів

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1.73p}} - 1 \right); \quad (2.20)$$

товстостінні циліндри з чавуну

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right). \quad (2.21)$$

Крім вищенаведених формул при визначенні товщини стінки використовують формулу і такого виду:

$$R_H = R \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p}{[\sigma] - 1.3p}}, \quad (2.22)$$

де R, R_n - відповідно внутрішній та зовнішній діаметри труби.

Допустимі напруження $[\sigma]$ становлять для циліндрів з сірого чавуну - 25 МПа, для високосортного чавуну - 40 МПа, зі сталевого лиття - 80-100 МПа, із кованої легованої сталі - 150-180 МПа, зі сталеві кованої вуглецевої сталі - 100-120 МПа. Запас міцності при цьому становить 3-6. Цими формулами можна користуватися при розрахунках на міцність трубопроводів.

Товщину плоского денця корпусу циліндра визначають за формулою:

$$\delta = 0.405 \sqrt{\frac{p_p}{[\sigma]}}; \quad (2.23)$$

Для забезпечення працездатності гідроциліндрів необхідно також забезпечити стійкість штока при поздовжньому згині (при довжині $L > 10d$). Розрахунки на стійкість (рис. 2.7) виконують для повністю висунутого штока. При цьому використовують формулу Ейлера для критичної сили $F_{кр}$, яку порівнюють із фактичною силою F_ϕ

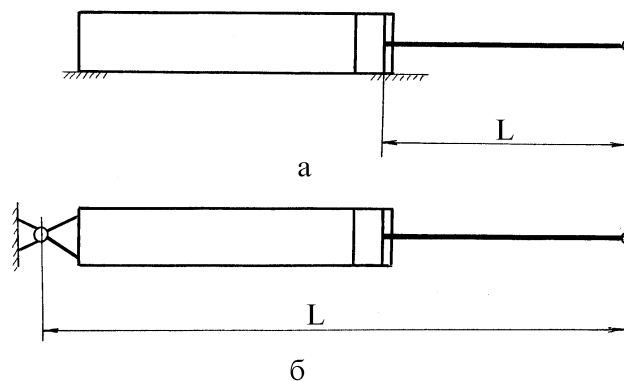


Рисунок 2.7. До розрахунку циліндра на стійкість

$$F_{кр} = k \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \geq F_\phi, \quad (2.24)$$

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 перерізу штока при згинанні;
 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 найчастіше використовуються для зворотно-поступальних переміщень важких деталей з великими прискореннями, при яких сили інерції сягають значних величин, що може викликати зіткнення поршня з кришками в кінці ходу. Для виключення цього явища передбачаються різні конструктивні рішення. На *рис. 2.5* ж представлена найпростіша схема демпфера. Поршень 3 забезпечений циліндричними втулками 2, які в кінці ходу поршня входять з певним зазором в камери 1, замикаючи тим самим у зливній порожнині гідроциліндра деякий об'єм рідини. Швидкість подальшого руху буде обмежена, оскільки замкнена в камері рідина видавлюватиметься через вузький кільцевий зазор між стінками камери і поверхнею втулки. У цьому випадку створюється протитиск, який перешкоджає руху поршня. Зусилля гальмування може бути визначено за формулою:

$$F_{\text{тор}} = S_3 \cdot p = \frac{12\mu \cdot l \cdot v \cdot S^2}{\pi d^2 \delta^2}, \quad (2.25)$$

де **S** - площа кільцевої порожнини циліндра, в якій замкнена 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, утопленої в камері);

v - поточне значення швидкості поршня;

μ - 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 та встановлені такі ряди:

номінальних тисків (**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 у разі необхідності - додатковий (значення в дужках).