

## ЗМІСТ

	Стр.
1. ВВЕДЕННЯ	
1.1. Визначення й складові частини гідроприводу	4
1.2. Загальні положення	5
2. РОБОЧА РІДИНА	
2.1. Типи рідин	10
2.2. Властивості рідин	11
3. ГІДРАВЛІЧНІ СХЕМИ	
3.1. Елементна база гідроприводу	16
3.2. Типові фрагменти гідравлічних схем	22
4. ОСНОВНІ ТИПИ ПРИВОДІВ	
4.1. Класифікація	31
4.2. Поняття ідеального привода	32
4.3. Режими роботи КШМ	34
4.4. Насосний привод постійної подачі	36
4.5. Насосний привод зі східчасто-регульованою подачею	37
4.6. Насосний привод з безперервно-регульованою подачею	41
4.7. Насосно-маховичний привод	46
4.8. Привод з витримкою під тиском	48
4.9. Насосно-акумуляторний привод	48
4.10. Мультипликаторний привод	60
5. НАСОСИ Й ГІДРОМОТОРИ	
5.1. Класифікація	62
5.2. Кривошипно-плунжерні насоси	62
5.3. Ексцентриково-Плунжерні насоси	66
5.4. Аксиально-Плунжерні насоси	67
5.5. Радіально-плунжерні насоси	68
5.6. Пластинчасті насоси	70
5.7. Шестеренні насоси	71
5.8. Гвинтові насоси	73
5.9. Відцентрові насоси	74
5.10. Гідромотори	76
ДОМАШНЄ ЗАВДАННЯ	81
Варіанти й методичні вказівки	
ЛІТЕРАТУРА	86

## 1. введення

### 1.1. Визначення й складові частини гідроприводу

Гідропривід-Сукупність пристроїв, що приводять виконавчі механізми машини в дію за допомогою робочої рідини.

Складовими частинами гідроприводу є:

1. Робоча рідина
2. Насосна установка
3. Трубопроводи
4. Розподільна й регулююча гідроапаратура
5. Гідродвигун (гідроциліндр або гідромотор)
6. Допоміжні пристрої (баки, фільтри, аккумулятори і т.д.)

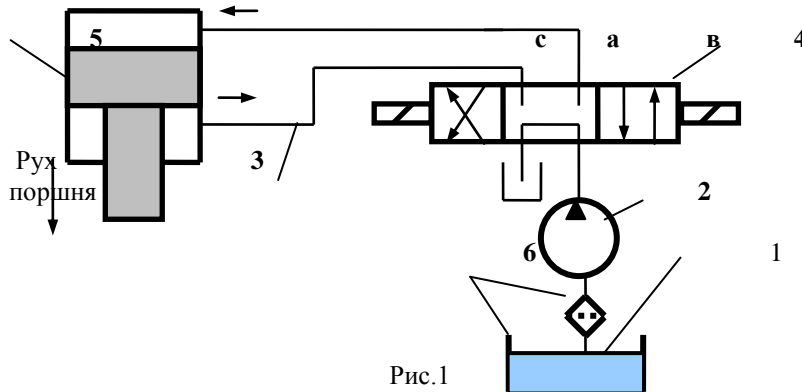


Рис.1

На мал.1 показана принципова схема гідроприводу. При нейтральному положенні розподільника 4 (позиція «а») насос 2 працює на злив у бак через відкритий центр розподільника, а магістралі гідроциліндра 5 перекриті. При перемиканні в положення «в» насос подає рідина у верхню (поршневу) порожнина циліндра, а нижня (штокова) порожнина з'єднується з баком (див. стрілки розподільника).

Під дією тиску рідини, що подається насосом, поршень рухається вниз. При перемиканні розподільника в положення «з» напрямок потоків реверсується - насос подає рідина в нижню порожнину гідроциліндра, а верхня з'єднується з баком. Поршень рухається нагору.

### 1.2. Загальні положення

*Енергія потоку рідини.*

Повна питома енергія потоку, що рухається, рідини:

$$e = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \text{ м,}$$

де  $z$  - потенційна питома енергія положення (геометричний напір),

$\frac{p}{\gamma}$  - потенційна питома енергія тиску (статичний напір),

$\frac{v^2}{2g}$  - кінетична питома енергія (швидкісний напір).

Потенційна енергія положення й швидкісний напір у гідравлічних ковальських машинах не перевищують декількох відсотків від повної енергії, тому ними можна зневажити й уважати, що основним видом енергії в гідроприводі є енергія тиску.

*Гідропривід як енергетичний ланцюг.*

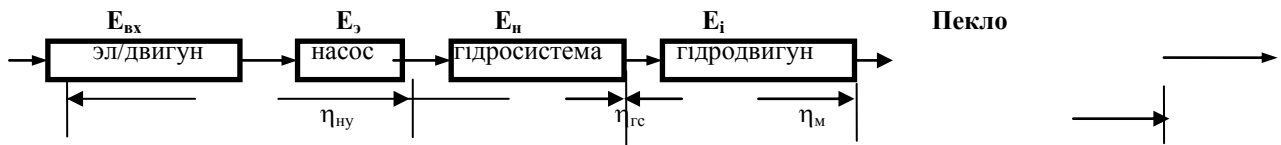


Рис.2

На мал.2 показана схема перетворення енергії в окремих частинах гідроприводу. Вхідною енергією є електрична енергія  $E_{вх}$ , споживана електродвигуном з мережі. Ця енергія перетворюється в механічну енергію обертання вала насоса  $E_э$ , який, у свою чергу, перетворить механічну енергію в енергію потоку рідини  $E_н$ .

$$\text{КПД насосної установки } \eta_{ну} = \eta_э \eta_н = \frac{E_э}{E_{вх}} \frac{E_н}{E_э} = \frac{E_н}{E_{вх}},$$

де  $\eta_э = \frac{E_э}{E_{вх}}$  - КПД електродвигуна,  $\eta_н = \frac{E_н}{E_э}$  - КПД насоса.

Енергія потоку від насоса передається через гідросистему (трубопроводи, розподільники і т.д.) у гідроциліндр, де вона перетворюється в індикаторну енергію гідроциліндра  $E_i$ .

$$\text{КПД гідросистеми } \eta_{гс} = \frac{E_i}{E_н}$$

І, нарешті, гідроциліндр перетворює індикаторну енергію в корисну роботу Пекло деформування кування. При цьому мають місце механічні втрати на тертя в ущільненнях циліндра й напрямних повзуна преса.

$$\text{Механічний КПД гідроциліндра } \eta_м = \frac{A_д}{E_i}$$

Таким чином, повний, ефективний КПД гідроприводу:

$$\eta_{эф} = \eta_{ну} \eta_{гс} \eta_м = \frac{E_н}{E_{вх}} \frac{E_i}{E_н} \frac{A_д}{E_i} = \frac{A_д}{E_{вх}}$$

#### Преваги й недоліки гідроприводу

Превагами гідроприводу є:

1. Можливість створення більших зусиль при відносно малих розмірах гідродвигуна за рахунок підвищеного тиску.
2. Можливість передачі енергії в будь-якому напрямку й на будь-які відстані без складних кінематичних зв'язків.
3. Східчасте й безступінчасте регулювання швидкості гідродвигуна.
4. Точне керування зусиллям і надійне запобігання від перевантажень.
5. Мала інерційність, можливість частих і швидких перемикачів.
6. Простота автоматизації за допомогою установки кінцевих вимикачів і упорів.
7. Самосмазюваність привода самою робочою рідиною.
8. Можливість створення складних функціональних приводів шляхом компонування із простих стандартних елементів.

#### Основні положення

##### Тиск

Поршень долає зовнішню силу  $P_д$  за рахунок впливу на його площу  $F$  тиску  $p$  робочої рідини. По суті, тиск рідини - це рівномірно розподілене питоме навантаження, що діє на одиницю площі поршня.

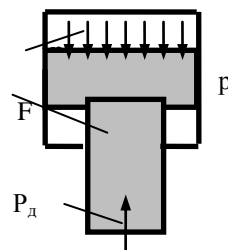


Рис.3

З умови рівності сил, що діють на поршень (див. мал. 3):

$$pF = P_d, \text{ випливає } p = \frac{P_d}{F}.$$

Таким чином, тиск виникає, як результат подолання поршнем зовнішньої сили. Ні сили - немає тиску. Тиск створює насос, але причиною виникнення тиску є подолання зовнішньої сили. Коефіцієнтом пропорційності між тиском і силою є площа поршня  $F$ . Технологічний графік навантаження преса в іншому масштабі завжди є графіком тиску в робочому циліндрі.

*Витрата*

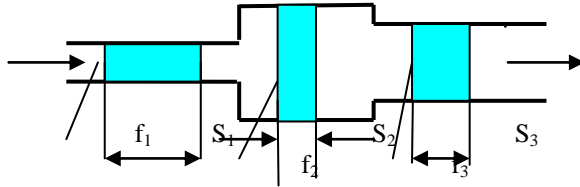


Рис.4

Витратою називається кількість рідини  $W$ , що проходить через даний перетин  $f$  потоку в одиницю часу  $t$ :  $Q = \frac{W}{t}$ .

Розглянемо потік рідини по трубопроводу змінного перетину із площами ділянок -  $f_1, f_2$  і  $f_3$  (див. мал. 4). З умови нерозривності потоку випливає:  $W = f_1 S_1 = f_2 S_2 = f_3 S_3$  і, розділивши все на  $t$ , одержимо:

$$\frac{W}{t} = \frac{f_1 S_1}{t} = \frac{f_2 S_2}{t} = \frac{f_3 S_3}{t}, \text{ або } Q = f_1 V_1 = f_2 V_2 = f_3 V_3.$$

Витрата чисельно дорівнює добутку площі перетину на швидкість потоку:  $Q = f V$ .

*Гідравлічна потужність*

У механіку потужність визначається вираженням:  $N = P V$ , де  $P$  - сила,  $V$  - швидкість.

Виразимо  $P$  і  $V$  через параметри потоку рідини:  $P = p f$ ,  $V = \frac{Q}{f}$ . Тоді гідравлічна потужність буде виражена формулою:  $N = p Q$ .

*Гідравлічні втрати*

При протіканні рідини по трубопроводу мають місце гідравлічні втрати (втрати тиску). Розрізняють втрати на тертя (втрати по довжині трубопроводу) і місцеві втрати.

Втрати на тертя - різниця тисків  $p_1$  на початку й  $p_2$  наприкінці ділянки трубопроводу діаметром  $d$  і довжиною  $l$  (див. мал. 5).



Рис.5

$$\Delta p_T = p_1 - p_2$$

$$\Delta p_T = \gamma \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \text{ або з обліком, що } \frac{\gamma}{g} = \rho \text{ і } V = \frac{Q}{f},$$

$$\Delta p_T = \frac{\rho}{2} \lambda \frac{l}{d} V^2 \text{ і } \Delta p_T = \frac{\rho}{2} \lambda \frac{l}{d f^2} Q^2 = 0,81 \rho \lambda \frac{l}{d^5} Q^2$$

де  $\gamma$  - питома вага рідини,  $\lambda$  - коефіцієнт втрат на тертя,  $\rho$  - щільність рідини,  $l$  і  $d$  - довжина й діаметр трубопроводу,  $V$  - швидкість потоку рідини,  $Q$  - витрата.

Розрізняють два режими плинину рідини - ламінарний і турбулентний. Чисельною характеристикою режиму плинину є число Рейнольдса.

$$Re = \frac{Vd}{\nu},$$

де  $V$  - швидкість потоку,  $d$  - діаметр труби,  $\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини.

Критичне число Рейнольдса  $Re_{кр} = 2300$ . При  $Re < Re_{кр}$  - режим ламінарний, при  $Re > Re_{кр}$  - режим турбулентний.

Для ламінарного режиму плин  $\lambda = \frac{64}{Re}$  і з обліком  $Re = \frac{Vd}{\nu}$ ,  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ ,  $V = \frac{4Q}{\pi d^2}$ , формула

для втрат на тертя може бути перетворена до виду  $\Delta p = \frac{128\mu l Q}{\pi d^4}$ .

Для турбулентного режиму значення  $\lambda$  утримуються в довідковій літературі [4]. Для практичних розрахунків можна ухвалювати  $\lambda = 0,017 (0,05 \text{ для діаметрів труб } \leq 300 \text{ мм, де більші значення } \lambda \text{ ставляться до менших діаметрів.})$

Місцеві втрати - це втрати тиску в місцевих опорах, таких як клапана, золотники, різкі зміни перетину, коліна й т.п.

Вираження для місцевих втрат:  $\Delta p_m = \frac{\rho}{2} \xi V^2$ , або  $\Delta p_m = \frac{\rho}{2f^2} \xi Q^2$ ,

де  $\xi$  - коефіцієнт місцевих втрат. Цей коефіцієнт визначається експериментально для різних видів місцевих опорів і втримується в довідковій літературі [4]. Зокрема, для клапанів  $\xi = 8 - 15$ , для золотників  $\xi = 6 - 12$  і т.д.

При послідовному з'єднанні місцевих опорів (див. мал.6) сумарні гідравлічні втрати дорівнюють сумі втрат на кожному опорі, а витрата  $Q$  рідини через кожний опір є постійним.

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$$

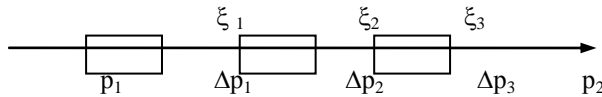


Рис.6

При паралельному з'єднанні (див. мал. 7) гідравлічні втрати на всіх опорах однакові, витрати в кожному відгалуженні обернено пропорційні їхнім опорам, а сумарна витрата через усі відгалуження дорівнює сумі витрат по кожному відгалуженню.

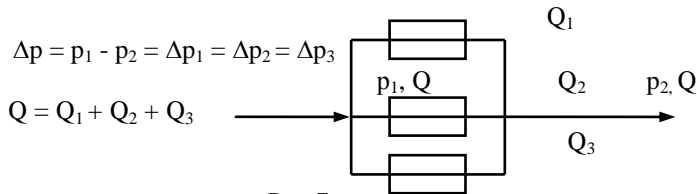


Рис.7

Суммарные гідравлічні втрати в трубопроводі, що полягає з декількох ділянок різних перетинів:

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_m = \frac{\rho}{2} \left( \sum \frac{\lambda_i l_i V_i^2}{d_i} + \sum \xi_i V_i^2 \right),$$

$$\text{або } \Delta p = \frac{\rho}{2} \left( \sum \frac{16\lambda_i l_i}{\pi^2 d_i^5} + \sum \frac{\xi_i}{f_i^2} \right) Q^2.$$

З останнього вираження можна знайти витрату, якщо відомий перепад тисків у гідросистемі:  $Q =$

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \left( \sum \frac{16\lambda_i l_i}{\pi^2 d_i^5} + \sum \frac{\xi_i}{f_i^2} \right)}} = \varphi \sqrt{\Delta p} = \varphi \sqrt{p_1 - p_2}, \text{ де } \varphi = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{2} \left( \sum \frac{16\lambda_i l_i}{\pi^2 d_i^5} + \sum \frac{\xi_i}{f_i^2} \right)}}$$

З формул випливає, що різниця тисків перебуває у квадратичній залежності від витрати. Коефіцієнт  $\varphi$  характеризує гідроопір системи.

## 2. Робоча рідина

### 2.1. Типи робочих рідин

У якості робочих рідин у гідроприводах використовуються:

1. Водна емульсія
2. Мінеральне масло
3. Спеціальні рідини

#### *Водна емульсія*

Являє собою ( 2 - 3 )% розчин емульсола марки А, Б або В у воді. Емульсоли різняться по складу присадок і на 80 % складаються з мінерального масла ( решта-добавки ).

Емульсія - найбільш дешева, пожегобезпечна робоча рідина. В'язкість емульсії невелика, що зменшує гідравлічні втрати, але підвищує схильність до витоків. Гідністю емульсії є те, що її властивості меншою мірою залежать від зміни температури.

Емульсію застосовують у великих гідропресах при більших обсягах гідроциліндрів, у групових приводах від насосно-акумуляторних станцій, а також, якщо існує небезпека запалення.

#### *Мінеральне масло*

Мінеральне масло має гарну змащувальну здатність, не викликає корозії. Володіючи підвищеною в'язкістю дає менші витoki, що спрощує конструкцію ущільнень і розподільної апаратури, але підвищує гідроопору. Однак масла - більш дорогі, чому емульсія, і їх головний недолік - пожегобезпечка. Крім того, вони міняють свої властивості з підвищенням температури, окисняються, з них випадають сірчисті відкладання, що засмічують гідросистему.

Найпоширеніші масла : індустріальне 12,20,30,45, турбінні 22,30, авіаційні АМГ-10 і ін.

Мінеральне масло застосовується переважно в пресах для холодної обробки, в індивідуальних приводах з невеликими робочими обсягами. Масло можна застосовувати й у пресах для гарячої обробки, але із застосуванням спеціальних заходів протипожежної безпеки.

#### *Спеціальні рідини*

Це рідин, застосовуван у умов підвищен пожегобезпек (вогнестійк) й рідин для робіт при надвисок тиск (, що нетвердеющие

Зі спеціальних вогнестійких рідин застосовуються водноглицьові рідини марок «Промгидрол», ПГВ і ін., синтетичні рідини марок ОМТИ, ГЖ-ФК і ін.

При свєрвысоких тисках застосовуються: касторове масло ( до 800 Мпа), мінеральне масло + 30% гасу ( до 1200 Мпа), гліцерин з етиленглицолем ( до 2000 Мпа), авіабензин ( до 3000 Мпа).

### 2.2. Властивості робочих рідин

*Питома вага*- вага одиниці об'єму  $\gamma = \frac{G}{V}$  Н/м<sup>3</sup>. Питома вага емульсії – 10 кН / м<sup>3</sup>, масла - 8,4 - 9 кН / м<sup>3</sup>.

*Щільність* - маса в одиниці об'єму  $\rho = \frac{m}{V} = \frac{G}{gV} = \frac{\gamma}{g}$  кг / м<sup>3</sup>. Щільність емульсії - 1000 кг / м<sup>3</sup>, масла - (840 – 900) кг / м<sup>3</sup>.

#### *В'язкість*

Характеризує внутрішнє тертя між шарами рідини, яке чисельно може бути визначене дотичними напруженнями  $\tau$  (опором зрушенню) між шарами рідини.

Якщо для переміщення пластинки площею S по поверхні рідини (див. мал.8) потрібне зусилля P, то дотичне напруження (опір зрушенню)  $( = P / S$ .

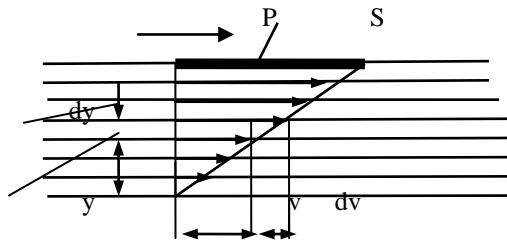


Рис.8

Поточна швидкість шарів рідини від пластинки до нерухливої підстави змінюється за лінійним законом із градієнтом швидкості  $\frac{dv}{dy}$ . В'язкість оцінюють коефіцієнтом динамічної в'язкості  $\mu = \frac{\tau dy}{dv}$  Па·з (Н·с / м<sup>2</sup>).

Коефіцієнтом кінематичної в'язкості називається відношення  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  м<sup>2</sup>/с.

Одиниця кінематичної в'язкості, називана стоксом, рівна 10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>/з (1 Ст = 10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>/с). Сота частина стокса називається сантистоксом: 1 сст = 0,01 Ст. Цифри в позначеннях марок масла показують їхню кінематичну в'язкість у сантистоксах.

Розрізняють також умовну в'язкість  $E^\circ$  в градусах Энглера. Її визначають експериментально на приладі - віскозиметрі Энглера:  $E^\circ = \frac{T_{ж(t)}}{T_{в(20)}}$ ,

де  $T_{ж(t)}$  - час витікання 200 див<sup>3</sup> випробовуваної рідини при даній температурі через отвір 2,8 мм.

$T_{в(20)}$  - час витікання такого ж обсягу води через те ж отвір при 20<sup>нро</sup> С.

По емпіричній формулі можна перерахувати умовну в'язкість по Энглера в кінематичну в'язкість:  $\nu = 0,0732 E^\circ - 0,0631 / E^\circ$ .

В'язкість суттєво залежить від температури:  $\nu_{(t)} = \nu_{(50)} \left( \frac{50}{t} \right)^n$ ,

де  $\nu_{(50)}$  - в'язкість при 50<sup>оc</sup>,  $t$  - температура,  $n = 2 - 2,5$  - коефіцієнт.

В'язкість залежить від тиску:  $\nu_{(p)} = \nu_{про} (1 + \alpha p)$ ,

де  $\nu_{про}$  - в'язкість при нульовому тиску,  $\alpha = 0,002 - 0,003$ .

В'язкість впливає на роботу гідроприводу через величини витоку і гідроопорів.

Чим більше в'язкість, тем менше витоку й більше гідроопору. При більшій в'язкості - краще змашувальна здатність.

#### Стискальність

При підвищенні тиску обсяг рідини зменшується за рахунок її стискальності.

Зміна обсягу на ( $W$  при підвищенні тиску на  $p$ ):

$$\Delta W = -\beta W_0 \Delta p \quad \text{або} \quad \Delta W = -\frac{W \Delta p}{\chi}$$

де  $\beta$  - коефіцієнт стискальності,  $W_0$  - початковий обсяг,  $\chi = 1 / \beta$  - об'ємний модуль пружності.

Значення коефіцієнта стискальності й модуля об'ємної пружності:

для води -  $\beta = 5 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>/Н,  $\chi \approx 2000$  МПа

для масла -  $\beta = 6,6 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>/Н,  $\chi \approx 1500$  МПа

Об'ємний модуль пружності суттєво залежить від кількості розчиненого в рідині повітря, зі збільшенням тиску збільшується, зі збільшенням температури - зменшується. Однак, у діапазоні робочих температур і тиску ці зміни не перевищують 10% і їх у розрахунках можна не враховувати.

Розрізняють ізоермічний  $\chi_i$  й адіабатичний  $\chi_a$  модулі пружності.

Ізоермічним модулем пружності користуються при розрахунках процесів, що повільно протікають, при постійній температурі (преси).

Адіабатичним - при розрахунках быстропротекаючих процесів, коли теплообмін з навколишнім середовищем не встигає відбуватися (молоти). Відношення  $\chi_a / \chi_i \approx 1,15$

### *Змащувальна здатність*

Ця властивість робочої рідини зменшувати контактне тертя, тобто зношування деталей. Змащувальну здатність визначають експериментально для конкретних тертьових пар по розміру плями зношування залежно від навантаження й часу випробування. Пріоритет робочих рідин по змащувальній здатності в порядку поліпшення - емульсія, індустріальне, турбінне, авіаційне масло.

### *Займистість*

Для мінеральних масел є три показники займистості:

1. Температура спалаху - 170 - 190 °С. Запалюються пари рідини в суміші з повітрям при піднесенні до них відкритого полум'я.
2. Температура запалення  $\approx 230$  °С. рідина, що нагрівається, запалюється при піднесенні до неї відкритого полум'я.
3. Температура samozapalювання  $\approx 250$  °С. рідина, що нагрівається, samozаймається.

### *Розчинність і виділення газів.*

Усі робочі рідини здатні розчиняти в собі газ, а за певних умов - виділяти його у вигляді пухирців. Обсяг розчиненого газу  $W_r$  залежить від обсягу рідини  $W_j$ , тиску  $p$  і коефіцієнта розчинності  $\kappa_p$  (закон Генрі):

$$W_r = \kappa_p W_j \frac{p}{p_0}, \quad \text{де } W_r - \text{обсяг розчиненого газу, наведений до нормальних умов } (p_0, T_0),$$

коефіцієнт  $\kappa_p = 0,016$  для води й  $0,076 - 0,11$  для масла.

Розчинений газ (повітря) може переходити в нерозчинений стан, виділяючись у вигляді пухирців при зниженні тиску в окремих частинах гідроприводу. У цьому випадку газ (повітря) впливає на роботу гідроприводу : утворюються повітряні пробки, порушується плавність руху плунжера, з'являється шум при роботі насоса, зменшується об'ємний модуль пружності, збільшується час передачі імпульсу тиску.

Тому необхідно виключати можливість влучення повітря в систему, не допускати сильного перемішування, періодично випускати повітря з верхніх крапок гідросистеми, установлюючи там воздухопускные пробки.

### *Вспениваемость*

газ, що виділяється з рідини, а, що також попадає в неї в результаті відкритого контакту в умовах сильного перемішування, утворює піну. Пенообразование - шкідливе явище, тому що в піні інтенсивно йдуть процеси окиснення рідини з випаданням сірчистих відкладень, погіршується змащувальна здатність. У рідину додають спеціальні противопенные присадки, а також прагнуть уникати її інтенсивного перемішування.

## **Нормальний ряд тисків і витрат**

З метою зменшення номенклатури стандартних насосів і гідроапаратів установлений нормальний ряд тисків і витрат робочої рідини.

Розрізняють робоче  $p_r$ , умовне  $p_y$  й пробне  $p_n$  тиску. На робочий тиск розраховують насоси, що працюють в умовах тривалого режиму. На умовний тиск - гідроапаратуру, трубопроводи, гідроциліндри. Пробне (іспитове) тиск -  $p_n = 1,5 p_y$ .

Нормальний ряд тисків  $p_p$  Мпа: 1,3; 2,0; 3,2; 5,0; 8,0; 12,5; 16; 20; 25; 32;  
Нормальний ряд витрат  $Q$  л/хв: 5, 8, 12, 18, 25, 35, 70, 100, 140, 200, 280, 400, 560, 800, 1000

## **Вплив типу робочої рідини на конструкцію елементів гідроприводу**

Конструкція елементів гідроприводу залежить від типу застосовуваної робочої рідини.

Якщо використовується мінеральне масло:

1. Насос можна застосовувати будь-якої конструкції (кривошипний, роторний і ін.)
2. Розподільна апаратура також може бути будь-якої конструкції - клапанна, золотникова, кранова )
3. Акумулятор слід застосовувати з розділовим середовищем (поршень, діафрагма), тому що масло має більш високий коеф. фіцієнт розчинності газів і слід уникати відкритого контакту робочої рідини й газу
4. Гідроциліндри можна застосовувати як поршневого, так і плунжерного типу
5. Ущільнення повинні бути зроблені з маслостойких матеріалів



Якщо використовується водна емульсія :

1. Насос застосовується тільки кривошипний і відцентровий, тому що інші типи насосів на емульсії будуть мати дуже низький об'ємний КПД через витоки
2. Розподільні пристрої застосовуються тільки клапанні, тому що клапани більш герметичні, чому золотники
3. Акумулятор може бути кожний, з розділовим середовищем або без неї
4. Гідроциліндри слід застосовувати плунжерного типу, тому що поршні на емульсії дають значні витоки
5. Ущільнення застосовуються коміркові й манжетні

### 3. Гідралічні схеми

#### 3.1 Елементна база гідроприводу

Гідралічна схема - умовне зображення на кресленні всіх функціональних елементів гідроприводу з їхнім з'єднанням між собою трубопроводами. Умовні позначки на гідралічних і пневматичних схемах утримуються в ДСТ 2.780-96 – 2.784-96.

#### Гідроциліндри

Це гідродвигуни зворотно-поступального руху, які служать для приведення в дію робочих органів машини. Типи й умовні позначки циліндрів показані на мал. 9.

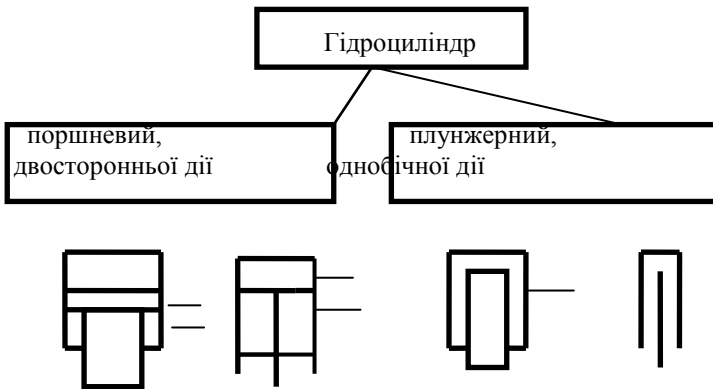


Рис.9

#### Насоси.

Служать для подачі робочої рідини в гідросистему. Основні характеристики насоса: тиск -  $p$  і продуктивність (подача)  $Q$ . Умовні позначки - на мал. 10.

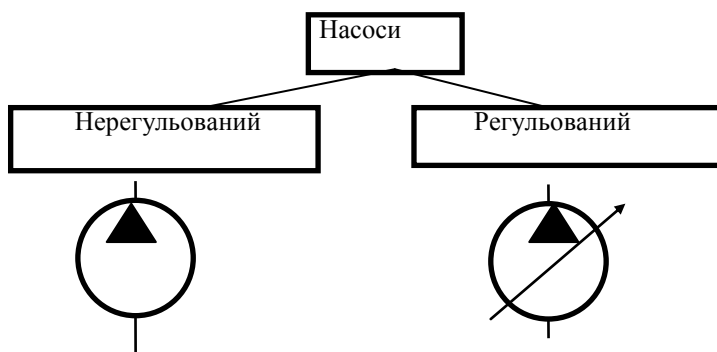


Рис.10

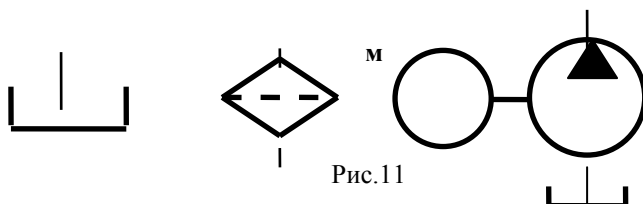


Рис.11

Живильні й зливальні баки - ємності для робочої рідини.  
 Фільтри - пристрої для очищення робочої рідини.  
 Насосна установка - містить у собі електродвигун, насос,  
 живильний бак.

Умовні позначки баків, фільтрів і насосної установки показані на мал.11.

Розподільники (золотники).

Служать для зміни напрямку потоків робочої рідини.

Двопозиційні розподільники перемикаються у дві крайні позиції, кожна з яких зображується прямокутником, усередині якого стрілками показаний напрямок потоків рідини при установці розподільника в дану позицію.

Трипозиційні розподільники мають ще середню (нейтральну позицію). Залежно від числа підведених до розподільника трубопроводів розрізняють двох-, трьох- і чотириходові розподільники (див. мал. 12).

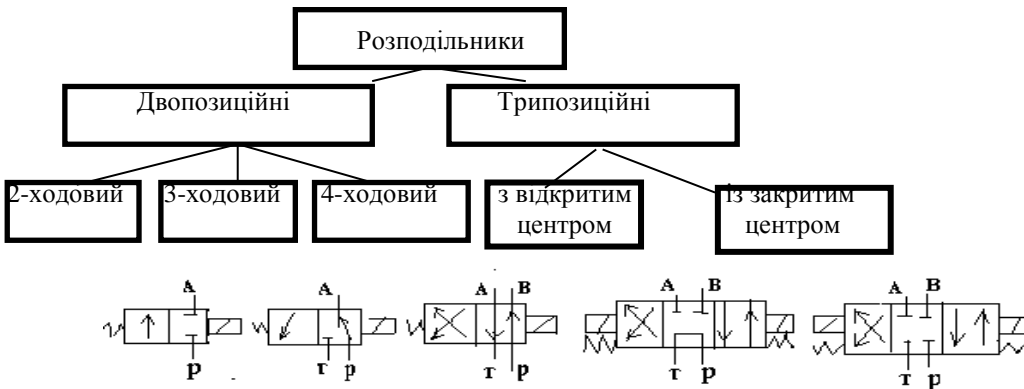


Рис.12

Позначення «р» - насос, «а» і «в» -споживачі, «т»-злив - на гидравлических схемах не ставляться.

Типи керування розподільниками і їх позначення показані на мал. 13

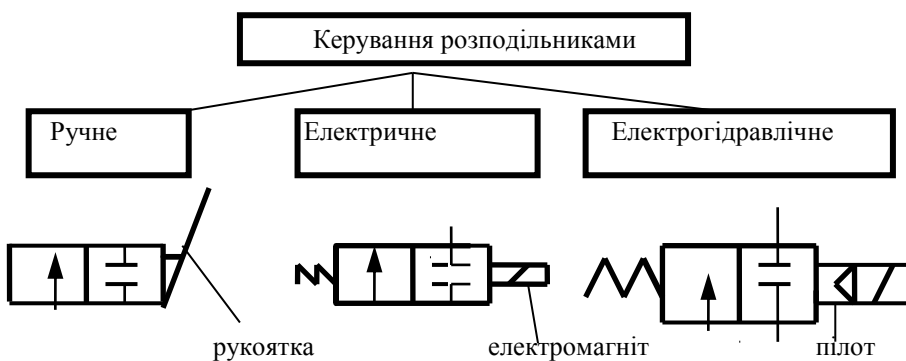


Рис.13

При ручному й електричному керуванні перемикання золотника розподільника проводиться безпосереднім впливом рукоятки або якоря електромагніту на торець золотника. При електрогидравлічному керуванні золотник переміщується під впливом робочої рідини, що подається під торець золотника при включенні пілота.

Пілот являє собою двопозиційний триходовий розподільник, конструктивно об'єднаний з основним розподільником. До пілота повинна бути підведена гідролінія із системи керування. Пілот і його позначення показані на мал. 14.

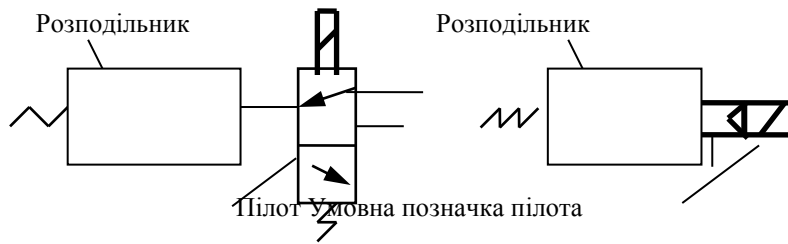


Рис.14

*Запобіжний клапан (ПК).*

Служить для захисту насоса й гідросистеми від перевантаження по тискові. Настроюється на максимальний тиск ( $p_{MAX}$ ), що допускається в гідросистемі. При перевищенні цього тиску насос працює на злив у бак через запобіжний клапан. Позначення клапанів див. мал.15.

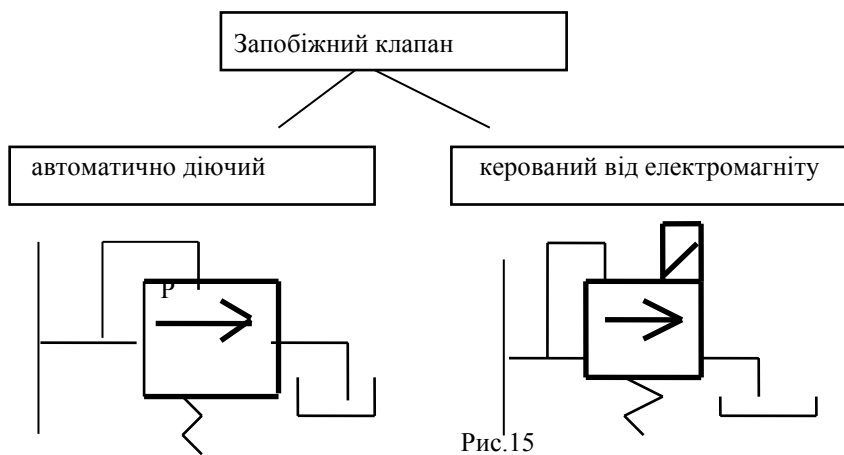


Рис.15

Керований ПК при включеному електромагніту розвантажує насос на злив без тиску.

При вимиканні електромагніту ПК працює як автоматично діючий, забезпечуючи злив при максимальному тиску в магістралі перед клапаном.

*Переливний клапан.*

Запобіжний

клапан може виконувати функцію переливного клапана . У цьому випадку його вихід підключається не на злив у бак, а до однієї з робочих гідроліній, у яку робоча рідина повинна надходити тільки при досягненні перед клапаном певного тиску, на який настраивається клапан (див. мал. 16).

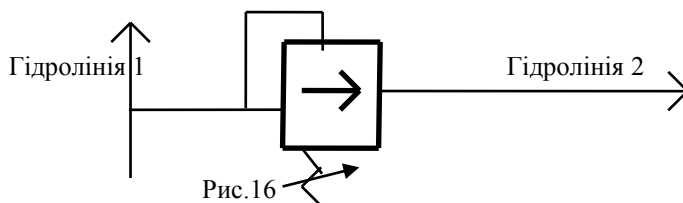


Рис.16

В гідролінію 2 рідина буде надходити тільки після досягнення в гідролінії 1 тиску настроювання переливного клапана.  
У гідролінію 2 рідина буде надходити тільки після досягнення в гідролінії 1 тиску настроювання переливного клапана.

Цю же функцію виконує підірний клапан (мал.17).

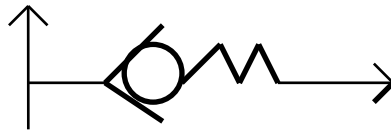


Рис.17

Зворотний клапан. Пропускає потік рідини тільки в одному напрямку (см. мал.18).



Рис.18

Підтримуючий клапан.

Пропускає потік в одному напрямку вільно (суцільна стрілка) і з певним підпором (пунктирна стрілка)- у протилежному. Позначення див. мал.19.

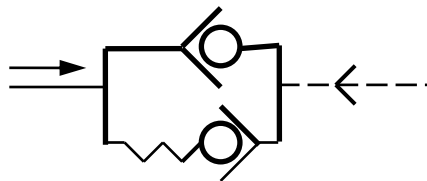


Рис.19

Керований зворотний клапан (гідрозамок) (див.мал.20).

Складається зі зворотного клапана із сервоприводом його керування у вигляді поршня зі штовхачем. В одному напрямку пропускає рідина вільно (суцільна стрілка), а в протилежному - тільки при подачі команди на сервопривод керування ( пунктирна стрілка ). До сервоприводу повинна бути підведена гідролінія керування.

із системи керування

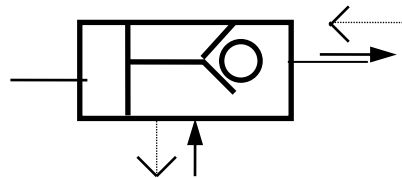


Рис.20

Дросель

Служить для створення місцевого опору потоку шляхом зменшення свого прохідного перетину. За допомогою дроселя регулюється витрата (мал.21).



Нерегульований дросель      Регульований дросель

Рис.21.

Редуційний клапан (мал.22). Служить для підтримки за клапаном постійного тиску, зниженого в порівнянні з тиском перед клапаном.  $P > P_1 = \text{Const}$

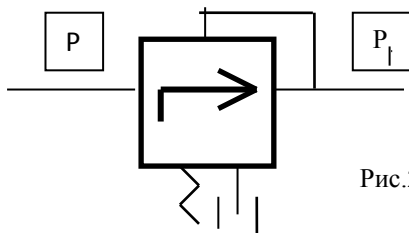


Рис.22

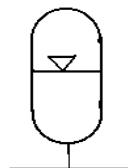


Рис.23

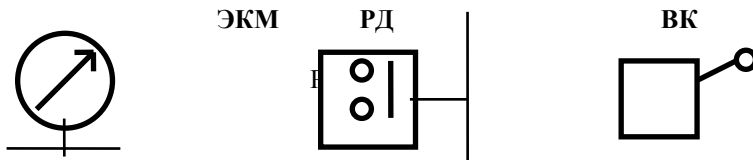
*Акумулятор* (мал.23). Є накопичувачем рідини високого тиску й служить джерелом живлення гідроциліндрів. Крім того, акумулятор може виконувати функції гасителя гідроударів, регенератора енергії, вирівнювача подачі об'ємного насоса й ін.

*Електроконтактний манометр (ЭКМ) і реле тиску (РД)*

Служать для подачі електричних команд у систему керування при досягненні певного тиску (керування по тискові).

Електроконтактний манометр має дві контактні й одну, що показує стрілки. Контактні стрілки встановлюються на задані тиски. При підвищенні тиску стрілка, що показує, сполучається з контактної й при замиканні контактів видається команда.

Реле тиску має мембрану. При підвищенні тиску мембрана прогинається й замикає контакти, тобто видає команду.



*Кінцевий вимикач (ВК)*

Служить для подачі електричних команд у систему керування при досягненні робочим органом машини певного положення (керування по положенню). Умовні позначки ЕКМ, РД і ВК показані на мал.24.

### 3.2. Типові фрагменти гідравлічних схем.

*Захист насоса від перевантаження* (мал.25).

Насос завжди захищається від перевантаження запобіжним клапаном, який настраюється на максимальний тиск насоса. Крім того, рекомендується, щоб включення насоса відбувалося без навантаження (насос при включенні повинен працювати на злив). Тому, якщо в гідроприводі використовується розподільник з відкритим центром, те можна ставити звичайний запобіжний клапан (варіант 1), якщо ж використовується розподільник із закритим центром, то слід ставити запобіжний клапан з керуванням від електромагніту (варіант2).

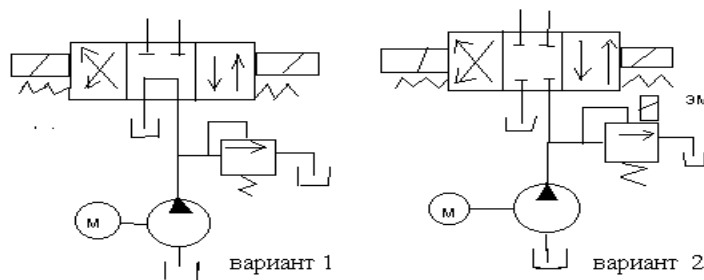


Рис.25

У варіанті 1 насос включається без навантаження, тому що при включенні забезпечується вільний злив через відкритий центр розподільника. У варіанті 2 при включенні насоса при включеному електромагніті запобіжного клапана забезпечується вільний злив від насоса через запобіжний клапан. При підключенні насоса на роботу в гідросистему електромагніт клапана включається, і клапан починає працювати як запобіжний.

*Керування двома циліндрами, що працюють послідовно* (мал.26).

Кожний із циліндрів управляється своїм розподільником. У варіанті 1 розподільники із закритим центром з'єднуються паралельно й запобіжний клапан - з пілотом. У варіанті 2 розподільники з відкритим центром з'єднуються між собою послідовно через відкритий центр одного з розподільників, а запобіжний клапан - безпілотний.

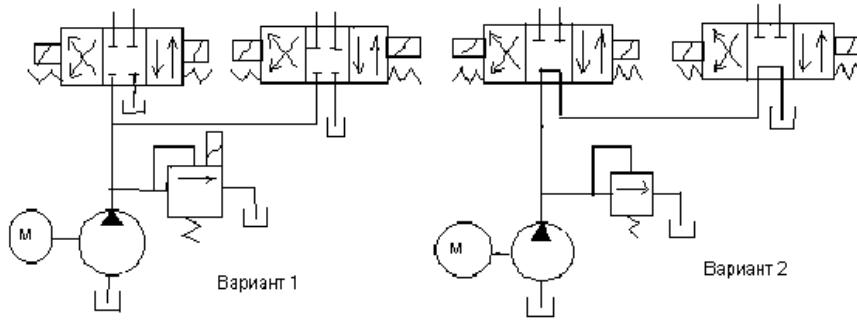


Рис.26

З'єднання 2-х насосів різних характеристик (рис 27).

Звичайно привод від 2-х насосів містить у собі один насос низького тиску й великої продуктивності й другий насос - високого тиску й малої продуктивності. Насос низького тиску завжди відділяється від насоса високого тиску зворотним клапаном. Кожний насос захищається своїм запобіжним клапаном, причому в насоса низького тиску слід поставити запобіжний клапан з керуванням. При нейтральному положенні розподільника обоє насоса працюють на злив через відкритий центр розподільника.

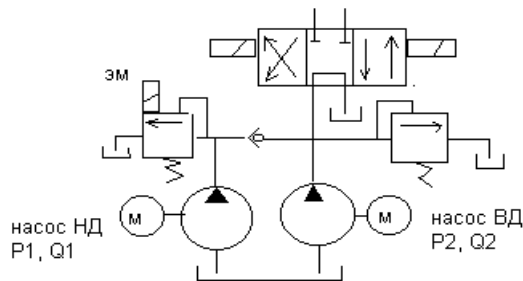


Рис.27

При включенні розподільника для подачі на робочий циліндр привод працює 2 щаблями: спочатку в циліндр подається сумарна подача  $Q_1 + Q_2$ , потім по команді на електромагніт ЭМ ( від ЕКМ або РД) насос низького тиску переводиться на злив, зворотний клапан закривається й на циліндр продовжує працювати тільки насос високого тиску з подачею  $Q_2$ .

Підключення акумулятора (мал.28)

За схемою 1 підключається акумулятор, що працює паралельно з насосом на всіх періодах циклу машини (хід униз, деформування, зворотний хід). Звичайно за такою схемою підключається акумулятор у приводі гідромолотів. За схемою 2 підключається акумулятор у гідроприводах пресів, де окремі періоди циклу (наприклад, хід наближення й віз-вратний хід) здійснюються від насоса, а інші - від акумулятора. Цей привод називається комбінованим насосно-акумуляторним приводом.

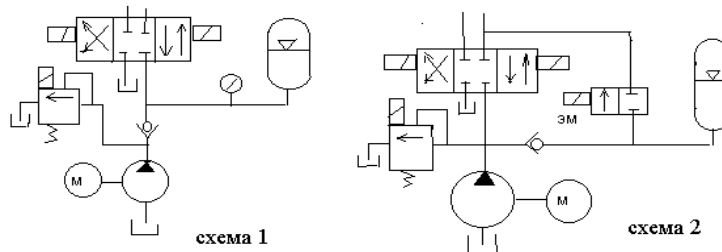


Рис.28

Особливості: розподільник - із закритим центром, запобіжний клапан - з керуванням, зворотний клапан відокремлює насос від акумулятора. За схемою 2 при виключеному електромагніті «ЭМ» робота преса здійснюється тільки від насоса, при включеному – від насоса й акумулятора

Забезпечення витримки під тиском при відключеному насосі (мал. 29).

При відключенні насоса після робочого ходу преса високий тиск у циліндрі зберігається на період витримки шляхом запирання робочої порожнини циліндра гідрозамком. При цьому по командах

електроконтактного манометра насос може періодично підключатися для компенсації витоків. Керування гідрозамком при зворотному ході преса (відкриття робочої порожнини для зливу) може бути від гідролінії керування ( схема 1), або шляхом підключення керуючої порожнини гідрозамка до зворотної порожнини циліндра (схема 2).

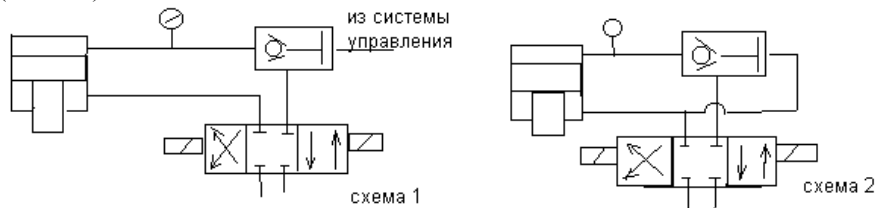


Рис.29

*Регулювання протитиску штокової порожнини циліндрів і їх захист від мультиплікації тиску (мал.30).*

Для створення протитиску в штоковій порожнині циліндрів преса використовується підтримуючий клапан. Настроєний на тиск, створюване від дії ваги рухливих частин преса, клапан охороняє від мимовільного опускання рухливих частин за рахунок витоків у робочому циліндрі при тривалій перерві в роботі.

Захист від мультиплікації тиску обидві спечивається запобіжним клапаном, настроєним на тиск, що трохи перевищує робочий тиск у штоковій порожнині циліндра. У випадку, якщо при подачі тиску в робочу порожнину циліндра з його штокової порожнини не забезпечується злив (аварійний випадок), у

штоковій порожнині може створитися тиск  $P_2 = \frac{P_1 F_1}{F_2}$ , на яке гідросистема не розрахована. На цей

випадок і ставлять захист у вигляді клапана.

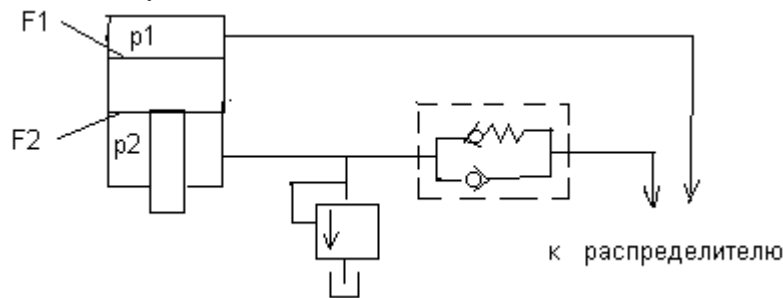


Рис.30

*Живлення пілотів розподільників (мал.31)*

До пілотів розподільників з електрогідравлічним керуванням необхідно підвести робочу рідину із системи керування тиском 0,5 - 1 Мпа з невеликою витратою. Система керування може бути автономною від окремого насоса невеликої потужності (схема 1) або може бути взята від основного насоса гідроприводу.

За схемою 2 підпірний клапан, установлений на зливальній магістралі, забезпечує живлення пілотів під тиском настроювання цього клапана. Під цим же тиском відбувається злив через розподільник.

За схемою 3 підпірний клапан, установлений у напірній магістралі насоса, забезпечує тиск у системі керування при нейтральному положенні розподільника, а редуційний клапан обмежує цей тиск при інших положеннях, коли насос працює на циліндри й тиск у системі перевищує значення, необхідне для керування розподільниками.

До пілотів

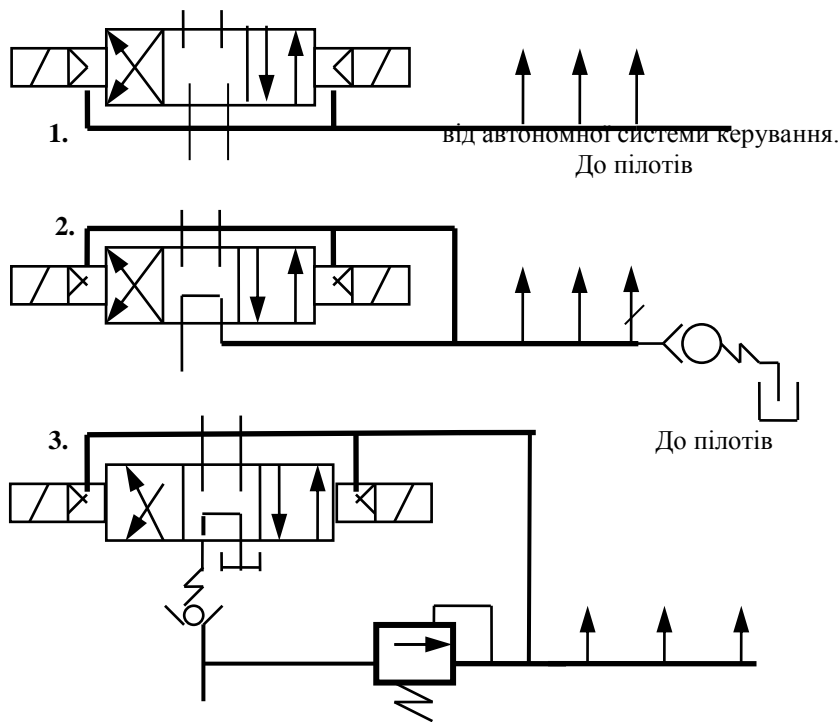


Рис.31

Система наповнення робочого циліндра (мал.32).

Якщо хід наближення преса відбувається під дією власної ваги рухливих частин або швидкість їх опускання така, що подачі насоса не достатньо для заповнення робочого циліндра, застосовується система наповнення рідиною низького тиску з наполнительного бака. Між наполнительним баком (НБ) і робітником циліндром установлюється наполнительний клапан (НК). При ході вниз за рахунок розрядження, створюваного в робочому циліндрі, наполнительний клапан відкривається й рідина з наполнительного клапана заповнює порожнину циліндра. При переході на робочий хід НК закривається й насос піднімає тиск у робочому циліндрі. Зворотний хід відбувається при подачі рідини в штокову порожнину при одночасному відкритті НК системою керування. Рідина з робочої порожнини циліндра вертається в наполнительний бак.

За схемою 1 відкриття НК проводиться по команді із системи керування. За схемою 2 відкриття НК при зворотному ході проводиться за рахунок приєднання керуючої порожнини НК до штокової порожнини циліндра. У цьому випадку при подачі рідини на зворотний хід рідина одночасно подається й у сервопривод НК, відкриваючи його.

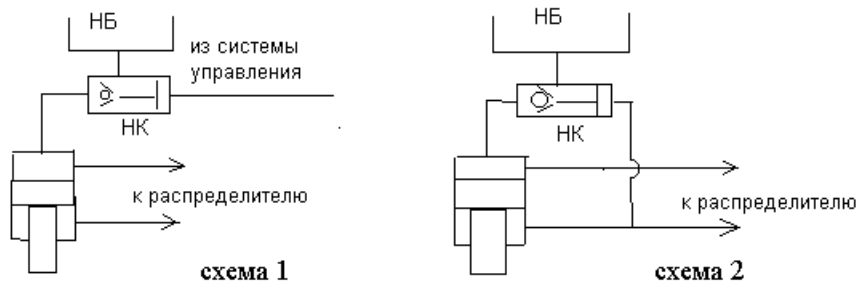


Рис.32

Підвищення швидкості ходу наближення за рахунок циліндрів, що форсують (мал.33).

Для збільшення швидкості ходу наближення можна застосувати прискорювальні (, що форсують) циліндри з малою площею  $F_y$  плунжера. У цьому випадку при ході наближення насос з'єднується не з робочим циліндром, а з прискорювальними. Швидкість руху визначається вираженням:  $V=Q / F_y$ . За



рахунок того, що площа ускорительних циліндрів значно менше площі робочого циліндра, швидкість ходу наближення виходить більш високої. Для заповнення поршневої порожнини робочого циліндра на цьому ході використовується наповнительный бак.

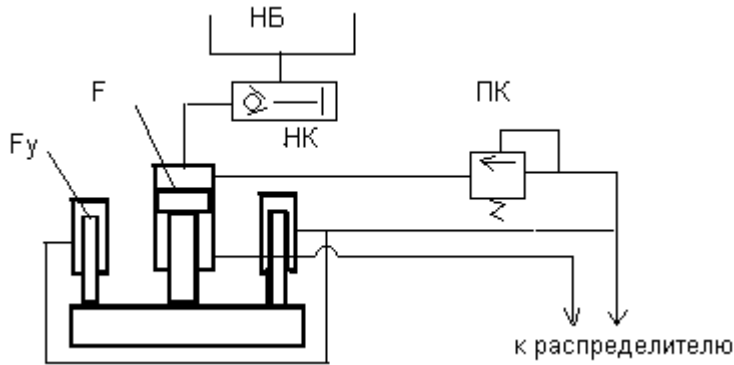


Рис.33

Оскільки при ході наближення насос не розбудовує тиску, клапан підключення тиску ПК закритий. Після того, як на робочому ході виникне опір і в системі буде досягнутий тиск настроювання ПК, робоча рідина від насоса буде одночасно надходити й у робітник, і в ускорительные циліндри. При зворотному ході рідина з ускорительных циліндрів зливається через розподільник, а з робочого циліндра - через наповни- тельный клапан.

*Дросельне регулювання швидкості руху плунжера (мал.34).*

У гідроприводах швидкість руху плунжера можна регулювати настроюванням дроселя, що включається в ту або іншу гідромагістраль. Нижче показано три схеми установки дроселя.

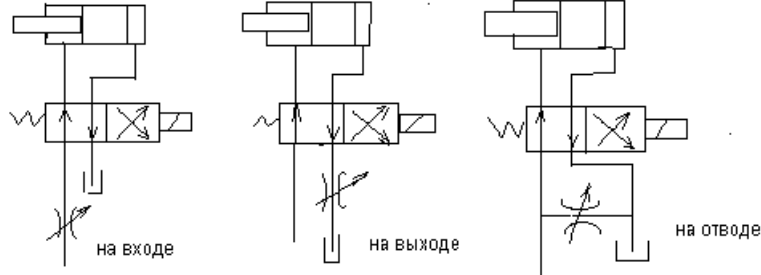


Рис.34

*Приклад гідросхеми преса із системою наповнення, двома щаблями швидкості на на ході деформування й витримкою під тиском*

Періоди циклу	э л е д т р п р о м а г н и т ы						початок	кінець
	Э1	Е2	Е3	Е4	Е5	Е6		
Хід наближення		+					К	
Хід робітник.прискорений		+					нопка	
Хід робочий уповільнений		+					Д	
Витримка під тиском							Р	КМ
Зворотний хід			+				Д	В
Выталкиватель нагору				+			КМ	Э
Вивантаження							В	К1
завантаження							К1	В
Выталкиватель униз					+		К2	К2
							К2	К3
							К	К3
							нопка	

Примітка: РВ - реле часу витримки

*Опис роботи гідросхеми (мал.35).*

При включенні насосів обоє насоса працюють на злив, насос Н1- через свій переді-хранильний клапан 8 (ЭМ5 включений), насос Н2- через відкритий центр розподільників. Кнопкою «Пуск» включається ЭМ1 і вимикається ЭМ5 і рідина від насосів на- правляється в робочу порожнину циліндра, а зі штокової порожнини - на злив. Відбувається хід наближення. Т.к. насоси мають подачу, недостатню для заповнення робочої порожнини циліндра, у ньому створюється розрядження й рідина з наполнительного бака 1 через наполнительный клапан 2 надходить у циліндр.

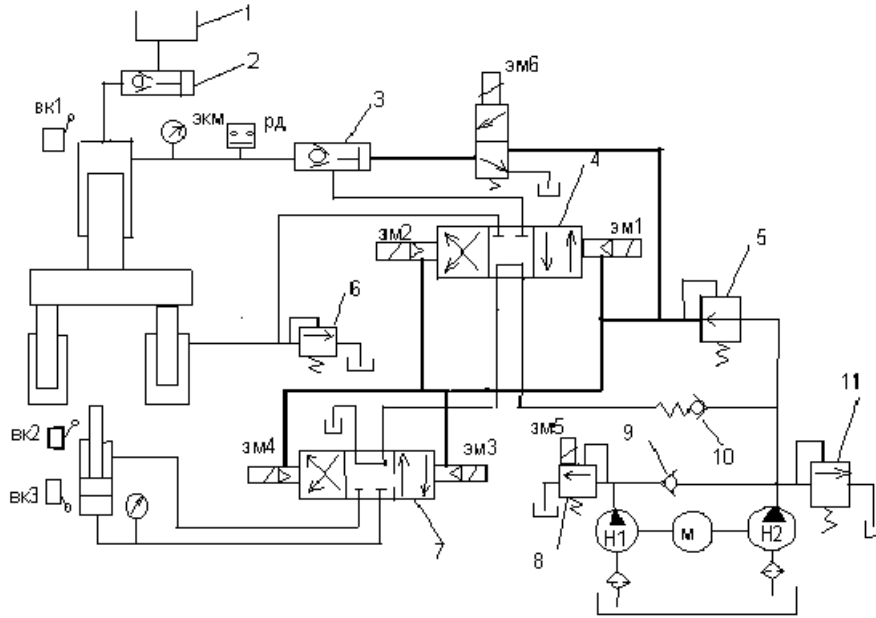


Рис.35

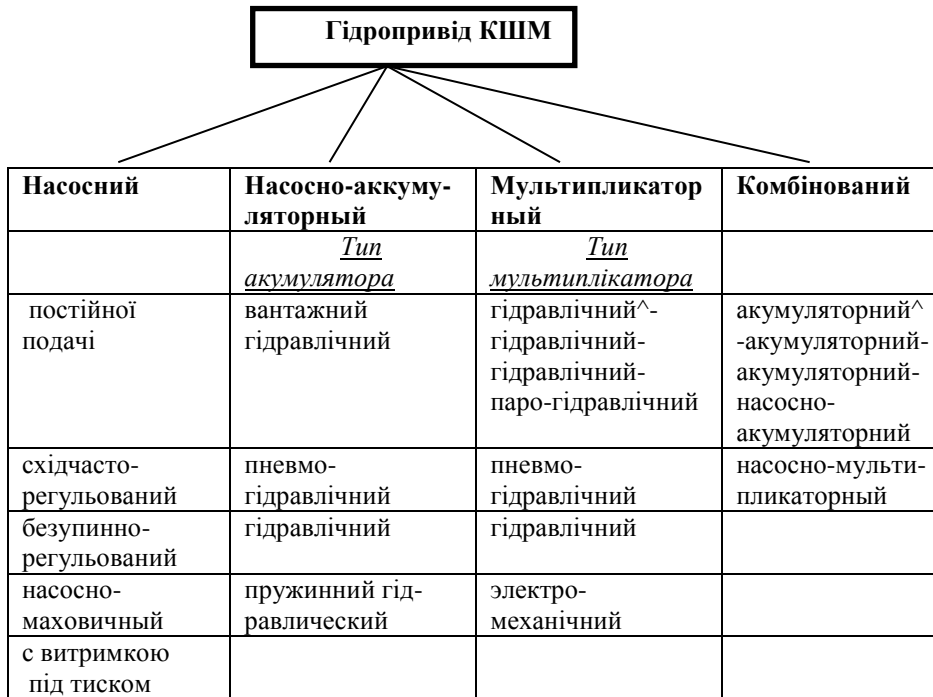
По закінченню ходу наближення при зустрічі повзуна із заготовкою, наполнительный клапан 2 закривається й обоє насоса із сумарною подачею ( тобто на першому щаблі швидкості) підвищують тиск у робочому циліндрі. Відбувається прискорений робочий хід. При досягненні в циліндрі тиску настроювання РД, включається електромагніт Э5 і насос Н1 переводиться на злив через клапан 8. На циліндр продовжує працювати один насос Н2, підвищуючи тиск до максимального. Це - уповільнений робочий хід. При максимальному тиску ЭКМ виключає всі електромагніти й включає реле часу витримки. Гідрозамок замикає робочу порожнину циліндра, проводиться витримка під тиском. По закінченню витримки РВ дає команду на зворотний хід. Включаються ЭМ2, ЭМ6 і вимикається ЭМ5. Насоси подають рідина в штокову порожнину циліндра, а з робочої рідина витісняється в наполнительный бак (клапан 2 відкритий) і через розподільник 4 - у зливальний бак. Відбувається зворотний хід до замикання вимикача ВК1, який виключає ЭМ2, ЭМ6 і включає ЭМ3 і ЭМ5. Насос Н2 через розподільник 7 подає рідина в поршневу порожнину выталкивателя. Наприкінці ходу выталкивателя нагору замикається ВК2, відключається ЭМ3. Проводиться знімання виробу, завантаження матеріалу. Далі кнопкою «Выталкиватель вниз» включається ЭМ4 і выталкиватель опускається, замикаючи в крайньому нижньому положенні ВК3. Вимикається ЭМ4, ЭМ5, схема прийшла у вихідний стан, цикл закінчений.

## 4. Основні типи гідроприводів

### 4.1. Класифікація гідроприводів

Гідроприводи можна класифікувати за багатьма ознаками: - джерелу рідини високого тиску, наявності або відсутності наповнительной системи, можливості регулювання подачі насосів, типу застосовуваного акумулятора й ін.

Одна із класифікацій представлена схемою.



*Насосний привод* - це привод, у якому джерелом високого тиску рідини є насос. Насосний привод може містити в собі систему наповнення у вигляді наповнительного бака з рідиною низького тиску, з якого заповнюється робочий циліндр на ході наближення.

*Аккумуляторний<sup>^</sup>-аккумуляторний-аккумуляторний-насосно-аккумуляторний привод* - привод, у якому використовується проміжний накопичувач рідини високого тиску - акумулятор. В акумуляторі попередньо запасється певний обсяг рідини високого тиску, який потім витрачається для роботи преса.

*Мультипликаторний привод* - привод, у якому використовується пристрій (мультипликатор), що підвищує тиск у системі понад тиск, що розбудовується насосом.

*Комбінований привод* - привод, у якому використовується комбінація перерахованих вище приводів. Це дозволяє окремі періоди циклу роботи преса

здійснювати від того або іншого типу привода, наприклад, хід наближення - від насоса, хід деформування - від акумулятора або мультипликатора, зворотний хід - знову від насоса.

### 4.2. Поняття ідеального привода

Гідравлічна потужність насоса в будь-який момент часу (поточна потужність)

$$N_i = p_i Q_i$$

де:  $p_i$  - поточний тиск, що розбудовується насосом

$Q_i$  - поточне значення продуктивності насоса

Стандартні насоси розраховуються для тривалого режиму роботи з певним для даного насоса тиском. Цей тиск називається номінальним тиском ( $p_n$ ) і вказується в паспорті насоса. Очевидно, що якщо максимальне зусилля на плунжері преса -  $P_{д.макс}$  а площа плунжера -  $F_1$ , то насос повинен вибиратися по

номінальному тискові  $p_n = \frac{P_{д.макс}}{F_1}$ .

Стандартні насоси випускаються на певний, максимальний для даного насоса витрата робочої рідини, який називається номінальною витратою ( $Q_n$ ) і вказується в паспорті насоса. При безпосередньому

з'єднанні насоса з гідроциліндром витрата насоса повинен забезпечити задану максимальну швидкість плунжера  $Q_n = V_{\max} F_1$ .

Тоді для подолання максимального навантаження на плунжері й забезпечення його максимальної швидкості насос повинен мати настановну потужність  $N_{ny} = p_n Q_n$ .

Слід розрізнити настановну потужність насоса, по якій він вибирається, від поточної потужності, яку він розбудовує в процесі роботи преса. Для прикладу розглянемо роботу насоса постійної подачі ( $Q_n = \text{Const}$ ) по подоланню змінного навантаження на плунжері, заданої графіком опади  $P = P_0 + \text{до } S$  (див. мал.36). Помітимо, що графік опади в іншому масштабі являє собою графік тиску в циліндрі преса, тому що  $p = P / F$ .

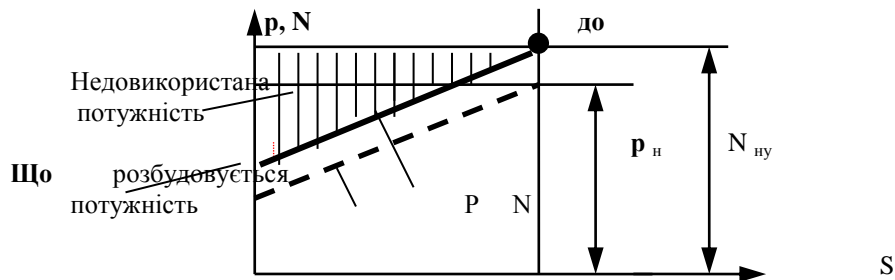


Рис.36

Т. к. за умовою  $Q = \text{Const}$ , те поточна потужність ( $N_i = p_i Q_n$ ) пропорційна поточному тиску й свого максимального значення  $N_{ny} = p_n Q_n$  досягає тільки в одній, останній крапці «ДО» робочого ходу. Отже, на всій ділянці робочого ходу поточна потужність  $N_i$  менше настановної потужності  $N_{ny}$ . Інакше кажучи, у насоса постійної подачі при змінному характері навантаження настановна потужність недовикористовується на всім робочому ході, крім останньої крапки «ДО».

*Ідеальним* називається насос, що розбудовує постійну поточну потужність, рівну його настановної потужності, незалежно від характеру зміни навантаження на плунжері, інакше кажучи, що повністю використовує свою настановну потужність у будь-якій крапці робочого ходу.

Такий насос характеризується співвідношенням параметрів  $p Q = \text{Const}$ , що в координатах  $p$  і  $Q$  представляє равнобоку гіперболу (мал.37).

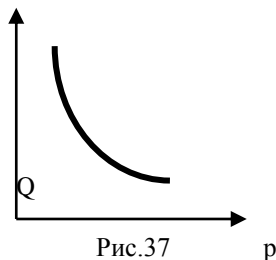


Рис.37

Ступінь досконалості того або іншого гідроприводу може бути оцінена шляхом його порівняння з ідеальним. При проектуванні гідроприводу завжди необхідно прагнути до того, щоб його настановна потужність використовувалася повністю на всіх періодах циклу, незалежно від характеру зміни навантаження

Очевидно, що при змінному характері навантаження ця умова може бути виконана тільки, якщо насос міняє свою продуктивність так, що добуток  $p Q$  залишається постійним, тобто насос повинен мати подачу, регульовану у функції тиску.

#### 4.3. Робітник, силовий і швидкісний режими роботи КШМ

Розрізняють два основні типи гідравлічних КШМ: преси й молоти.

Преси - машини статичної дії, деформування здійснюється статичним тиском робочої рідини при невеликих швидкостях виконавчого механізму в межах 0,005 - 0,02 м/с. Молоти - машини динамічної дії, що деформують заготовку кінетичною енергією рухливих частин при швидкостях 5 - 7 м/с. У зв'язку із принциповою відмінністю в роботі машин різняться їхні робітники, силові й швидкісні режими.

Під *робочим режимом* розуміється послідовність і тривалість характерних періодів, з яких складається замкнений цикл роботи машини. Зображується робочий режим цикловою діаграмою.

*Силовий режим* - це характер нагрюження виконавчого механізму машини на окремих періодах циклу. Зображується графіком зусилля або тиску по ходу або за часом.

*Швидкісний режим* - зміна швидкості виконавчого механізму машини по окремих періодах циклу. Зображується графіком швидкості по переміщенню або за часом.

У пресів і молотів різні як самі періоди циклу, так і навантаження й швидкість на окремих періодах циклу.

### Режими роботи преса

Робочий режим полягає в загальному випадку з періодів - хід наближення, робочий хід, витримка під тиском, зворотний хід, технологічна пауза. Для простоти розглянемо цикл роботи преса, що полягає із трьох періодів - хід наближення, робочий хід і зворотний хід.

Хід наближення з погляду енергетики - пасивний хід, рухливі частини опускаються при заповненні робочого циліндра рідиною низького тиску від насоса або з бака. На робочому ході привод навантажується, тому що тиск у циліндрі зростає пропорційно технологічному зусиллю. Енергія тиску рідини переходить у роботу деформування:

Пекло =  $F_1 \int p \, ds$ . Зворотний хід відбувається при подачі рідини у зворотні циліндри з тиском, достатнім для подолання ваги рухливих частин і тертя:  $p_2 = (G + T) / F_2$ .

Швидкість на окремих періодах циклу залежить від типу привода. Для насосного привода вона визначається величиною подачі насоса  $V = Q / F$

### Режими роботи молота

Робочий режим молота складається з періодів: хід розгону, робочий хід, зворотний хід, технологічна пауза.

Хід розгону - енергетично активний хід від крайнього верхнього положення до зустрічі з куванням. На цьому ході в циліндр подається рідина високого тиску ( від акумулятора), і рухливі частини розганяють, накопичуючи до моменту удару кінетичну енергію.

Енергія робочої рідини тут переходить у кінетичну енергію рухливих частин:  $F_1 \int p \, ds = m V^{2/2}$ .

Хід розгону автоматично переходить у робочий хід, на якому накопичена кінетична енергія переходить у роботу деформування ( $Lk = \text{Пекло}$ ). Робота привода на цьому ході мізерно мала, тому що удар відбувається за тисячні частки секунди. Зворотний хід здійснюється подачею рідини високого тиску з акумулятора у зворотні циліндри. Зворотний хід має ділянку гальмування, на якій рухливі частини загальмовуються при підході до крайнього верхнього положення.

Швидкість рухливих частин при ході розгону зростає від нуля до максимуму, на робочому ході швидкість гаситься від максимуму до нуля. На зворотному ході характер зміни швидкості такий же- від нуля до максимуму й знову до нуля.

Режими роботи преса й молота показані на мал. 38.

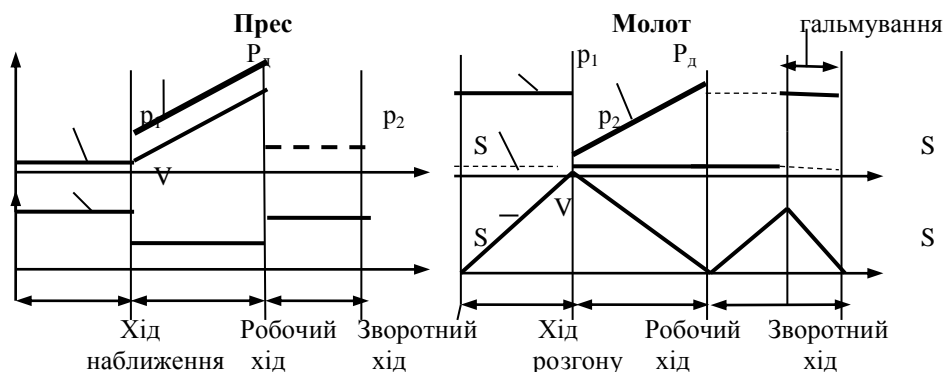


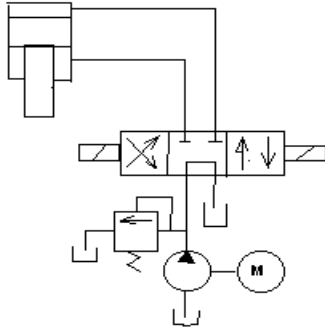
Рис.38

#### 4.4. Насосний привод постійної подачі

Принципова схема привода показана на мал.39. Вихідними даними для розрахунків є : номінальне зусилля преса -  $P_n$ , силовий графік технологічної операції  $P_d = f ( S )$ , час  $t_d$  або швидкість  $V_d$  деформування.

Задаючись стандартним тиском насоса  $p_n$ , визначаємо площа робочого плунжера преса :  $F_1 =$

$$\frac{P_n}{p_n}$$



Визначаємо площу зворотних плунжерів, виходячи із зусилля зворотного ходу  $P_v = ( 0,1 - 0,2 ) P_n$  і тиску зворотного ходу  $p_2 \leq p_n$ :

$$F_2 = ( 0,1 - 0,2 ) \frac{P_n}{p_2}$$

Знаючи величину ходу деформування  $S_d$  ( із силового графіка ) і час деформування  $t_d$ , знайдемо швидкість деформування :  $V_d$

$$= \frac{S_d}{t_d}$$

Рис.39

Тепер можна визначити необхідну подачу насоса для забезпечення заданого часу деформування :  $Q_n = V_d F_1$ .

По параметрах  $p_n$  і  $Q_n$  вибирається з каталогу насос. Наставна потужність насоса:  $N_{ny} = p_n Q_n$ . Наставна потужність електродвигуна:  $N_{zy} = N_{ny} / \eta_n$ .

Швидкості на окремих періодах циклу: наближення  $V_{xp} = Q_n / F_1$ ,  
деформування  $V_d = Q_n / F_1$ ,  
зворотного ходу  $V_v = Q_n / F_2$ .

Час окремих періодів циклу знаходимо по загальній формулі  $t_i = S_i / V_i$ , підставляючи відповідні до даного періоду переміщення й швидкість. Час циклу  $t_{ц} = \sum t_i$ , продуктивність преса  $\Pi = 60 / t_{ц}$ .

Графіки зусилля, тиску, швидкості й потужності по окремих періодах циклу преса показані на мал.40.

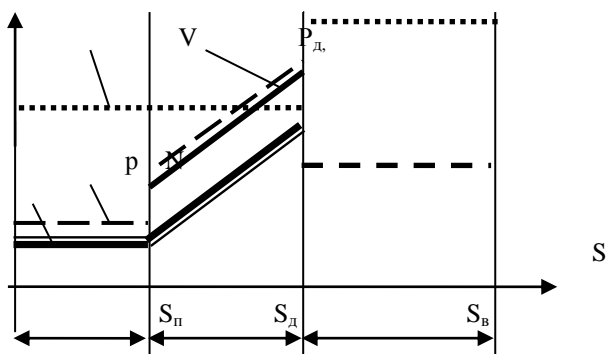


Рис.40

Із графіків видно, що на ході наближення, коли навантаження на повзуну преса відсутнє, тиск і потужність, що розбудовуються насосом, мають невелике й постійне значення. На робочому ході тиск і потужність змінюються пропорційно зусиллю деформування -  $p_1 = P_d / F_1$

і  $N = p Q_n$ . На зворотному ході тиск і потужність постійні, оскільки долається постійне навантаження - вага рухливих частин і сила тертя, а величина тиску визначається прийнятої при розрахунках площею зворотних циліндрів -  $p_2 = ( G + T ) / F_2$ .

#### 4.5. Насосний привод зі східчато-регульованою подачею

Принципова схема привода показана на мал.41.

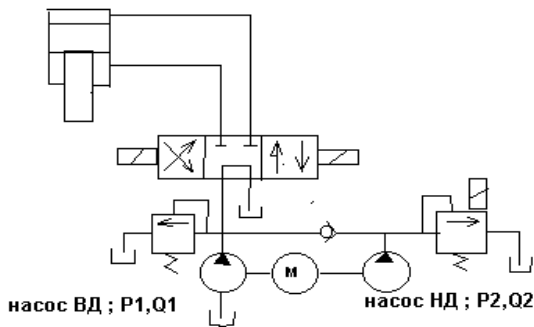


Рис.41

У приводі використовуються два насоси, один - низького тиску ( НД ), іншої - високого тиску ( ВД ). Звичайно  $P_1 < P_2$  і  $Q_1 > Q_2$

Нехай технологічна операція, виконувана пресом, характеризується силовим графіком штампування, показаним на мал. 42.

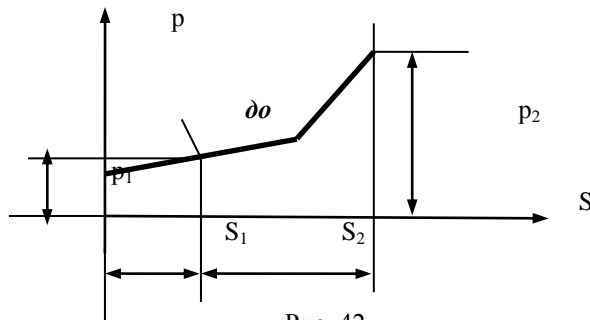


Рис. 42

Принцип дії привода полягає в наступному. На 1-м ділянці ходу працюють обидва насоса із сумарною подачею, забезпечуючи високу швидкість повзуна преса. При досягненні тиску  $p_1$  насос НД по команді від реле тиску переводиться на злив через свій запобіжний клапан, зворотний клапан закривається й на 2-м ділянці ходу на циліндр працює тільки один насос ВД, піднімаючи тиск до  $p_2$ , при цьому швидкість повзуна преса знижується відповідно зміні подачі на циліндр.

Таким чином, на 1-м ділянці : тиск  $0 < p < p_1$ , подача  $Q_1 + Q_2$ , швидкість  $V_1 = (Q_1 + Q_2) / F_1$ , потужність  $N_1 = p_1 (Q_1 + Q_2)$ , досягаючи в кінці *До* значення  $N_1 = p_1(Q_1 + Q_2)$ . На 2-м ділянці: тиск  $p_1 < p < p_2$ , подача  $Q_2$ , швидкість  $V_2 = Q_2 / F_1$ , потужність  $N_2 = p_2 Q_2$ , досягаючи наприкінці ходу значення  $N_2 = p_2 Q_2$ .

Помітимо, що в кінці *До* швидкість стрибком змінюється від  $V_1$  до  $V_2$ , а потужність також стрибком змінюється від  $N_1 = p_1 (Q_1 + Q_2)$  до  $N_2 = p_2 Q_2$ . Тиск і потужність по ходу змінюються пропорційно навантаженню на плунжері - зусиллю деформування  $R_d$ .

Графіки зміни тиску, швидкості й потужності по ходу повзуна преса показані на мал.43.

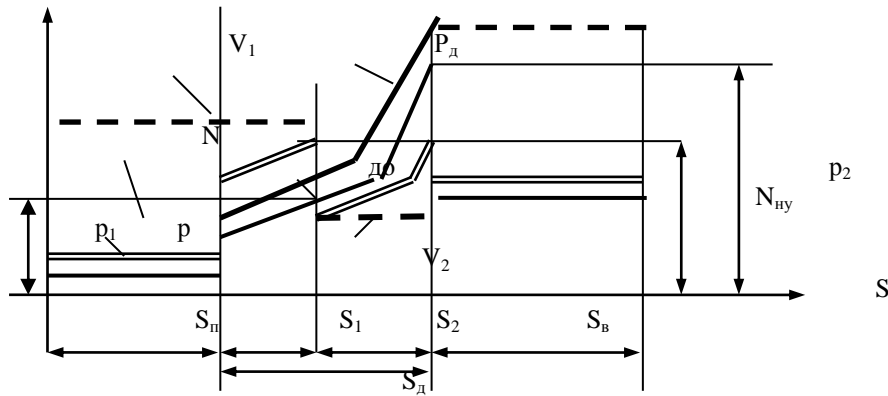


Рис. 43

При проектуванні 2-х східчастого привода необхідно виконати дві умови:

1. Потужність наприкінці кожного щабля повинна бути однаковою й дорівнює настановній потужності:  $N_{\text{ну}} = p_1 (Q_1 + Q_2) = p_2 Q_2$ .

2. Час деформування повинний бути мінімальним:  $t_d = t_{\text{хв}}$ .

Загальний час деформування складається із часу деформування на ділянках  $S_1$  і  $S_2$ :  $t_d = t_1 + t_2$

$$t_1 = \frac{S_1}{V_1} = \frac{S_1 F_1}{Q_1 + Q_2} \quad \text{і} \quad t_2 = \frac{S_2}{V_2} = \frac{S_2 F_1}{Q_2}$$

Підставляючи  $(Q_1 + Q_2) = \frac{N_{\text{ну}}}{p_1}$  і  $Q_2 = \frac{N_{\text{ну}}}{p_2}$ , одержимо вираження для  $t_d$ :

$$t_d = \frac{F_1}{N_{\text{ну}}} (p_1 S_1 + p_2 S_2).$$

Щоб час деформування був мінімальним, необхідно, щоб вираження  $(p_1 S_1 + p_2 S_2)$  було мінімальним. Із приведенного на мал.44 графіка видно, що, що складаються  $p_1 S_1$  і  $p_2 S_2$  є заштриховані площі  $f_1$  і  $f_2$ . Таким чином, при графічному розв'язку завдання необхідно на силовому графіку технологічної операції відшукати таку крапку **ДО**, щоб сума площ  $f_1 + f_2$  була мінімальною. Ця крапка визначить значення тиску  $p_1$  і розділить хід деформування на ділянки  $S_1$  і  $S_2$ . Якщо в цій крапці роботи вимикання насоса НД, то одержимо або мінімальний час

деформування при даній настановній потужності, або мінімальну настановну потужність при даному часі деформування:

$$N_{\text{ну}} = \frac{F_1}{t_d} (p_1 S_1 + p_2 S_2).$$

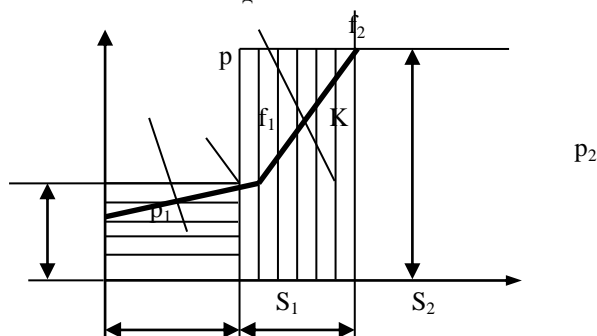


Рис. 44

Методика розрахунків двоступінчастого привода полягає в наступному. Використовуючи вихідні дані - номінальне зусилля преса  $P_n$ , максимальний хід преса  $S_{\text{max}}$ , силовий графік навантаження  $P_d = f(S)$  і час деформування  $t_d$  спочатку вибирають номінальний тиск насоса високого тиску (ВД) і визначають площа робочого плунжера:  $p_2 = P_n / F_1$ .



Потім, по зазначеній вище методиці на силовому графіку знаходять крапку ДО, положення якої визначає номінальний тиск насоса низького тиску (НД)  $p_1$  і величини ходів  $S_1$  і  $S_2$ .

Далі, знаючи  $t_d$ , можна визначити настановну потужність насосів  $N_{ny}$ .

Продуктивність насоса ВД знаходимо з формули настановної потужності  $Q_2 = N_{ny} / p_2$ .

Продуктивність насоса НД знаходимо також з формули настановної потужності  $Q_1 = (N_{ny} - p_1 Q_2) / p_1$ .

Таким чином, стають відомі характеристики обох насосів:  $p_1, Q_1$  і  $p_2, Q_2$ .

Далі можна визначити швидкості на всіх періодах циклу, час кожного періоду, загальний час циклу й продуктивність преса (див. розрахунки привода постійної подачі).

Двоступінчастий привід дозволяє значно знизити настановну потужність у порівнянні із приводом постійної подачі при тому самому часі деформування.

Порівняльний розрахунок:

$$\text{Для привода постійної подачі } t_d = \frac{S_d}{V_d} = \frac{S_d F_1}{Q} = \frac{S_d F_1 p_2}{N_{ny1}}.$$

$$\text{Для двоступінчастого привода } t_d = \frac{F_1(p_1 S_1 + p_2 S_2)}{N_{ny2}}.$$

Прийmemo для двоступінчастого привода  $p_1 = a p_2$ ,  $S_1 = b S_d$  і  $S_2 = (1 - b) S_d$ .

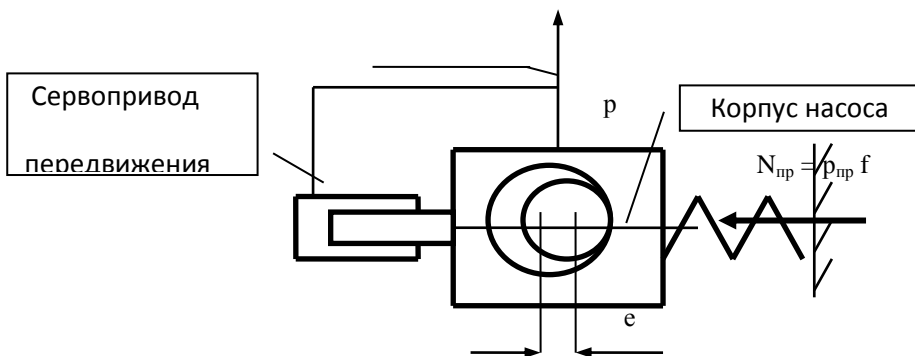
Тоді  $t_d = \frac{F_1 [a p_2 b S_d + p_2 (1 - b) S_d]}{N_{ny2}}$ . Дорівнюючи час деформування для обох типів приводів і скорочуючи

на  $F_1 p_2 S_d$ , одержимо співвідношення  $\frac{N_{ny2}}{N_{ny1}} = b(a - 1) + 1$ . Звичайно  $a = 0,2$  і  $b = 0,8$ . Тоді  $\frac{N_{ny2}}{N_{ny1}} = 0,36$ .

#### 4.6. Насосний привід з безупинно-регульованою подачею

Цей привід заснований на застосуванні насосів, у яких подача автоматично змінюється у функції тиску, що розбудовується, тобто  $Q = f(p)$ . Застосування регульованого насоса дозволяє знизити настановну потужність, оскільки характеристика такого насоса наближена до характеристики ідеального насоса.

Принцип регулювання розглянемо на прикладі радіально-плунжерного насоса (мал. 45) у гідросистемі



Подача насоса прямо пропорційна ексцентриситету  $e$  ротора насоса щодо корпусу -  $Q = f(e)$ . При нульовому ексцентриситеті подача дорівнює нулю. Корпус може зміщатися щодо ротора під дією сервопривода, до якого підведений відвід від напірної магістралі насоса. Із протилежної сторони корпус подпружинений з початковим затягуванням пружини  $N_0$ , відповідної до деякого тиску  $p_{пр}$ , починаючи з якого почне стискуватися пружина й зменшуватися ексцентриситет, отже й подача насоса  $Q$ .

Таким чином, у межах тисків  $0 < p < p_{пр}$  подача насоса не змінюється і є максимальної -  $Q_{max}$ . У межах  $p_{пр} < p < p_{max}$  подача змінюється від  $Q_{max}$  до нуля. У координатах  $p - Q$  характеристика насоса має вигляд, показаний на мал. 46.

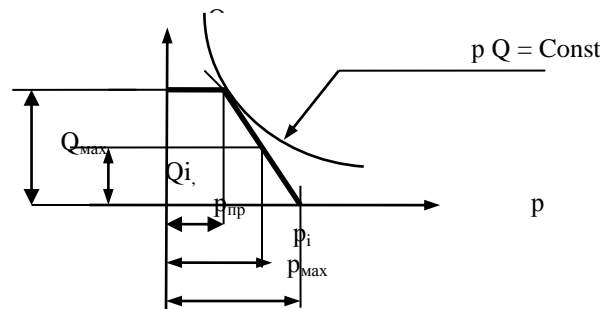


Рис. 46

На ділянці регулювання характеристика має лінійний характер, тому що зусилля пружини насоса при її стиску змінюється лінійно. Поточна подача насоса на ділянці регулювання визначається з подоби трикутників:

$$\frac{Q_i}{Q_{max}} = \frac{p_{max} - p_i}{p_{max} - p_{пр}}, \quad \text{звідки} \quad Q_i = Q_{max} \frac{p_{max} - p_i}{p_{max} - p_{пр}}$$

Визначимо максимальне значення потужності насоса, яке повинне бути прийняте за настановну потужність  $N_{ну}$ .

На нерегульованій ділянці, де подача насоса  $Q_{max} = Const$ , потужність пропорційна тиску й рівна  $N_i = p_i Q_{max}$ , досягаючи максимального значення при  $p_i = p_{пр}$ .

$$\text{На регульованій ділянці} \quad N_i = p_i Q_i = p_i Q_{max} \frac{p_{max} - p_i}{p_{max} - p_{пр}}$$

Максимальне значення потужності на цій ділянці знайдемо, досліджуючи функцію потужності на екстремум. Для цього поберемо похідну  $\frac{dN}{dp}$  й дорівняємо її нулю. Досить побрати похідну вираження  $(p_{max} - p_i^2)^{\downarrow} =$

$$= p_{max} - 2p_i = 0, \quad \text{звідки} \quad p_i = p_{max} / 2.$$

При цьому значенні  $p_i$  потужність на регульованій ділянці ухвалює максимальне значення, яке й слід прийняти за настановну потужність.

$$N_{ну} = \frac{p_{max}}{2} Q_{max} \frac{p_{max} - \frac{p_{max}}{2}}{p_{max} - p_{пр}} = \frac{p_{max}^2 Q_{max}}{4(p_{max} - p_{пр})}$$

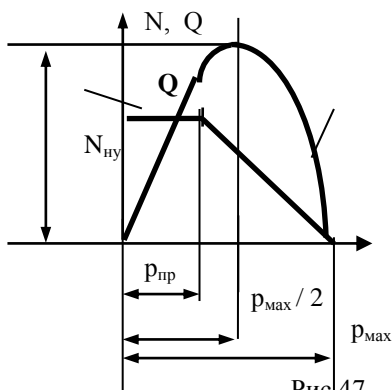


Рис.47

В окремому випадку, коли  $p_{пр} = p_{max} / 2$ ,  $N_{ну} = p_{пр} Q_{max}$ .  
Помітимо, що на регульованій ділянці потужність змінюється нелінійно. Графік зміни потужності показана на мал.47.

p

Методика розрахунків привода.

Дане:  $P_n, S_{max}, t_d, P_d = f(S)$ .

Задаючись стандартним тиском насоса  $p_n$ , визначаємо площа плунжера преса  $F_1$  і середню швидкість на ході деформування  $V_{ср}$ :

$$F_1 = \frac{P_H}{P_H}, \quad V_{cp} = \frac{S_d}{t_d}.$$

Подача насоса повинна забезпечувати на нерегульованій ділянці  $V > V_{cp}$ , на регульованій ділянці змінну швидкість  $V$  від  $V_{max}$  до нуля.

Задаємося  $V_{max} = 2 V_{cp}$ . Тепер можна визначити подачу насоса

$$Q_{max} = V_{max} F_1.$$

На силовому графіку  $p = f(S)$  задаємося тиском  $p_{пр}$ , яке визначає крапку До початку регулювання подачі, тобто розділяє загальний хід деформування на дві ділянки -  $S_1$  і  $S_2$ . Визначаємо

швидкості деформування на кожному з ділянок: на 1 ділянці швидкість  $V_1 = \frac{Q_H}{F_1}$ , на другій ділянці середня

швидкість  $V_2 = \frac{Q_H}{2F_1}$ . Загальний час деформування  $t_d = t_1 + t_2 = \frac{S_1}{V_1} + \frac{S_2}{V_2}$ .

Якщо  $t_d$  не укладається в задане, коректуємо подачу насоса  $Q_H$  або змінюємо крапку початку регулювання. Після того, як обраний насос ( $p_H, Q_H$ ) і заданий тиск  $p_{пр}$  початку регулювання, можна знайти настановну потужність насоса, електродвигуна, швидкості й час переміщень на окремих ділянках.

Графіки зусилля, тиску, швидкості й потужності по періодах циклу показані на мал.48.

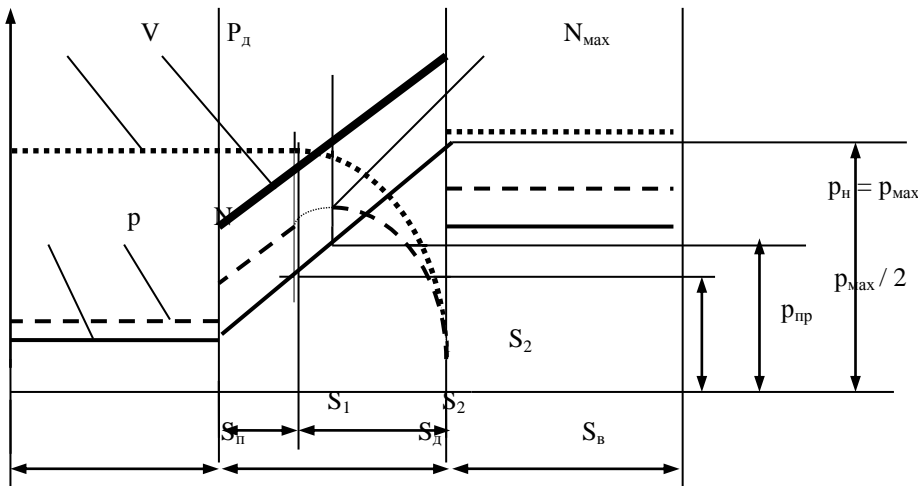


Рис. 48

Вище було сказано, що насос, регульований по тискові, має характеристику, наближену до характеристики ідеального насоса. Існує три способи регулювання:

1. За допомогою однієї пружини
  2. За допомогою двох пружин
  3. За допомогою копирного механізму
- Схема й характеристика насоса, регульованого за допомогою однієї пружини показана на мал. 49.

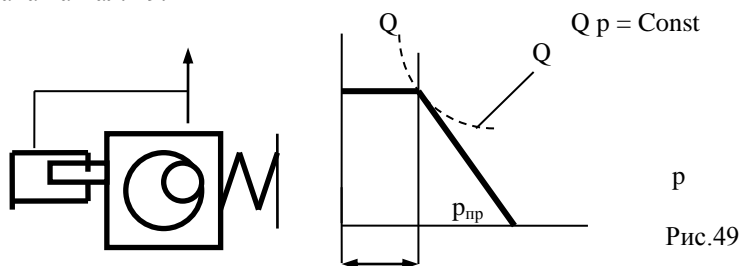


Рис.49

Схема й характеристика насоса, регульованого за допомогою двох пружин різних характеристик показана на мал. 50.

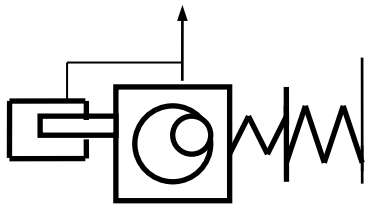
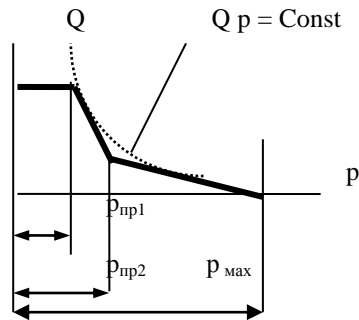


Рис.50



Із графіка видно, що характеристика насоса ще більш наближена до ідеальної. Схема й характеристика насоса, регульованого за допомогою копирного механізму показана на мал.51.

копір.

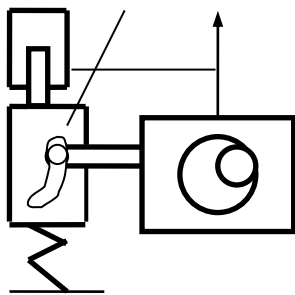
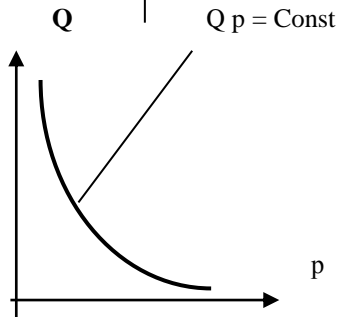


Рис.51



Зсув копіра у функції тиску відбувається за лінійним законом, але зсув корпусу насоса й, відповідно, подача - не лінійні, тому що вони визначаються формою копирного паза. Форму копіра можна так погодити із графіком технологічного навантаження, щоб виконувалася рівність  $q p = \text{Const}$ .

#### 4.7. Насосно-маховичний привод

Насосно-маховичний привод відрізняється від звичайного насосного приводу тим, що між насосом і електродвигуном установлений маховик, що дозволяє знизити настановну потужність електродвигуна  $N_{\text{эу}}$  в порівнянні з настановною потужністю насоса  $N_{\text{ну}}$ . У звичайному насосному приводі  $N_{\text{эу}} > N_{\text{ну}}$ , а в насосно-маховичному приводі  $N_{\text{эу}} < N_{\text{ну}}$ .

Розглянемо роботу насосного приводу при виконанні пресом технологічної операції опади (мал. 52).

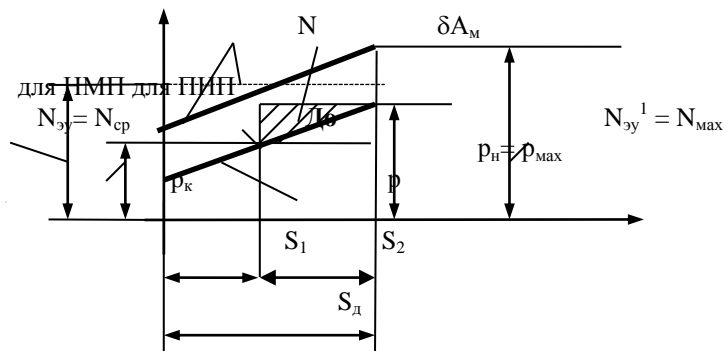


Рис.52

Для простого насосного приводу (ПНП) настановна потужність електродвигуна рівна:  $N_{\text{эу}}^1 =$

$$\frac{N_{\text{ну}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}$$

Оскільки максимальний тиск  $p = p_n$  досягається тільки в останній крапці робочого ходу, те максимальна потужність, відповідна до максимального тиску, також досягається тільки в цій крапці. По цій максимальній потужності й вибирається електродвигун у простому насосному приводі й ця потужність недовикористовується в усі інших крапках ходу.

Цей недолік усувається в насосно-маховичном приводі ( НМП ).

Поставимо умову, щоб електродвигун повністю використовував свою настановну потужність на всьому ході деформування. Т.к. уся робота деформування Пекло повинна бути виконана за певний час  $t_d$ , те електродвигун, будучи повністю завантаженим, повинен мати потужність:

$$N_{\text{зв}} = \frac{A_d}{t_d \eta_{\text{гс}}}, \text{ де } \eta_{\text{гс}} - \text{КПД гідросистеми.}$$

Очевидно, що ця потужність - не максимальна, а середня за робочий хід, тому що вся робота розділена на увесь час. Але двигун з такою середньою потужністю  $N_{\text{зв}}$  не може підняти тиск до максимального, тому що для цього потрібна максимальна потужність  $N_{\text{зв}}^{\text{!}}$ . Такий двигун може підняти тиск тільки до деякого значення  $p = p_k$ .

$$N_{\text{сп}} = N_{\text{зв}} = \frac{p_k Q_n}{\eta_n}, \text{ звідки випливає } p_k = \frac{N_{\text{зв}} \eta_n}{Q_n}.$$

Відзначимо на графіку крапку ДО, у якій досягається тиск  $p_k$ . Графік ділиться на дві ділянки  $S_1$  і  $S_2$ .

На ділянці  $S_1$ , двигун, працюючи на свою повну потужність, робить роботу  $A_{\text{зв}1} = F_1 \cdot p_k \cdot S_1$ , а від нього потрібно за графіком робота деформування Пекло<sub>1</sub> =  $F_1 \int^{s_1} p \, ds$  (площа під силовим графіком на ділянці  $S_1$ ). Видне, що  $A_{\text{зв}1} > \text{Пекло}_1$ , і надлишок роботи електродвигуна на цій ділянці йде на розгін маховика.

На ділянці  $S_2$ , двигун може зробити роботу  $A_{\text{зв}2} = F_1 \cdot p_k \cdot S_2$ , а від нього потрібно за графіком робота Пекло<sub>2</sub> =  $F_1 \int^{s_2} p \, ds$  (площа під силовим графіком на ділянці  $S_2$ ). У цьому випадку Пекло<sub>2</sub> >  $A_{\text{зв}2}$ , тому двигун не може сам упоратися із цією роботою й на цій ділянці йому допомагає маховик, віддаючи додаткову енергію  $\delta A_m = \text{Пекло}_2 - A_{\text{зв}2}$ . (см. заштриховану площу).

Маховик, віддаючи енергію, знижує свої оберти в межах ковзання, що допускається, електродвигуна.

$$\text{Тому } \delta A_m = \frac{J \cdot (\omega_n^2 - \omega_k^2)}{2},$$

де  $J$  - момент інерції маховика,  $\omega_n$  і  $\omega_{\text{до}}$  - відповідно початкова й кінцева кутова швидкість маховика ( у межах ковзання двигуна  $\lambda \approx 0,1$  ).

Методика розрахунків насосно-маховичного привода в частині вибору характеристики насоса, його настановної потужності, визначення швидкостей і часу переміщень рухливих частин преса не відрізняється від методики розрахунків звичайного насосного привода. Відмінність полягає лише у визначенні настановної потужності електродвигуна й у необхідності визначення моменту інерції маховика.

#### 4.8. Привод з витримкою під тиском

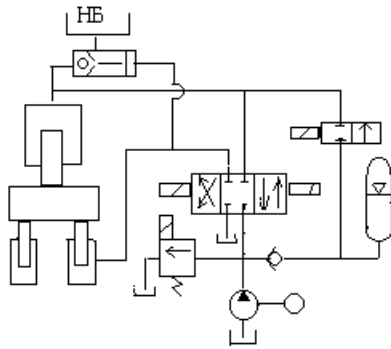
Цей тип привода застосовується в пресах для пластмас, де технологія вимагає тривалої паузи в роботі преса при збереженні прикладеного до виробу тиску. Оскільки в процесі витримки під тиском робота не проводиться ( немає переміщення ), залишати насос під максимальним навантаженням для підтримки тиску економічно недоцільно (витрата енергії, дроселювання робочої рідини через запобіжний клапан, її нагрівання, втрата в'язкості й ін.). Тому при витримці привод відключають, а робочу рідину під високим тиском замикають у циліндрі за допомогою спеціального гідрозамка. Необхідно тільки забезпечити компенсацію витоків, що знижують тиск у робочому циліндрі. Для цього використовують періодичне підкачування рідини в циліндр по командах реле тиску або електроконтактного манометра, що включають насос при зниженні тиску понад установлену межу. Для підкачування може використовуватися основний насос, спеціальний насос підкачування з невеликою подачею або мікроаккумулятор.

У частині розрахунків витримка під тиском ніякої специфіки не вносить.

#### 4.9. Насосно-аккумуляторний привод

Принципові схеми насосно-аккумуляторного привода для преса й молота показані на мал. 53.

Гідросхема преса



Гідросхема молота

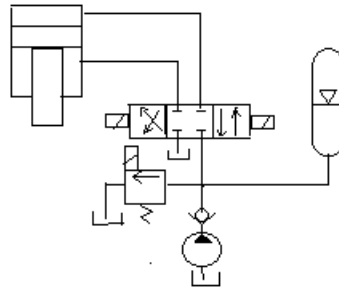


Рис.53

Відмінність приводів полягає в тому, що в гідрпреса хід наближення й зворотний хід здійснюються від насоса, а хід деформування - від акумулятора, тоді як у гідромолота всі три періоди циклу здійснюються від акумулятора. По суті акумуляторний привод для преса є комбінованим акумуляторним-насосно-акумуляторним приводом, а для молота - чисто акумуляторним приводом.

#### Гідродинамічний розрахунки

Кінематичні параметри руху рухливих частин при акумуляторний-акумуляторним-акумуляторному-насосно-акумуляторному приводі визначаються на підставі гідродинамічного розрахунків.

Методика розрахунків полягає в наступному. Складається розрахункова схема окремо для кожного періоду циклу (ходу наближення, робочого ходу, зворотного ходу). На схемі позначаються зв'язки циліндрів з відповідними джерелами живлення й зливу для даного періоду циклу (з акумулятором, наполнительним і зливальним баками), а також усі діючі сили, тиски й наведені характеристики трубопроводів ( $\lambda, L$ ).

Позначимо:  $p_1$ - тиск у робочому циліндрі,  
 $p_2$ - тиск у зворотному циліндрі,  
 $p_3$ - тиск в акумуляторі,  
 $p_4$ - тиск у наполнительном баку,  
 $p_5$ - тиск у зливальному баку,  
 $F_1$  і  $F_2$ - площі робітника й зворотного циліндрів,  
 $\xi_p$  и  $\xi_b, L_p$  и  $L_b$ - Наведені до циліндрів опори й довжини робітника й зворотного трубопроводів.

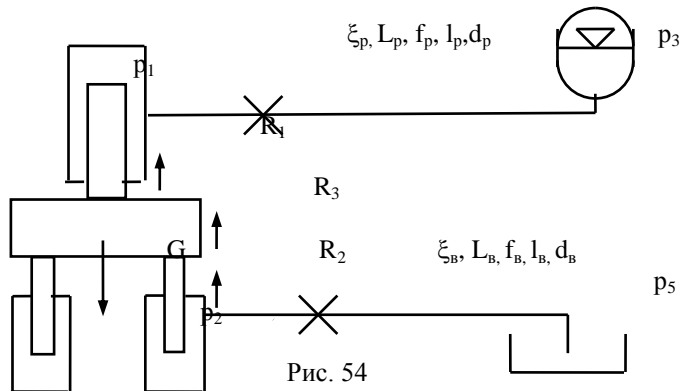
$$\xi_p = \frac{F_1^2}{f_p^2} \left( \lambda \frac{l_p}{d_p} + \sum \xi_{ip} \right), \quad \xi_b = \frac{F_2^2}{f_b^2} \left( \lambda \frac{l_b}{d_b} + \sum \xi_{ib} \right),$$

$$L_p = \frac{F_1}{f_p} l_p, \quad L_b = \frac{F_2}{f_b} l_b.$$

У формулах :  $f, l, d$  - площа перетину, довжина й діаметр відповідного трубопроводу,  $\xi_i$  - коефіцієнти місцевих опорів відповідних трубопроводів,  $\lambda$  - коефіцієнт втрат на тертя рідини в трубопроводі .

Розрахункова схема холостого ходу ( мал. 54 )

На холостому ході робочий циліндр з'єднаний з акумулятором, зворотні циліндри - зі зливом.



Рівняння руху рухливих частин преса:

$$m \frac{dV}{dt} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - R_1 - R_2 - R_3 + G,$$

де  $R_1$  і  $R_2$  - сили тертя в ущільненнях циліндрів,

$R_3$  - сила тертя в напрямних повзуна,

$G$  - вага рухливих частин.

Далі виражаємо невідомі тиски через відомі:

$$p_1 = p_3 - \frac{\rho}{2} \xi_p V^2 - \rho L_p \frac{dV}{dt} \quad \text{і} \quad p_2 = p_5 + \frac{\rho}{2} \xi_B V^2 + \rho L_B \frac{dV}{dt},$$

де  $\rho$  - щільність робочої рідини.

Сили тертя:  $R_1 = 0,03 p_1 F_1$ ,  $R_2 = 0,03 p_2 F_2$ ,  $R_3 = 0,1G$ .

Після підстановки в рівняння руху й приведення подібних членів

$$\text{одержуємо: } a \frac{dV}{dt} + bV^2 - C = 0,$$

$$\begin{aligned} \text{де коефіцієнти :} \quad a &= m + 0,97\rho F_1 L_p + 1,03\rho F_2 L_B \\ b &= 0,5 ( 0,97\rho F_1 \xi_p + 1,03\rho F_2 \xi_B ) \\ c &= 0,97p_3 F_1 - 1,03p_5 F_2 + 0,9 G \end{aligned}$$

Коефіцієнт «а» представляє наведену масу повзуна й робочої рідини, «b» характеризує опору руху, «с» - активні сили, прикладені до повзуна преса

Розв'язок диференціального рівняння має вигляд:

$$v = \sqrt{\frac{c}{b}} \frac{\exp 2 \frac{\sqrt{bc}}{a} t - 1}{\exp 2 \frac{\sqrt{bc}}{a} t + 1} = \sqrt{\frac{c}{b}} \operatorname{th} \frac{\sqrt{bc}}{a} t.$$

Після інтегрування одержимо вираження для переміщення:

$$s = \frac{a}{b} \ln \frac{\exp 2 \frac{\sqrt{bc}}{a} t + 1}{2 \exp \frac{\sqrt{bc}}{a} t} = \frac{a}{b} \ln \operatorname{ch} \frac{\sqrt{bc}}{a} t.$$

Графіки швидкості й переміщення є функціями гіперболічного тангенса й косинуса й показані на мал.55.

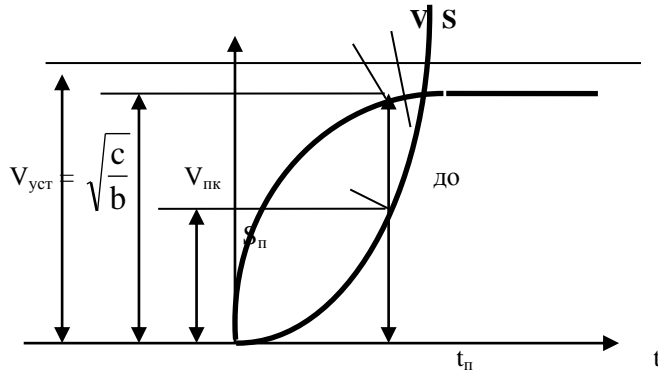


Рис.55

Побудувавши графіки переміщення  $S$  і швидкості  $V$ , відкладемо величину ходу наближення  $S_{п}$  і на осі  $t$  знайдемо час наближення  $t_{п}$ , а перейшовши на графік  $V$ , знайдемо кінцеве значення швидкості ходу наближення  $V_{пк}$ . Помітимо, що при  $t \rightarrow \infty$  швидкість прагне до значення, що встановилося,  $v_{уст}$ .

*Розрахункова схема ходу деформування (мал.56)*

На ході деформування робочий циліндр з'єднаний з акумулятором, зворотні - зі зливом, на повзун додатково діє технологічне навантаження  $P_d = P_0 + до S$ .

$$\text{Рівняння руху: } m \frac{dV}{dt} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - R_1 - R_2 - R_3 + G - P_d.$$

Після підстановки виражень для  $p_1, p_2, R_1, R_2, R_3, G$  і  $P_d = P_0 + до S$  одержуємо диференціальне рівняння виду:  $a \frac{dV}{dt} + bV^2 - C + kS = 0$ ,

де коефіцієнти «а» і «b» мають ті ж значення, що й при ході наближення, а коефіцієнт  $k = 0,97 p_3 F_1 - 1,03 p_3 F_2 + 0,9G - P_0$ .

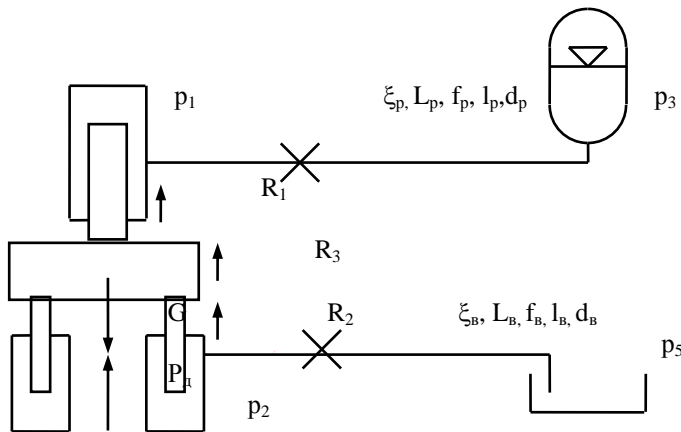


Рис.56

Диференціальне рівняння приводиться до виду  $V = f(S)$  після заміни:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{2} \frac{d(V^2)}{dS}$$

і має наближений розв'язок:

$$V = \sqrt{\frac{ak + 2bc}{2b^2} - \frac{kS}{b}}$$

При  $S = 0$  (початок ходу) швидкість  $V$  максимальна, зі збільшенням  $S$  швидкість  $V$  зменшується.  
Тривалість робочого ходу:



$$t_d = 3\sqrt{2\left(\frac{a}{k} + \frac{2bc}{k^2}\right)}$$

Переміщення на робочому ході:

$$S = t\sqrt{\frac{ak + 2bc}{2b^2}} - \frac{k}{4b}t^2$$

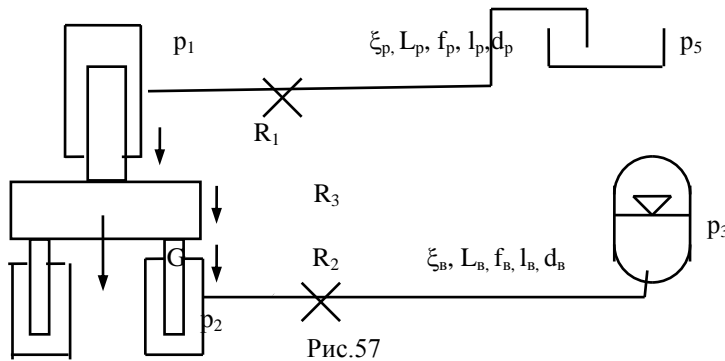
Розрахункова схема зворотного ходу (мал.57)

На зворотному ході робочий циліндр з'єднаний зі зливом, а зворотні циліндри - з акумулятором. Сили тертя поміняли напрямок.

Рівняння руху:  $m \frac{dV}{dt} = p_2 F_2 - p_1 F_1 - R_1 - R_2 - R_3 - G$ .

Підставивши значення тисків і сил, після приведення подібних членів одержимо рівняння  $a_1 \frac{dV}{dt} + b_1 V^2 - c_1 = 0$ .

де  $a_1 = m + 1,03\rho F_1 L_p + 0,97\rho F_2 L_b$   
 $b_1 = 0,5 (1,03\rho F_1 \xi_p + 0,97\rho F_2 \xi_b)$   
 $c_1 = 0,97p_3 F_2 - 1,03p_3 F_1 - 1,1G$



Розв'язок цього рівняння був даний для ходу наближення.

#### Особливості розрахунків привода гідромолотів

Молоти - машини динамічної дії, які роблять деформування не за рахунок статичного натискання (як преси), а за рахунок кінетичної енергії  $L_{эф}$ , накопиченої рухливими частинами на ході розгону до моменту зустрічі з куванням. Хід розгону здійснюється подачею рідини високого тиску з акумулятора в робочий циліндр при зливі зі зворотних циліндрів. Енергія, запасена на ході розгону  $S_p$ :

$$L_{эф} = (p_a F_1 + G) S_p \eta_p$$

де  $\eta_p = 0,8$  - кпд ходу розгону.

Ефективна енергія  $L_{эф}$  і максимальний хід  $S_{max}$  є паспортними характеристиками молота,  $S_p = S_{max} - S_d$ , тому в рівнянні невідомими є тільки  $F_1$  і  $p_a$ . Вибравши по каталогу насос ( $p_n = p_a$ ), визначаємо необхідну площу  $F_1$  робочого циліндра. Площа зворотних циліндрів ухвалюється як  $F_2 = (0,7 - 0,9) F_1$

Молоти звичайно працюють серією ударів. Для розрахунків ухвалюють серію із трьох ударів різних енергій, заключний з яких - з максимальною енергією  $L_{эф}$ , другий - з енергією  $0,8 L_{эф}$ , перший - з енергією  $0,5 L_{эф}$ .

Оскільки енергія удару регулюється висотою підйому довшні молота, сумарний обсяг рідини, поданий акумулятором у циліндр за всі три удари буде:

$$W = (0,5 + 0,8 + 1) W_{ц} = 2,3 W_{ц} \quad \text{де } W_{ц} = (F_1 + F_2)S$$

Акумулятор заряджається в період технологічної паузи  $t_{тп}$ , після серії ударів, тому продуктивність насоса повинна бути прийнята  $Q_n = 2,3 \frac{W_{ц}}{t_{тп}}$ . За знайденими значенням  $p_n$  і  $Q_n$  визначаємо настановну потужність і вибираємо електродвигун.

Іншою особливістю молотів є необхідність гальмування рухливих частин при ході нагору. Зворотний хід здійснюється під дією рідини, що подається з акумулятора у зворотні циліндри при зливів з робочого циліндра. При цьому рухливі частини розганяють і накопичують кінетичну енергію  $L_1$ , яку необхідно погасити щоб уникнути удару про верхню кришку циліндра. Тому зворотний хід ділиться на 2 періоду - зворотний хід  $S_1$  і зворотний хід  $S_{2T}$  гальмування. У деякій крапці « до » зворотного ходу розподільник перемикає акумулятор на робочий циліндр, з'єднуючи зворотні циліндри зі зливом. Рух нагору триває при гальмуванні рухливих частин акумуляторним тиском до повного погашення кінетичної енергії  $L_1$ .

Енергія, накопичена при ході нагору на ділянці  $S_1$  :  $L_1 = p_a F_2 S_1$  .  
 Енергія гальмування на ділянці  $S_{2T}$  :  $L_T = p_a F_1 S_{2T}$  .

Дорівнюючи, одержимо співвідношення ходів:  $\frac{F_2}{F_1} = \frac{S_{2T}}{S_1}$  .

З іншої сторони:  $S_{max} = S_{2T} + S_1$  .

Із двох останніх рівнянь із двома невідомими знаходимо  $S_1$  і  $S_{2T}$ , тобто положення крапки « до » зворотного ходу, у якій необхідно почати гальмування.

Ще однією особливістю привода є те, що при нанесенні серії ударів бажане, щоб удари відбувалися без пауз у нижньому положенні. Для цього перемикання на зворотний хід необхідно робити трохи раніше кінця ходу деформування для того, щоб виключити час на перемикання гідроапаратури й забезпечити набір тиску у зворотних циліндрах ще до підходу до нижньої крапки ходу. Тоді рухливі частини, витративши всю енергію до кінця ходу, негайно, без паузи, почнуть рух нагору. Графіки робітника, силового й швидкісного режимів роботи для молота показані на мал. 58.

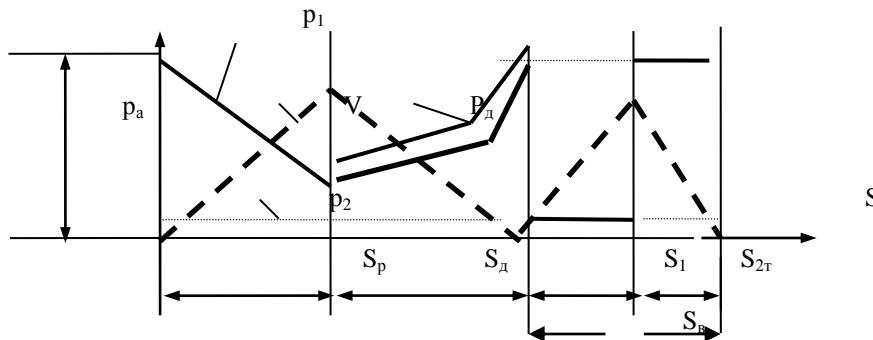


Рис.58

*Особливості розрахунків комбінованого привода пресів*

При комбінованому приводі холостий хід наближення здійснюється із заповненням робочого циліндра рідиною низького тиску з наполнительного бака, робочий хід - від акумулятора, а зворотний хід - від насоса. Наполнительный бак можна розглядати, як акумулятор низького тиску, тому кінематичні параметри руху рухливих частин на цьому періоді слід робити по залежностях акумуляторного привода (гідродинамічний розрахунок). При цьому в розрахунок замість акумуляторного тиску  $p_3$  потрібно підставляти тиск  $p_4$ .

Кінематичні параметри руху на ході деформування також визначають по залежностях акумуляторного привода. Що стосується зворотного ходу, те оскільки він здійснюється від насоса без участі акумулятора, параметри руху розраховують як для звичайного насосного привода.

Оскільки максимальне технологічне навантаження долається тиском рідини, поданої з акумулятора, а акумулятор, у свою чергу, заряджається насосом, очевидно:

$$p_n = p_a = \frac{P_{д.макс}}{F_1}$$

Подача насоса повинна забезпечити бажану швидкість зворотного ходу, тому, задавшись швидкістю  $V_b$  знайдемо подачу насоса  $Q_n = V_b F_2$ .

Час технологічної паузи, необхідної для зарядки акумулятора, знайдемо з наступних міркувань. Обсяг рідини, поданої акумулятором у циліндр за час робочого ходу:  $W = F_1 S_d - Q_n t_d$  . Цей обсяг повинен бути компенсований насосом за час технологічної паузи  $t_{тп}$ . Тому  $t_{тп} = \frac{W}{Q_n}$  .

Час деформування визначений з розрахунку ходу деформування.

Графіки робітника, силового й швидкісного режимів для преса показані на мал.59.

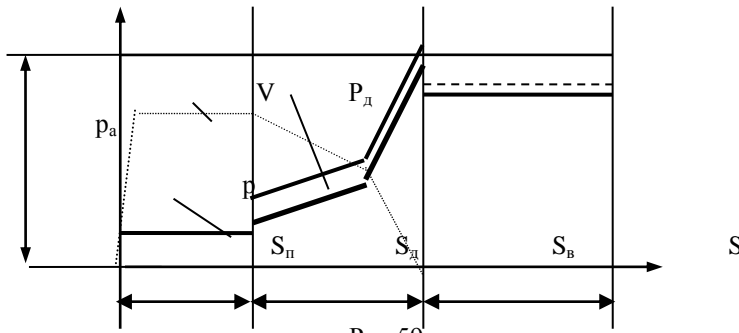


Рис.59

*Визначення повного обсягу акумулятора*

Акумулятор являє собою ємність, у якій робоча рідина перебуває під постійним тиском газової порожнини, обсяг якої в багато разів перевищує обсяг рідини. Тому коливання рівня рідини при її відборі на робочий циліндр преса незначно позначаються на зміні тиску в акумуляторі. Звичайна зміна тиску не перевищує 10 % для гідропресів і 30 % для гідромолотів .

Маневровий обсяг рідини, що подавалася з акумулятора в циліндри преса:  $W_m = \Sigma W_{ц} - Q_n t$

де:  $\Sigma W_{ц}$  - сумарний обсяг рідини, поданої акумулятором і насосом,

t - час паралельної роботи акумулятора й насоса на циліндри.

Обсяг рідини в акумуляторі ухвалюється  $W_{ж} = 1,2 W_m$  .

Обсяг газової порожнини акумулятора ухвалюється для пресів -  $12,7 W_m$ ,  
для молотів -  $3,44 W_m$ .

Таким чином, повний обсяг акумулятора : для пресів -  $W_a = 13,9 W_m$   
для молотів -  $W_a = 4,64 W_m$

*Швидкість плунжера й максимальна потужність при насосно - акумуляторному приводі.*

У трубопроводі, що з'єднує акумулятор з робочим циліндром, мають місце опору по довжині (на тертя) і місцеві опори:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left( \lambda \frac{l_T}{d_T} + \xi \right) V_T^2,$$

де  $\rho$  - щільність робочої рідини,  $\lambda$ - коефіцієнт втрат на тертя,  $\xi$  - коефіцієнт місцевих втрат,  $l_T$  і  $d_T$ - довжина й діаметр трубопроводу,  $V_T$  - швидкість рідини в трубопроводі.

Складемо рівняння Бернуллі для потоку, що встановився, рідини для двох перетинів, одне з яких проходить по поверхні рідини в акумуляторі, інше - по плунжеру преса.

$$z_a + p_a / \gamma + V_a^{2/2} g = z_{п} + p_{п} / \gamma + V_{п}^{2/2} g + \Delta p,$$

де z- геометричний напір,  $p / \gamma$  - статичний напір,  $V^{2/2} g$  - швидкісний напір.

Зневажаючи різницею геометричних напорів, запишемо:

$$\frac{p_a - p_{п}}{\gamma} = \frac{V_{п}^2 - V_a^2}{2g} + \left( \lambda \frac{l_T}{d_T} + \xi \right) \frac{V_T^2}{2g} .$$

Помноживши все на  $\gamma$  і враховуючи, що  $\frac{\gamma}{g} = \rho$ ,

одержимо:  $p_a - p_{п} = \frac{\rho}{2} \left[ V_{п}^2 - V_a^2 + \left( \lambda \frac{l_T}{d_T} + \xi \right) V_T^2 \right]$

З умови нерозривності потоку випливає:  $Q = V_a F_a = V_{п} F_{п} = V_T F_T$ ,

або  $V_a d_a^2 = V_{п} d_{п}^2 = V_T d_T^2$  . З останнього виразимо  $V_a$  і  $V_T$  через  $V_{п}$ :

$$V_a = V_n \frac{d_n^2}{d_a^2} \quad \text{і} \quad V_r = V_n \frac{d_n^2}{d_r^2}$$

Підставивши ці значення у вираження для  $(p_a - p_n)$ , одержимо:

$$p_a - p_n = \frac{\rho}{2} \left[ \left( V_n^2 - V_n^2 \frac{d_n^4}{d_a^4} \right) + \left( \lambda \frac{l_r}{d_r} + \xi \right) V_n^2 \frac{d_n^4}{d_r^4} \right] =$$

$$= \frac{\rho}{2} V_n^2 \left[ 1 - \frac{d_n^4}{d_a^4} + \left( \lambda \frac{l_r}{d_r} + \xi \right) \frac{d_n^4}{d_r^4} \right].$$

$$\text{Позначимо } \mu = \frac{\rho}{2} \left[ 1 - \frac{d_n^4}{d_a^4} + \left( \lambda \frac{l_r}{d_r} + \xi \right) \frac{d_n^4}{d_r^4} \right].$$

Тоді:  $p_a - p_n = \mu V_n^2$ , звідки випливає, що  $V_n = \sqrt{p_a - p_n} \cdot \sqrt{\mu}$ .

$$\text{Позначивши } \varphi = \frac{1}{\sqrt{\mu}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{2} \left[ 1 - \frac{d_n^4}{d_a^4} + \left( \lambda \frac{l_r}{d_r} + \xi \right) \frac{d_n^4}{d_r^4} \right]}}, \text{ остаточно одержимо: } V_n = \varphi \sqrt{p_a - p_n},$$

де  $\varphi$  - наведений коефіцієнт гідроопору.

Як видно з формули, швидкість плунжера преса з насосно-акумуляторним приводом залежить не від подачі насоса (як при насосному приводі), а від різниці тисків в акумуляторі й циліндрі. При змінному навантаженні на плунжері преса як тільки тиск у циліндрі досягає свого максимального значення, рівного акумуляторному, швидкість плунжера преса стає рівною нулю, тому що  $v = 0$  (див. мал.60).

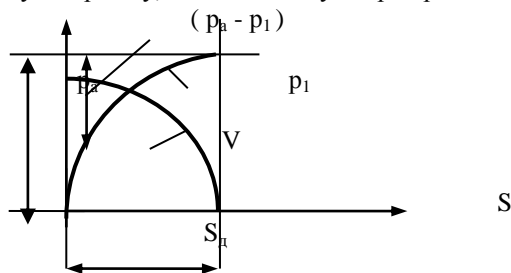


Рис.60

Визначимо, при якому значенні тиску потужність на плунжері ухвалює максимальне значення.

$$N = PV = pF_1 \varphi \sqrt{p_a - p_n}$$

Для дослідження на екстремум функції  $N = f(p)$  поберемо похідну  $\frac{dN}{dp} = 0$ .

$$(p (p_a - p)^{1/2})' = 1(p_a - p)^{1/2} + p (1/2)(p_a - p)^{-1/2}(-1) = 2(p_a - p) - p =$$

$$= 2p_a - 2p - p = 0.$$

$$2p_a - 3p = 0 \quad \text{і} \quad p = \frac{2}{3} p_a.$$

При такому значенні тиску в циліндрі потужність на плунжері максимальна.

Графіки тиску й потужності для операцій штампування й видавлювання показані на мал.61.

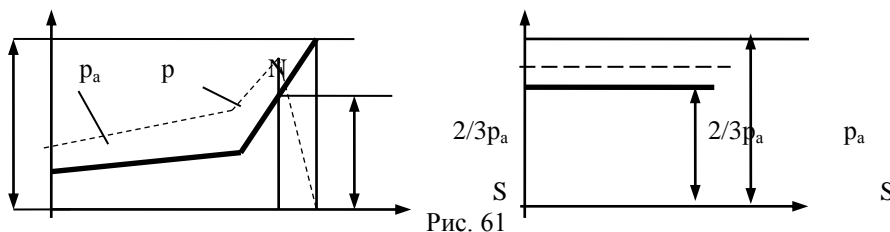


Рис. 61

Для технологічних процесів, що характеризуються сталістю зусилля по ходу деформування (наприклад, видавлювання) номінальне зусилля преса слід вибирати на 1/3 більше, ніж технологічне зусилля операції.

*Принципові відмінності насосно-акумуляторного привода від насосного*

У насосному приводі:

1. Тиск на фланці насоса пропорційно навантаженню на плунжері преса
2. Швидкість плунжера преса визначається подачею насоса й не залежить від навантаження на плунжері преса.
3. Наставна потужність насоса вибирається по максимальній миттєвій потужності на плунжері преса.

У насосно-акумуляторному приводі:

1. Тиск на фланці насоса постійно, рівно акумуляторному, і не залежить від навантаження на плунжері преса, оскільки насос працює під протитиском акумулятора.

Швидкість плунжера визначається різницею тисків в акумуляторі й циліндрі й не залежить від подачі насоса.

3. Наставна потужність насоса не залежить від максимальної миттєвої потужності на плунжері й вибирається по середній потужності за цикл.

**4.10. Мультипликаторний привод**

Мультипликатор - пристрій, що підвищує тиск робочої рідини понад тиск, що розбудовується насосом. Залежно від типу привода первинному щаблю мультипликатора розрізняють мультипликатори: парогідравлічний, пневмогідравлічний, гідравлічний, електромеханічний.

Перші три типи мультипликаторів конструктивно являють собою здвоєний циліндр із загальним східчастим плунжером (мал.62).

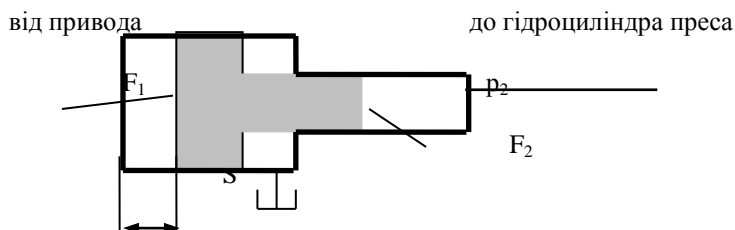


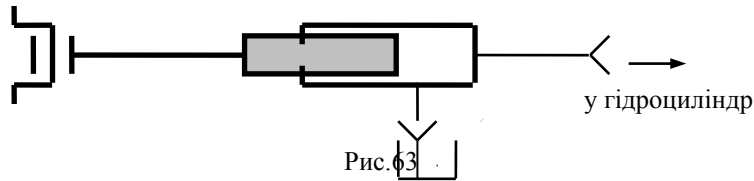
Рис. 62

Циліндр більшого діаметра є первинної, меншого - вторинним щаблем мультипликатора. Первинний щабель пов'язана з паровим, пневматичним або гідравлічним приводом, вторинна - з гідроциліндром преса. Очевидне співвідношення:

$$p_1 F_1 = p_2 F_2, \text{ звідки } p_2 = p_1 \frac{F_1}{F_2} = p_1 \text{ км}$$

де  $\text{км} = \frac{F_1}{F_2}$  - коефіцієнт мультиплікації

В електромеханічних мультипликаторах привод здійснюється від електродвигуна, мультипликатор являє собою по суті кривошипний одноплунжерний насос ( мал.63).



Мультиплікатори звичайно застосовують у потужних кувальних і штампувальних пресах зусиллям понад 100 Мн, коли потрібно зменшити розміри робочих циліндрів за рахунок застосування підвищеного тиску.

Мультиплікатори можуть бути вбудованими в гідроциліндр преса або виконуватися як окремі установки. Якщо робочий хід преса невеликий і може бути виконаний за один хід мультиплікатора, то мультиплікатор виконується вбудованим у робочий циліндр. При великому робочому ході преса, який може бути виконаний тільки багаторазовими ходами мультиплікатора, останній виконується у вигляді окремої установки.

На схемі з одноходовим мультиплікатором у процесі робочого ходу плунжера рідина проходить через гідрозамок і зміщає плунжер мультиплікатора в крайнє праве положення. Після досягнення тиску настроювання клапана підключення мультиплікатора насос починає подавати рідина під цим тиском через клапан у первинний щабель мультиплікатора. Гідрозамок закривається й робочий хід триває під підвищеним (мультиплицированным) тиском.

На схемі з багатходовим мультиплікатором спочатку робочий хід здійснюється від насоса як при звичайному насосному приводі, а потім насос перемикається на мультиплікатор і багаторазовими ходами мультиплікатора робочий хід завершується під підвищеним (мультиплицированным) тиском). Гідросхеми з одноходовим і багатходовим мультиплікаторами показані на мал.64.

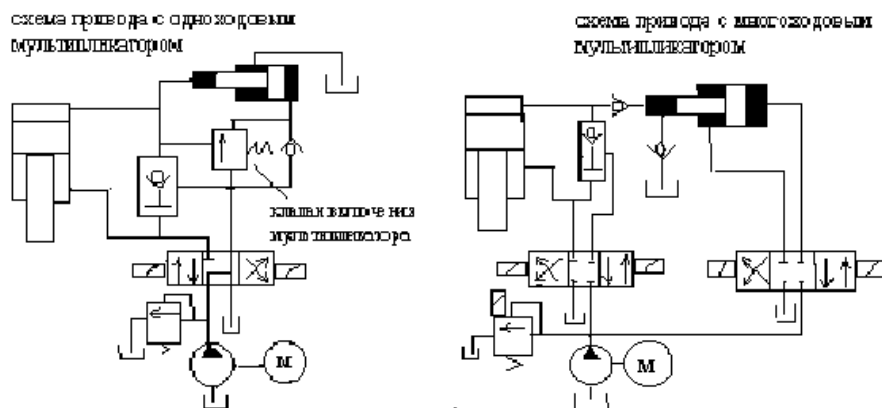


Рис.64

## 5. Насоси й гідромотори

### 5.1.Класифікація насосів

Плунжерні	Роторні	Відцентрові
Кривошипно - плунжерні	шестеренні	одноступінчасті
Ексцентриково - плунжерні	пластинчасті	двоступінчасті
Радіально - плунжерні	гвинтові	
Аксиально - плунжерні		

Насоси гідроприводів КШМ підрозділяються на три більші групи – плунжерні (поршневі), роторні й відцентрові. Перші дві групи є насосами об'ємного типу, у яких подача визначається робочим обсягом.

У якості основного привода застосовуються плунжерні насоси високого тиску й роторні насоси середніх і низьких тисків. Відцентрові насоси використовуються в основному в наполнительних системах пресів і в установках для готування водної емульсії. Нерідко в приводі використовується комбінація різних насосів, наприклад, поршневого й роторного. У цьому випадку при зростанні тиску в

системі насос із більш низьким номінальним тиском відключається й подальше обслуговування системи проводиться тільки плунжерним насосом високого тиску.

## 5.2. Кривошипно - плунжерні насоси

Ці насоси використовуються, головним чином, у групових приводах від насосно - акумуляторної станції, працюють як на маслі, так і на емульсії, мають відносно більші габарити й вага. Основні характеристики:  $Q$  - до 1600 л / хв,  $p$  - ( 32 - 45 ) Мпа,  $n$  - ( 200 - 600 ) про / хв.

За принциповою схемою насос являє собою кривошипну машину, робочим органом якої є плунжер ( мал.65). Плунжер переміщається в гідроциліндрі, від якого відведено дві магістралі: одна через всмоктувальний клапан з'єднана з живильним баком, інша через нагнітальний клапан - з гідросистемою преса.

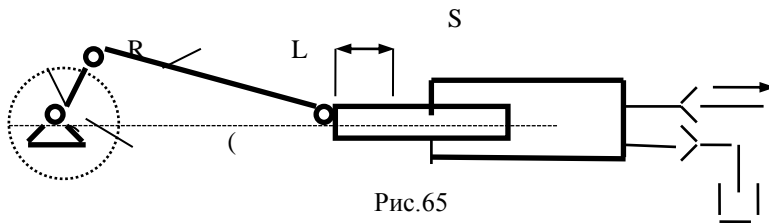


Рис.65

Переміщення плунжера  $S = R ( 1 - \cos \alpha )$ .

Швидкість  $V = R \sin \alpha \cdot \omega$ , де  $\omega$  - кутова швидкість обертання вала.

За один оберт плунжер робить один подвійний хід уперед-назад з максимальним переміщенням  $S = 2 R$ . При ході назад у циліндрі створюється розрідження й через всмоктувальний клапан з бака засмоктується робоча рідина. При ході вперед всмоктувальний клапан закривається й через нагнітальний клапан рідина витісняється в гідросистему.

Миттєва подача ( по куту повороту ):

$Q_i = F V_i = F \omega R \sin \alpha$ , де  $F$  - площа плунжера.

Подача по куту повороту змінюється за законом синусоїди (мал.66).

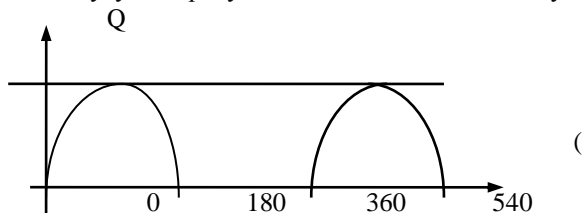


Рис.66

За один оберт вала насоса подача  $Q = F S$ .

Т.к. подача йде тільки на половині оберту вала (друга половина оберту - усмоктування), то графік миттєвих подач має пульсуючий характер. Для зменшення пульсації подачі насоси роблять 3-х плунжерними, з'єднуючи напірні магістралі всіх плунжерів загальним нагнітальним колектором. Кривошини на загальному колінчатому валу розгорнуті по відношенню друг до друга на 120 (схема насоса й графік подач показані на мал.67).

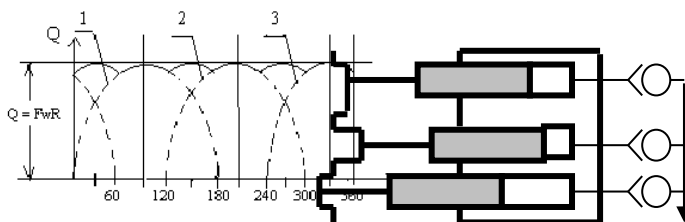


Рис.67

1-й плунжер подає на куті 0 - 180, 2 -й - на куті 120 - 300, 3 -й - на куті 240 - 420.

На кутах 0 - 600, 120 -1800 і 240 -3000 подачі плунжерів 3 - 1, 1 - 2 і 2 - 3 складаються, що й забезпечує досить рівномірну подачу.

$$Q_{\max} = F \omega R \sin 900 = F \omega R; \quad Q_{\text{хв}} = F \omega R \sin 600 = F \omega R \frac{\sqrt{3}}{2} = 0,85 F \omega R.$$

Коефіцієнт нерівномірності подачі ( $\epsilon = 0,15$ )

3-х плунжерні насоси можуть бути постійної подачі й зі східчасто - змінюваною подачею. В останніх (див. мал. 68) на нагнітальній магістралі кожного плунжера встановлений клапан розвантаження, який переводить потік від даного плунжера на злив при досягненні певного тиску. Клапан 1-го плунжера настроєний на тиск  $p_1$ , клапан 2-го плунжера - на  $p_2$ , клапан 3 -го плунжера - на  $p_3$ , причому  $p_1 < p_2 < p_3$ . Усі три плунжери працюють на загальну нагнітальну магістраль із сумарною подачею ( $Q_1 + Q_2 + Q_3$ ).

При досягненні в системі тиску  $p_1$  клапан 1-го плунжера переводить подачу цього плунжера на злив і в систему подають рідину тільки два плунжери із сумарною подачею ( $Q_2 + Q_3$ ). При досягненні тиску  $p_2$  на злив переводиться 2 -й плунжер і в систему подає рідину один 3 -й плунжер, піднімаючи тиск до максимального -  $p_3$ .

Таким чином, насос забезпечує три щаблі подач і тиску:

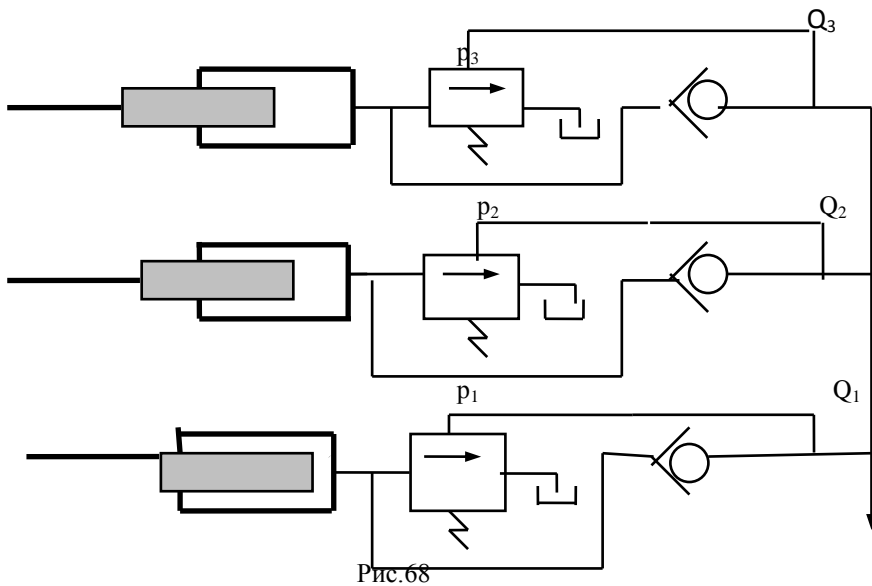
У діапазоні тисків  $0 < p < p_1$  подача  $Q_1 + Q_2 + Q_3$

У діапазоні  $p_1 < p < p_2$   $Q_2 + Q_3$

У діапазоні  $p_2 < p < p_3$   $Q_3$

Звичайно площі плунжерів вибирають пропорційними тискам, для того, щоб потужність наприкінці кожного щабля була однаковою.

$$N_1 = N_2 = N_3; \quad p_1(Q_1 + Q_2 + Q_3) = p_2(Q_2 + Q_3) = p_3 Q_3$$

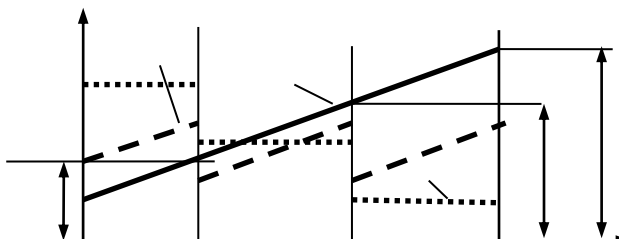


З обліком, що подача кожним плунжером рівна  $Q_i = F_i S n_i$ , скорочуючи на  $S n$ , одержимо:

$$p_1 (F_1 + F_2 + F_3) = p_2 (F_2 + F_3) = p_3 F_3$$

або 
$$p_1 : p_2 : p_3 = F_3 : (F_2 + F_3) : (F_1 + F_2 + F_3)$$

Швидкість плунжера преса при насосному приводі пропорційна подачі насоса, а потужність пропорційна тиску, що розбудовується. При використанні 3-плунжерного насоса із щаблями подач графіки швидкості плунжера преса й потужності насоса при виконанні технологічної операції (наприклад, опад) будуть такими, як показано на мал. 69.





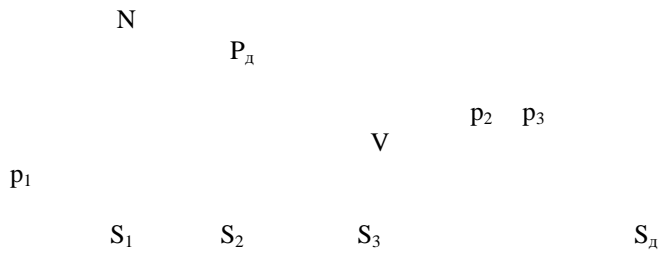


Рис.69

Середня (теоретична) подача кривошипно-плунжерного насоса із площею плунжера  $F$ , ходом  $S = 2R$ , числом плунжерів  $Z$  і числом обертів у хвилину  $n$ :  $Q = 2RFZn$ .

### 5.3. Эксцентриково-плунжерні насоси

Ексцентриково-Плунжерні насоси (див. мал. 70) - нерегульовані, високого тиски з невеликими подачами. Основні характеристики: тиск 20 - 32 Мпа, подача 5-35 л / хв.

У корпусі 1 установлений тріхексцентриковий вал 2, що приводить у зворотно-поступальний рух плунжера 3, подпружиненні пружинами 4. Корпус заповнений робочою рідиною, що надходить із живильного бака, установленого над насосом. У верхній частині плунжерів вбудовані всмоктувальні клапана, на які безпосередньо впливають ексцентрики.

При русі вниз клапан спочатку сідає в сідло плунжера, відтинаючи порожнину циліндра від рідини, що перебуває в корпусі, а потім переміщається плунжер, витісняючи робочу рідину в нагнітальну магістраль через нагнітальні клапана 5. Відбувається цикл нагнітання.

При ході нагору пружина спочатку піднімає клапан над сідлом на величину  $h$ , відкриваючи доступ у циліндр для рідини через всмоктувальний клапан, а потім піднімає й плунжер. За рахунок розрядження вивільнюваний обсяг циліндра заповнюється рідиною. Відбувається цикл усмоктування.

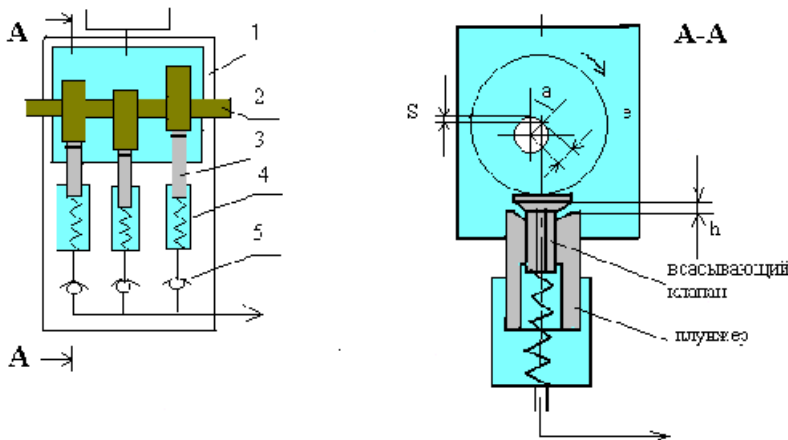


Рис.70

Переміщення клапана при ході вниз (див. малюнок):

$$S_{\text{кл}} = e - e \cos \alpha = e (1 - \cos \alpha).$$

Доти поки клапан не сяде в сідло, тобто не пройде відстань  $h$ , подачі не відбувається, тому що порожнини циліндра й корпуси не роз'єднані. Відстані  $h$  відповідає деякий початковий кут  $\alpha_{\text{нач}}$ :  $h = e - e \cos \alpha_{\text{нач}}$ .

$$\text{звідки } \cos \alpha_{\text{нач}} = \frac{e - h}{e}.$$

Далі відбувається рух плунжера за законом:  $S_{\text{пл}} = S_{\text{кл}} - h = e (1 - \cos \alpha) - h$ , плунжер рухається з відставанням на  $h$ .

$$\text{Швидкість плунжера: } V = \frac{dS}{dt} = \omega e \sin \alpha.$$

$$\text{Миттєва подача по куту повороту: } Q = F V = F (e \sin \alpha).$$

Графік миттєвих подач цього насоса виглядає також, як вищенаведений для кривошипного трьохплунжерного насоса. Необхідно тільки внести коректування з обліком того, що на куті  $\alpha_{нач}$  для кожного плунжера подачі не відбувається (мал. 71).

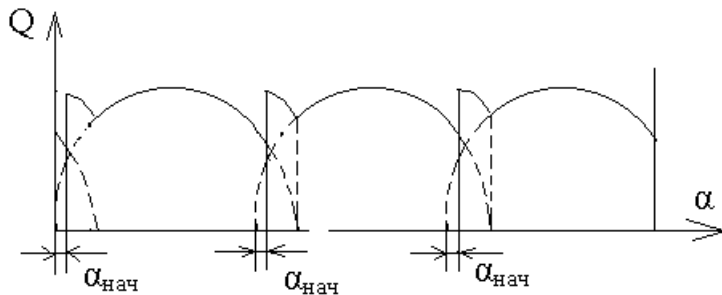


Рис. 71

Середня (теоретична) подача насоса :  $Q = 3 F S_{пл} n = 3 F_{пл} (2e - h) n$ .

#### 5.4. Аксиально - плунжерні насоси

Аксиально - плунжерні насоси - насоси високого тиску з регульованою продуктивністю. Основні характеристики - тиск 32 Мпа, подача (25 - 400) л / хв.

Обертовий вал 1 з похилою шайбою 2 приводить у возвратно - поступальний рух плунжери 4, змонтовані в нерухливому корпусі 3. За один оберт вала кожний плунжер робить один подвійний хід у циліндрі корпусу. При висуванні плунжера із циліндра за рахунок розрядження

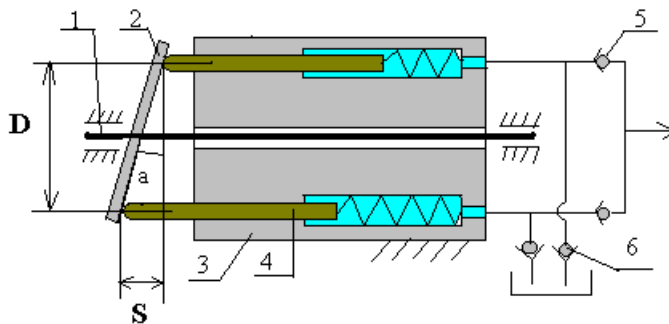


Рис.72

відбувається усмоктування рідини через всмоктувальний клапан 6. При вдвіженні - плунжер витісняє робочу рідину через нагнітальний клапан 5 у магістраль.

Хід плунжера  $S = D \operatorname{tg} \alpha$ , подача насоса  $Q = z F n D \operatorname{tg} \alpha$ , де  $z$  - число плунжерів,  $F$  - площа плунжера,  $n$  - число обертів.

Аксиально-Плунжерні насоси можуть мати схему з обертовою шайбою й нерухливим корпусом (як показано на мал. 72) і схему з нерухливою шайбою й обертовим корпусом. Насоси з нерухливою шайбою допускають регулювання подачі шляхом зміни кута нахилу шайби, оскільки  $Q = f(\alpha)$ .

Регулювання нахилу може здійснюватися різними способами:

У насосах типу НАР - вручну, за допомогою гвинтового механізму,

НАД - регулювання від сервопривода планшайби по тисковій системі,

НАС - регулювання за допомогою системи, що стежить,

НА4М - за допомогою електрогідравлічного привода на 4 щаблі подачі.

#### 5.5. Радіально - плунжерні насоси

Насоси випускаються з характеристиками: по тискові - на 20 - 32 Мпа, по продуктивності - до 1000 л/ хв.

На відміну від аксиально-плунжерних насосів, у яких плунжери розташовані паралельно осі приводного вала, у радіально-плунжерних насосах плунжери розташовані перпендикулярно валу в радіальному напрямку ( мал. 73).

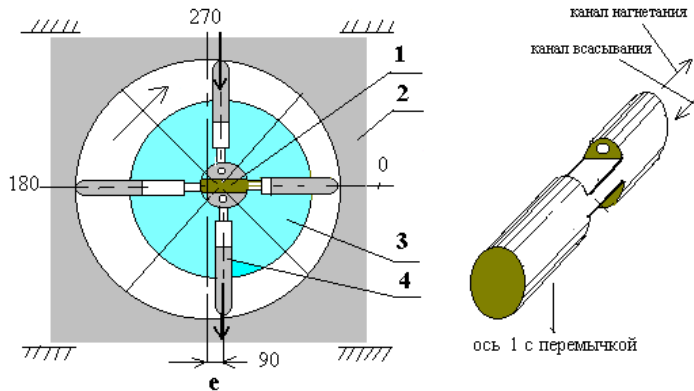


Рис.73

У розточенні корпуса 2 з ексцентриситетом «е» змонтований ротор 3, що обертається на нерухливій осі 1. У роторі встановлені плунжери 4, які можуть переміщатися в радіальних отворах ротора. Вісь 1 у середній частині має перемичку й два канали, що виходять на торець. Один з каналів з'єднується з живильним баком, іншої - з гідросистемою преса. При обертанні ротора плунжери відцентровою силою постійно притискаються до внутрішнього розточення корпуса. На першому півоберті ротора від 0 до 1800 плунжери висуваються з корпуса. Вивільнюваний під ними обсяг за рахунок розрядження заповнюється робочою рідиною, що надходить по каналу осі з живильного бака. Це цикл усмоктування. На другому півоберті від 180 до 3600 плунжери вдвигуються в ротор, витісняючи рідину через інший канал осі в гідросистему. Це цикл нагнітання. Порожнини усмоктування й нагнітання розділені перемичкою осі.

Хід кожного плунжера  $S = 2 e$ .

Подача кожним плунжером за один оберт  $Q_1 = 2 e F$ , де F - площа плунжера.

Теоретична подача насоса  $Q = z Q_1 n = 2 e F z n$ ,

де z - число плунжерів, n - число обертів.

Т.к. подача  $Q = f ( e )$ , те регулювати подачу можна, змінюючи ексцентриситет. Для цього корпус роблять рухливим у напрямних і зміщають його щодо приводного вала. Залежно від способу регулювання випускають насоси типу:

- НРР - з ручним регулюванням подачі,
- НРД - з регулюванням від сервопривода по тискові в системі,
- НРС - із системою, що стежить, регулювання подачі,
- НР4М - з дискретною зміною на 4 щаблі подачі від електрогідроуправлення.

## 5.6. Пластинчасті насоси

Пластинчасті насоси (мал.74) відрізняються компактністю й мають наступні технічні дані: тиск 5 - 12,5 Мпа, продуктивність - 5 - 400 л / хв

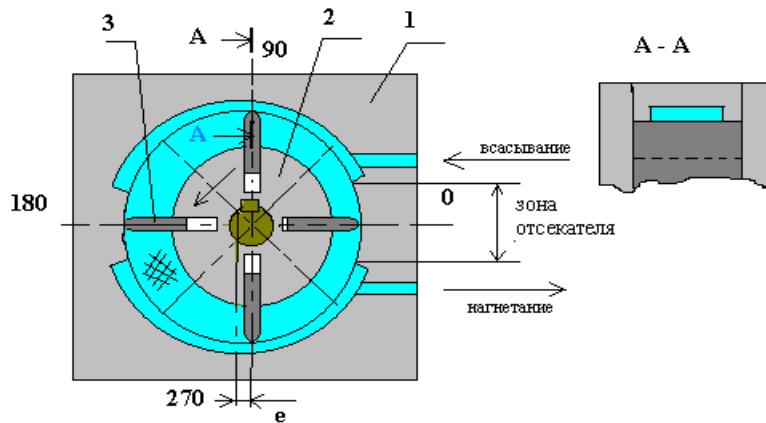


Рис.74

У корпусі 1 ексцентрично (з ексцентриситетом «е») установлений ротор 2 з радіальними пластинами 3, які можуть переміщатися в пазах ротора в радіальному напрямку.

При обертанні ротора пластини притискаються до внутрішнього розточення корпуса відцентровою силою. При повороті ротора на куті від 0 до 180 за рахунок висунання пластин з ротора збільшується обсяг, укладений між пластинами, і заповнюється робочою рідиною, що надходить із живильного бака (цикл усмоктування). При подальшому повороті ротора на куті 180 - 360 пластини вдвигуються в ротор, обсяг між ними зменшується й рідина витісняється в магістраль (нагнітання). Пластини, що проходять у зоні отсекаателя, роз'єднують порожнини усмоктування й нагнітання.

Радіальний хід пластин  $S = 2e$ .

На наведеній нижче розрахунковій схемі (мал.75) позначене:

$R_r$  - поточний радіус пластини, відповідний до кута повороту ротора  $\alpha$

$R$  - радіус ротора

$R_c$  - середній радіус пластини, що перебуває в зоні отсекаателя.

$e$  - ексцентриситет

$$R_c = R_r - e = (e + R) - e = R.$$

Миттєва подача  $Q = F V_c$ ,

де  $F$  - площа пластини в зоні отсекаателя,  $V_c$  - лінійна швидкість крапки «з» пластини. Активна площа  $F$  пластини:  $F = 2eL$ , де  $L$  - ширина пластини.

Швидкість пластини  $V_c = \omega R_c = \omega R$ , де  $\omega$  - кутова швидкість ротора. Тоді миттєва подача  $Q_c = 2eL\omega R$  або, з обліком, що  $\omega = \pi \frac{n}{30}$ ,  $Q_c = eL\pi n \frac{R}{15}$ .

Обсяг рідини, що витісняється за один оберт ротора  $W_1 = Q_c t$ ,

де  $t$  - час одного оберту,  $t = \frac{60}{n}$ , тоді  $W_1 = 4\pi eLr$ .

Подача насоса при  $n$  про/хв  $Q = 4(eLRn)$ .

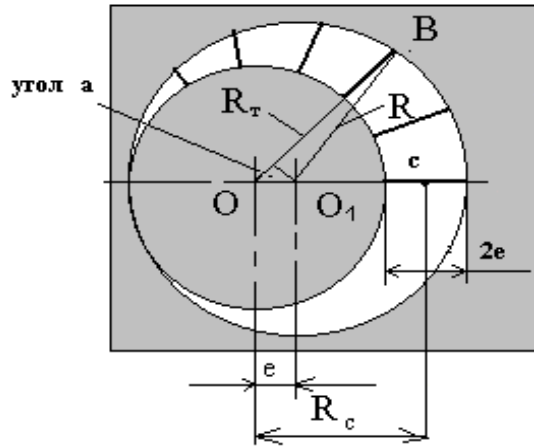


Рис.75

### 5.7. Шестеренні насоси

Ці насоси використовуються як допоміжний привод і для цілей керування як насоса низького тиску. Схема насоса показана на мал.76.

У корпусі встановлено дві зчпні шестірни, одна з яких провідна. Окружності виступів шестірень із великою точністю прилягають до внутрішнього розточення корпусу. У місці виходу зубів із зачеплення звільняється обсяг западини, займаний зубом сполученої шестірни, за рахунок чого створюється розрядження. Западина заповнюється робочою рідиною,

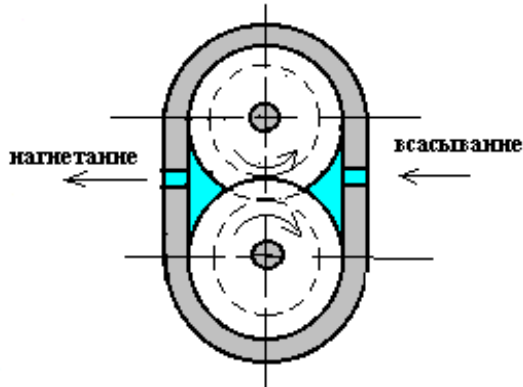


Рис.76

вступники з живильного бака й переноситься по периферії на протилежну сторону. При вході зубів у зачеплення зуб витісняє рідину із западини сполученої шестірни й рідина витісняється в магістраль. Позначення для розрахунків насоса показані на мал.77.

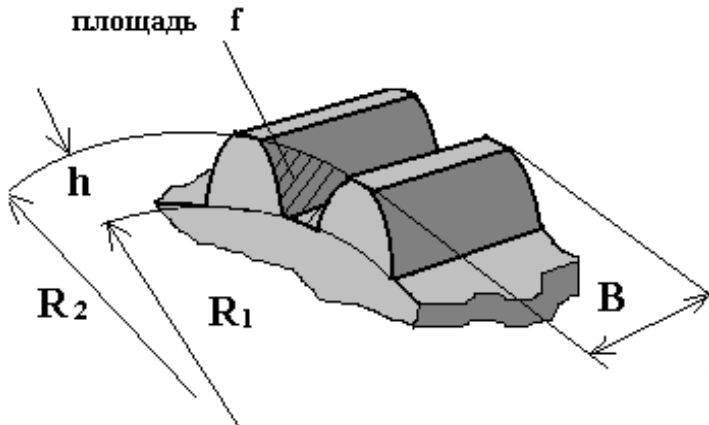


Рис.77

Обсяг рідини в западині  $W = f B$ . За один оберт рідина витісняється з  $z$  западин провідної й  $z$  западин веденої шестірні, а всього з  $2z$  западин. Тоді за один оберт подача становить  $Q_1 = 2z f B$ . Оскільки площа западини  $f$  складно обчислювати, для спрощення розрахунків ухвалюють допущення, що площа западини дорівнює площі зуба. Тоді подача за один оберт буде дорівнює обсягу кільця, утвореного окружностями западин і виступів

$$Q_1 = \pi (D_{22} - D_{12}) \frac{B}{4}, \quad (D_{22} - D_{12}) = (D_2 - D_1) (D_2 + D_1).$$

$$(D_2 - D_1) = 2h = 2(2,2 \text{ m}) = 4,4 \text{ m, де } m - \text{ модуль шестірні.}$$

$$(D_2 + D_1) = 2D_d, \text{ де } D_d - \text{ ділильна окружність шестірні.}$$

При однаковому діаметрі шестерень  $D_d = mz$ .

$$\text{Тоді подача за один оберт } Q_1 = \pi (4,4 \text{ m}) (2mz) B / 4 = 2,2 \pi m^2 z B.$$

$$\text{Хвилинна подача насоса: } Q = 2,2 \pi m^2 z B n,$$

де  $n$  - число обертів насоса.

При однакових шестірнях міжцентрова відстань  $A = D_d$ .

$$\text{Тоді подачу насоса можна виразити через } A: Q = 2,2 \pi A^2 B \frac{n}{z}$$

З формули видно, що чим менше  $z$ , тим більше  $Q$ . Звичайно  $z = (10 - 20)$ .

Якщо задана подача й потрібно визначити модуль зачеплення, то  $A = mz$ ;  $B = k D_d = \text{до } mz$ , де  $\text{до} = (0,3 - 1,0)$  - відносна ширина шестірні.

$$\text{Тоді: } Q = 2,2 \pi (m^2 z^2) (kmz) \frac{n}{z} = 2,2 \pi m^3 z^2 k n, \text{ звідки } m = \sqrt[3]{\frac{Q}{2,2 \pi z^2 k n}}.$$

## 5.8. Гвинтові насоси

Схема гвинтового насоса показана на мал.78 Шестеренні насоси випускаються не тільки із прямим, але й з косим зубом ( для зменшення пульсації подачі ). Якщо збільшувати нахил зуба, а число зубів зменшувати до величини числа заходів гвинтової нарізки - одержимо гвинтовий насос. Гвинтові насоси безшумні в роботі, забезпечують абсолютну рівномірність подачі, випускаються на тиски до 2,5 Мпа з подачею до 2000 л / хв.

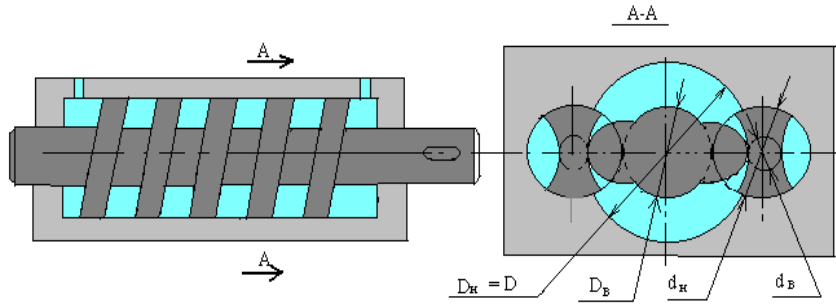


Рис.78

Переважно випускаються 3-х гвинтові насоси із циклоїдальним зачепленням. При обертанні гвинтів масло засмоктується на вході гвинтів у зачеплення й заповнює гвинтові западини. Потім обсяг масла заціпається гвинтовим виступом сполученого гвинта й переноситься поступально уздовж осі гвинта в протилежну сторону корпусу, звідки витісняється в магістраль.

Позначимо:  $F$  - сумарна площа розточень корпусу,  
 $f$  - сумарна площа перетину гвинтів,  
 $t$  - крок гвинтової нарізки,  
 $n$  - число обертів.

Тоді площа робочої камери  $F_p = F - f$ .

Подача насоса за один оберт  $Q_1 = F_p t$ .

Подача насоса  $Q = F_p t n$ .

Звичайно ухвалюють розміри гвинтів у відношенні до  $D$ :

$D_b = 0,6 D$ ;  $d_k = 0,6 D$ ;  $d_b = 0,2 D$ ;  $t = 2 D$

Тоді  $F_p = 0,45 D^2$  і  $Q = 0,9 D^3 n$

### 5.9. Відцентрові насоси

Ці насоси (мал.79) застосовуються в системах готування робочої рідини в акумуляторних-насосно-акумуляторних станціях, а також у системах наповнення великих гідропресів. Технічні дані насосів : напір ( у метрах стовпа ) - (14 - 80), подача - до 6000 л / хв.

Основними конструктивними елементами насоса є : вал 3 з робочим колесом 2, на якому виконані похилі лопатки 4 патрубок, що всмоктує, 6, що примикає до центральної частини колеса, корпус 7, що утворює з колесом спіральний канал - равлика 5 і напірний патрубок 1. При обертанні колеса здійснюється закручення потоку й відкидання часток рідини на периферію, що створює на вході колеса вакуум і забезпечує усмоктування рідини з живильного бака.

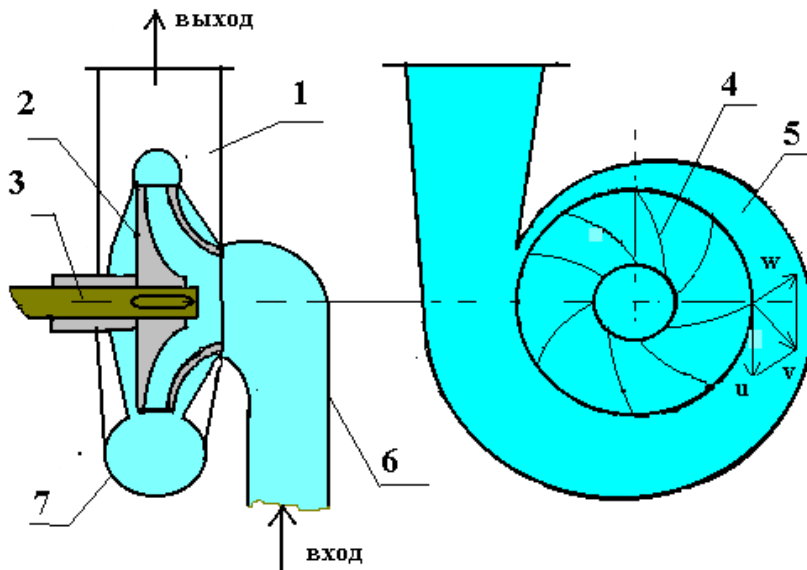


Рис.79

Позначимо :  $W$  - відносна швидкість часток рідини ( по дотичній до лопатки),  $U$  - переносна швидкість (перпендикулярно до радіуса обертання),  $V$  - абсолютна швидкість.

Питома енергія  $E_1$  потоку на вході й енергія  $E_2$  на виході колеса лопатки:

$$E_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \quad \text{і} \quad E_2 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2.$$

Різниця енергій являє собою енергію, повідомлену потоку робочим колесом і ця додаткова енергія може забезпечити підйом потоку на висоту «Н», еквівалентну напору, створюваному насосом. Зневажаючи різницею геометричних напорів ( $z_2 - z_1$ ), одержимо:

$$H = E_2 - E_1 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

де перший доданок - статичний напір, другий доданок - динамічний напір.

Витрата відцентрового насоса залежить від подоланого напору. Якщо повністю перекрити вихідний патрубок, насос буде працювати на внутрішню циркуляцію, при цьому буде створюватися максимальний напір на засувку, що перекриває патрубок.

### 5.10. Гідромотори

Аксиально-Плунжерні, плунжерний^плунжерні-радіально-плунжерні, лопатеві й шестеренні насоси є оборотними пристроями : при обертанні їх вала від електродвигуна вони працюють як насоси, тобто перетворюють механічну енергію в енергію потоку рідини,

при подачі в їхній корпус потоку рідини з певною витратою й тиском вони працюють, як гідромотори, тобто перетворюють енергію потоку рідини в механічну енергію обертання свого вала.

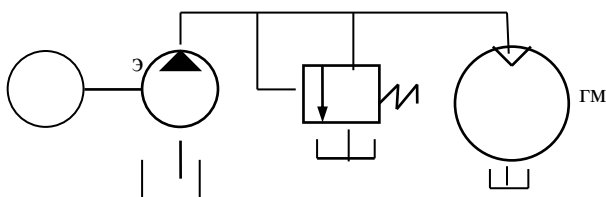


Рис.80

Схема живлення гідромотора показана на мал.80 .

Основними характеристиками гідромотора є: номінальний момент  $M$ , номінальні оберти  $n$  і робітник обсяг  $q$ .



Робочим обсягом називається обсяг рідини, який необхідно подати в гідромотор для повороту його вала на 1 оберт. Він залежить від конструкції й дорівнює сумарному обсягу робочих камер гідромотора. Число обертів гідромотора визначається робочим обсягом і подачею насоса  $Q$ :  $n = \frac{Q}{q}$ .

момент, що розбудовується, залежить від робочого обсягу гідромотора й тиску робочої рідини, що подається на вхід у гідромотор  $M = \frac{pq}{2\pi}$ .

*Аксиально - плунжерні гідромотори (мал.81)*

Розрахункова схема представлена на мал.81.

При подачі рідини тиском  $p$  на планшайбі виникає нормальна сила  $R$ , яка може бути розкладена на осьову силу  $P$  і тангенціальну силу  $T$ .

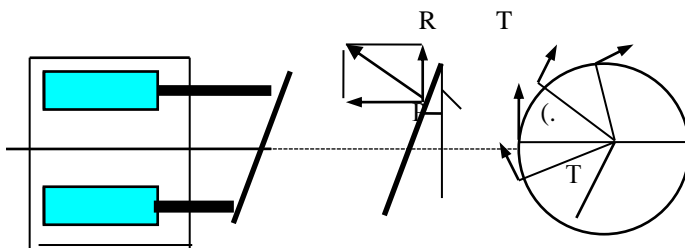


Рис.81

Осьова сила врівноважується тиском рідини  $P = p F$ , де  $F$  – площа плунжера.

Тангенціальна сила створює крутний момент на валу :  $T = P \operatorname{tg} \alpha = p F \operatorname{tg} \alpha$ . Крутний момент :  $M_1 =$

$$T \frac{D}{2} = p F \operatorname{tg} \alpha \frac{D}{2}.$$

Сумарний крутний момент створюється плунжерами, що перебувають

у зоні нагнітання ( $\frac{z}{2}$  плунжерів) :  $M = M_1 = z F p \operatorname{tg} \alpha \frac{D}{4}$ .

Робочий обсяг гідромотора  $q = z F S$ , де  $F$ -Площа,  $S = D \operatorname{tg}(\alpha)$  - хід плунжера. Після підстановки  $S$  одержимо, що  $q = z F D \operatorname{tg}(\alpha)$ .

*Радіально - плунжерні гідромотори (мал.82)*

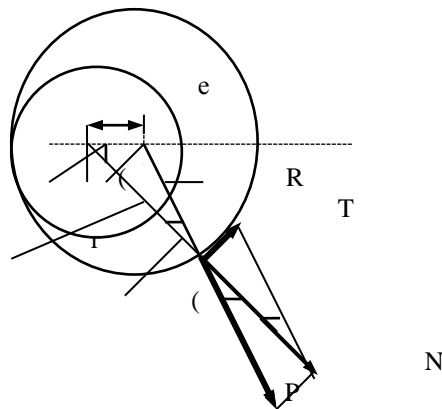


Рис.82

Розрахункова схема для визначення крутного моменту показана на мал.82.

Сила  $P$ , що діє з боку плунжера на корпус, може бути розкладена на нормальну силу  $N$  і тангенціальну силу  $T$ . Крутний момент створює сила  $T$

Крутний момент від одного плунжера :  $M_1 = T r$ ,  
 де  $r$  - поточний радіус плунжера, відповідний до кута  $\beta$ .  
 $T = P \operatorname{tg} \beta$ ,  $P = p F$ , де  $p$  - тиск на плунжер,  $F$  - площа плунжера.

Із трикутника по теоремі синусів  $\frac{e}{\sin \beta} = \frac{R}{\sin \alpha}$ , звідки  $\sin \beta = \frac{e \sin \alpha}{R}$ .

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad \text{і} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{\frac{e \sin \alpha}{R}}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta}}.$$

Звичайно в насосах  $\frac{e}{R} < 0,1$ , тому  $\sin^2 \beta = \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \alpha < 0,01$  і цим доданком можна зневажити в порівнянні з одиницею. Тоді  $\cos \beta \approx 1$  і

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{e \sin \alpha}{R}. \quad \text{Тоді} \quad T = \frac{p F e \sin \alpha}{R}.$$

Поточний радіус плунжера (із трикутника):  $r = e \cos \alpha + R \cos \beta$ .  
 Т.к.  $\cos \beta \approx 1$ , то  $r = e \cos \alpha + R$ .

Тоді крутний момент від одного плунжера  $M_1 = \left(\frac{p F e \sin \alpha}{R}\right) (e \cos \alpha + R)$ .

Мінімальне значення моменту при  $\alpha = 0$   $M_{\min} = 0$ .

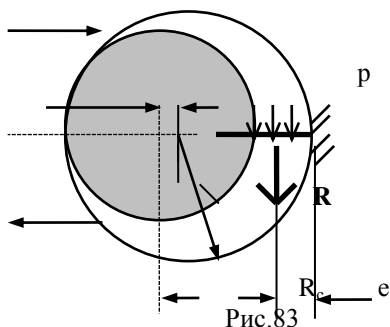
Максимальне значення моменту при  $\alpha = 90^\circ$   $M_{\max} = p F e$ .

Середнє значення моменту від одного плунжера  $M_{\text{порівн}} = p F \frac{e}{2}$ .

Тоді сумарний крутний момент від  $z/2$  плунжерів, що перебувають у зоні нагнітання :  $M = M_{\text{порівн}} \frac{z}{2}$  і  $M = z p F \frac{e}{4}$ .

Робочий обсяг гідромотора  $q = 2 e F z$ , де  $2 e = S$  - хід плунжера.

### Пластинчасті гідромотори.



Крутний момент створюється пластиною, що перебуває в зоні отсекателя. На цю пластину з однієї сторони діє тиск рідини, що подається насосом, з іншої сторони тиск відсутнє, тому що ця порожнина з'єднана зі зливом. Інші пластини гидравлически врівноважені, тому що з обох сторін на них діють рівні тиски.

Розрахункова схема показана на мал. 83.

Крутний момент  $M = P R c$ , де  $R c = R$ .

Сила  $P = p 2e L$ , де  $L$  - ширина пластини, а  $2eL = F$  - площа пластини, що перебуває під тиском

р.

Тоді крутний момент гідромотора:  $M = 2 e L R p$ .

### Шестеренні гідромотори

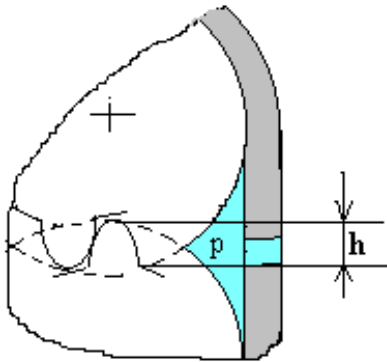


Рис.84

Розрахункова схема показана на мал.84.

Крутний момент створюється тиском рідини на площу зуба шестірни. Висота зуба  $h = 2,2 m$ , ширина зуба –  $B$ .

Площа зуба  $F = B h = 2,2 m B$ .

$$\text{Крутний момент } M = p F \frac{D}{2} = 2,2 p m B \frac{D}{2},$$

або з обліком, що  $D = mz$ ,  $M = 1,1 p m^2 z B$

Цей момент можна виразити й через міжцентрову відстань  $A = mz$ .

$$\text{Враховуючи, що } m = \frac{A}{z}, \text{ формула для моменту буде } M = 1,1 p A^2 \frac{B}{z}.$$

Оскільки гідромотор може харчуватися від регульованого насоса, його число обертів можна регулювати за рахунок зміни подачі живильного насоса, якщо застосувати насос, регульований по тискові,

тому що  $n = \frac{Q}{q}$ . У цьому випадку при підвищенні моменту, буде збільшуватися тиск  $p$ , зменшуватися подача насоса  $Q$  і, відповідно, число обертів гідромотора  $n$ .

### Потужність і крутний момент на валу гідромотора

Індикаторна потужність, подводимая до гідромотора :

$$N_T = \Delta p Q = \Delta p q n,$$

де  $\Delta p$  - перепад тисків у гідромоторі,  $\Delta p = p_1 - p_2$ ,  $p_1 = p$  - тиск насоса,  $p_2 \approx 0$  - тиск зливу,  $Q$  - подача насоса,  $q = \frac{Q}{n}$  - робітник обсяг гідромотора,  $n$  - число обертів гідромотора.

Потужність, що розбудовується гідромотором,  $N = N_T \eta$ ,

де  $\eta$  - КПД гідромотора.

$\eta = \eta_{об} \eta_{г} \eta_{мех}$ , де  $\eta_{об}$  – об'ємний кпд (коефіцієнт подачі),  $\eta_{г}$  – гідравлічний кпд (втрати в каналах гідромотора),  $\eta_{мех}$  = механічний кпд (втрати на тертя).

$$\text{Крутний момент гідромотора } M = \frac{N}{\omega} = \frac{\Delta p q n \eta}{2\pi n} = \frac{\Delta p q \eta}{2\pi}.$$

1. Бондарів Ю.А., Прокоф'єв В.Н. Гідропривід ковальсько-пресових машин. - М.: Вища школа, 1969, 246 с.

2. Добринский Н.С. Гідравлічний привід пресів. - М.: Машинобудування, 1975, 221 с.

3. Башта Т.М. Гідропривід і гідропневмоавтоматика. - М.: Машинобудування, 1972, 319 с.

4. Башта Т.М., Руднев С.С. Гідравліка, гідромашини й гідроприводи, 2-е изд. - М: Машинобудування, 1982, 423 с.

5. Збірник завдань по машинобудівній гідравліці, за редакцією  
изд. - М: Машинобудування, 1981, 463 с.

І.І. Куколевского, 4-е