

ЛЕКЦІЯ 17.04.20

Механізовані приводи верстатних пристроїв

Гідроприводи та пневмогідроприводи

(продовження)

План лекції

1 Гідравлічні силові приводи

1.1 Призначення гідроприводів

1.2 Види та особливості конструкцій гідроприводів

1.3 Розрахунки сил на штоці гідроциліндрів

1.4 Переваги та недоліки гідравлічних приводів.

2. Пневмогідравлічні силові приводи

2.1 Призначення та особливості конструкцій пневмогідроприводів

2.2 Розрахунки основних параметрів пневмогідроприводів

11 Гідравлічні силові приводи

1.1 Призначення гідроприводів

Гідравлічний привід це самостійний механізм, що складається з гідродвигуна, робочого циліндра, насоса для подачі масла в циліндр, бака для масла, трубопроводів та апаратури управління і регулювання та призначений для механізації сили затиску у верстатному пристрої.

Залежно від призначення і потужності гідравлічний привід може обслуговувати один верстатний пристрій, групу з трьох-п'яти пристроїв встановлених на декількох верстатах, або групу з 25-35 пристроїв, встановлених на різних верстатах

Гідравлічні силові приводи широко застосовуються в серійному, великосерійному і масовому виробництвах.

1.2 Схема роботи гідросистеми.

Для роботи гідроприводу необхідно мати в цеху підприємства спеціальну гідросистему (гідростанцію) яка може обслуговувати один верстатний пристрій, групу з трьох-п'яти пристроїв встановлених на декількох верстатах, або групу з 25-35 пристроїв, встановлених на різних верстатах.

Розглянемо схему роботи такої гідросистеми (див. рис.1).

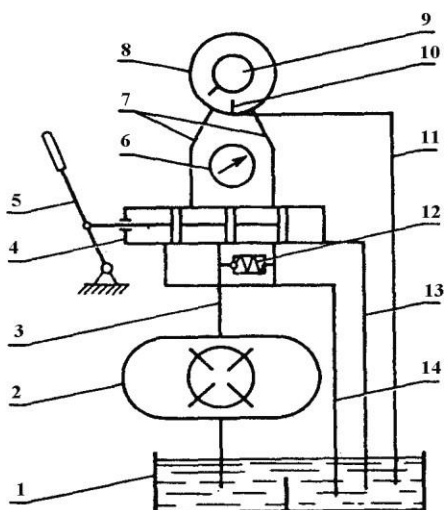


Рис.1. Схема роботи гідросистеми

При переміщенні рукоятки 5 в крайнє положення, перемикається золотник 4 і включається електродвигун насоса 2. Мастило з бака 1 по трубопроводу через лопатевий насос 2, що працює від електродвигуната трубопровід 3 під тиском 6,3 МПа подається в золотник 4. Із золотника 4 мастило по трубопроводах 7 надходить в праву або ліву порожнину лопатевого або поршневого циліндра 8. При подачі мастила в праву порожнину циліндра лопатки з ротором 9 повертаються до упору 10 і витісняють мастило з лівої порожнини. Мастило через лівий трубопровід 7 та золотник 4 по трубопроводу 14 стікає в бак 1. При перемиканні рукоятки 5 золотника 4 в іншу сторону масло надходить в ліву

порожнину циліндра 8, а з його правої порожнини і золотника 4 по трубопроводу 14 зливається в бак 1. Мастило, що просочилося з золотника 4, відводиться по трубопроводу 13 в бак. Необхідний тиск масла в гідросистемі регулюється клапаном 12 і визначається манометром 6. Всі підшипники кочення змащуються мастилом, яке накопичується від витoku в прикріпленому до муфти кожусі, і по маслопроводу 11 відводиться в бак 1.

Даний гідропривід може через спеціальну тягу в шпинделі і проміжні механізми здійснювати переміщення затискних кулачків та приводити в дію важільні, клинові та цангові механізовані самоцентрівні патрони токарних і круглошліфовальних верстатів.

1.2 Види та особливості конструкцій гідроприводів

Конструкції гідроприводів верстатних пристроїв в залежності від виду технологічного обладнання бувають *стаціонарними (нерухомими) або обертовими*.

Обертові гідроприводи. За конструкцією обертові гідроциліндри поділяють на лопатеві гідроприводи та поршневі.

Схема лопатевого гідропривода приведена на рис.1 (позиція 9).

Сила тяги лопатевого гідропривода:

$$Q = \frac{(l+h)pR}{r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \eta$$

де l - висота лопаті, *см*;

h - ширина лопаті, *см*;

p - питомий тиск мастила в циліндрі, *МПа*;

R - відстань від осі гайки до точки прикладання рівнодіючих сил в середині висоти лопаті, *см*;

r_{cp} – середній радіус різьби гайки, *см*;

α - кут підйому різьби, град;

ρ - приведений кут тертя в різьбовій парі, град;

η - ККД гідроприводу, що враховує втрати на сили тертя.

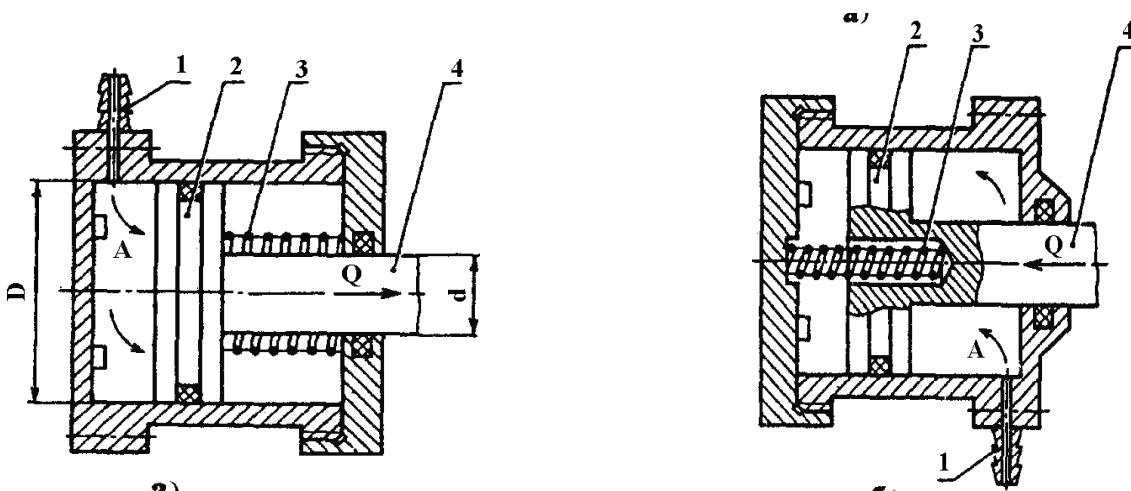
Гідроприводи з обертовими поршневими гідроциліндрами в порівнянні з лопатевими циліндрами забезпечують більшу довжину ходу, тяги та кулачків патрона, простіші у виготовлення і коштують дешевше. Тому поршневі гідроциліндри мають більше застосування в гідроприводах верстатних пристроїв.

Недоліком конструкції обертових гідроциліндрів є неможливість їх використовувати при великих числах оборотів шпинделя верстата ($n = 1200$ об / хв), так як в ході тертя в маслорозподільної муфті приводу підвищується зношування поверхонь деталей, починається витік масла, а гідропривід нагрівається.

У стаціонарних механізованих верстатних пристроях застосовують нормалізовані поршневі гідроциліндри двох видів – *односторонньої дії та двосторонньої дії*. В залежності від конструкції пристрою гідроциліндри можуть бути - *вбудовані та агрегатовані*.

У затискних пристроях **односторонньої дії зворотний хід поршня здійснюється пружиною**.

Гідроциліндри односторонньої дії в залежності від напрямку переміщення поршня зі штоком бувають **штовхаючими або тягнучими**.



а)

б)

Рис.2.Конструкції стаціонарних гідроциліндрів односторонньої дії

a – штовхаючий ; *б* – тягнучий

Розглянемо принцип роботи конструкцій гідроциліндрів односторонньої дії (див. рис.2)

Масило під тиском надходить через штуцер 1 в порожнину "А" циліндра та переміщає поршень 2 зі штоком 4 вправо в штовхаючому і вліво в тягнучому гідроциліндрі для затиску заготовки в пристрої. Під час розтискання пружина 3 переміщує поршень 2 зі штоком 4 вліво в штовхаючому гідроциліндрі та вправо в тягнучому гідроциліндрі..

У гідроциліндрах двосторонньої дії мастило під тиском послідовно надходить в ліву (безштокову) або праву (штокову) порожнину гідроциліндра і переміщує поршень 2 зі штоком 1 в обидві сторони при затисканні та розтисканні.

Розміри всіх деталей, що входять в конструкції гідроциліндрів односторонньої та двосторонньої дії, нормалізовані.

Циліндри в гідроциліндрах односторонньої дії виготовляють зі *сталі 40Х*, а циліндри в гідроциліндрах двосторонньої дії - з холоднокатаних безшовних труб. Поршні гідроциліндрів виготовляють заодно зі штоком або окремо зі *сталі 40*. Зовнішні поверхні поршня і штока виготовляються за *7 квалітетом точності та посадкою з зазором і шорсткістю Ra=0,32 мкм*.

Для ущільнення з'єднань *поршнів з циліндрами* та *штоків з кришками* гідроциліндрів застосовують *манжети V-подібного* перетину з маслостійкої гуми, або *кільця* круглого перетину з маслостійкої гуми.

Стандартизовані конструкції гідроциліндрів односторонньої та двосторонньої дії наведені на рис.

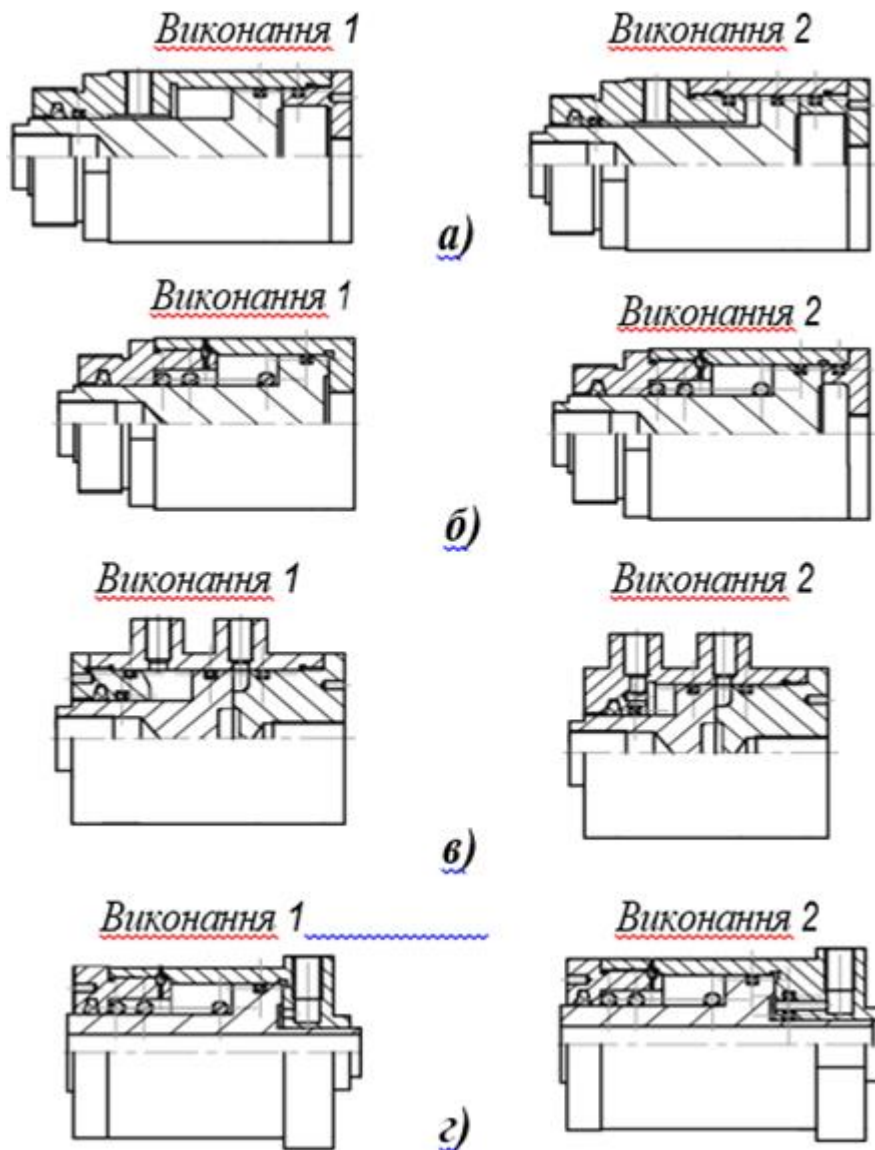


Рис.3. Стандартизовані гідроциліндри (*а* – двосторонньої дії, з кріпленням по зовнішній різьбі; *б* – односторонньої дії, з кріпленням по зовнішній різьбі; *в-г* двосторонньої дії, з кріпленням по різьбовому отвору);

1.1 Розрахунки сил на штоці гідроциліндрів

Сила на штоці гідроциліндрів односторонньої дії розраховується за такими формулами:

- для штовхаючих гідроциліндрів :

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot \eta}{4} - Q_1$$

- для тягнутих гідроциліндрів :

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot p \cdot \eta}{4} - Q_1$$

Сила на штоці гідроциліндрів двосторонньої дії розраховується за такими формулами:

- при подачі мастила в безштокову порожнину

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot \eta}{4}$$

- при подачі мастила в штокову порожнину

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot p \cdot \eta}{4}$$

де D - діаметр поршня гідроциліндра, *см*;

p – питомий тиск мастила в гідросистемі, *МПа*;

η - 0,85-0,9 - к.к.д. гідроциліндра;

Q_1 - сила опору стиснутої пружини при крайньому робочому положенні поршня (*н, кгс*);

d - діаметр штока, *см*.

Враховуючі питомий тиск мастила в гідросистемі, визначають площу поршня (*см²*):

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{Q}{p}$$

після чого за формулою розраховують діаметр поршня гідроциліндра :

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot p}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{p}}$$

Продуктивність V *см³/сек* насосів гідравлічних приводів розраховують за формулою:

$$V = \frac{F \cdot L}{t \cdot \eta_1} = \frac{Q \cdot L}{p \cdot t \cdot \eta_1}$$

де Q - необхідна сила на штоці гідроциліндра, H ;

L - довжина робочого ходу поршня гідроциліндра, $см$;

p – питомий тиск мастила в гідросистемі, (6..8) $МПа$;

t - час робочого ходу поршня гідроциліндра, $хв$;

$\eta_l = 0,85$ - об'ємний к.к.д. гідросистеми, що враховує втрати на витік мастила

в золотнику та гідроциліндрі.

Час ($хв$) зпрацювання гідроциліндра визначають за спрощеною формулою:

$$t = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4 \cdot 10^3 V}$$

Потужність $кВт$, що витрачається на привід насоса:

$$N = \frac{V \cdot p}{75 \cdot 100 \eta_2 \cdot 1,36} \quad N = \frac{L \cdot Q}{75 \cdot 100 \cdot t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}$$

де V - продуктивність насоса, $см^3/с$;

$\eta = 0,9$ - к.к.д. насоса та силового приводу.

Діаметр поршня гідроциліндра наближено може бути визначений за формулою:

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{p}}, \text{ см.}$$

де Q - необхідна сила на штоці гідроциліндра, H ;

p – питомий тиск мастила в гідросистемі, (6..8) $МПа$.

При виконанні розрахунків діаметр штока гідроциліндра розраховують за формулою :

$$d = 0,5D.$$

1.4 Переваги та недоліки гідравлічних приводів

У порівнянні з пневматичними гідравлічні приводи мають ряд переваг:

1. Високий тиск мастила в системі гідроциліндра створює велику осьову силу на штоці поршня;

2. Внаслідок високого тиску мастила в порожнинах гідроциліндра можна зменшити габарити приводу (циліндрів, поршнів) та вагу гідроприводу;

3. Гідроприводи і апаратура не потребують особливого змащування, тому, що його робочим середовищем є мастило (*веретенне № 2 і 3, турбінне - Л, машинне - С*).

4. Простота кінематики затискного механізму пристрою, тому що в багатьох випадках відсутні додаткові підсилювачі.

5. Можливість безступінчатого регулювання сил затиску та швидкості руху поршня зі штоком.

6. Забезпечення можливості одночасного затискання більшої кількості заготовок та надійність і стабільність сили затиску.

До недоліків гідравлічних силових приводів відносяться:

1. Необхідність встановлення додаткового і складного гідрообладнання (спеціальних гідростанцій) та виділення додаткових виробничих площ для його розміщення;

2. Витік мастила, що погіршує ефективність роботи гідроприводу та забруднює навколишнє середовище та підвищує пожежну небезпеку.

3. Ефективне застосування гідроприводів можливе тільки на гідрофікованих металообробних верстатах.

2. Пневмогідравлічні приводи

2.1 Призначення та особливості пневмогідроприводів

Пневмогідралічні приводи застосовують для приведення в дію затискних механізмів пристроїв. Вони складаються з перетворювача тиску, що з'єднаний з гідроциліндрами пристроїв та необхідної гідравлічної апаратури.

По виду роботи пневмогідроприводи поділяються на приводи з перетворювачами тиску прямої дії та приводи з перетворювачами тиску послідовної дії.

Пневмогідралічні приводи використовують стиснене повітря цехової пневмомережі через пневматичну апаратуру під тиском $0,4-0,6$ МПа та створюють тиск мастила в гідравлічній частині приводу $8-9$ МПа.

Високий тиск мастила в пневмогідроприводі створюється пневмогідралічними перетворювачами прямої або послідовної дії, що підвищують тиск повітря в високий тиск мастила.

Пневмогідралічні приводи поєднують в собі простоту конструкції та інші переваги пневматичних приводів з перевагами гідравлічних приводів, забезпечують високу швидкість переміщення затискних елементів пристроїв, мають невеликі габарити конструкції, створюють великі сили затиску, та мають порівняно невисоку вартість.

Пневмогідроприводи застосовують для затиску заготовок в одномісних та багатомісних і багатопозиційних механізованих пристроях в серійному та великосерійному виробництвах.

Схема роботи пневмогідралічного приводу з перетворювачем тиску прямої дії базується на безпосередньому перетворенні тиску стиснутого повітря в високий тиск масла (див. рис.4).

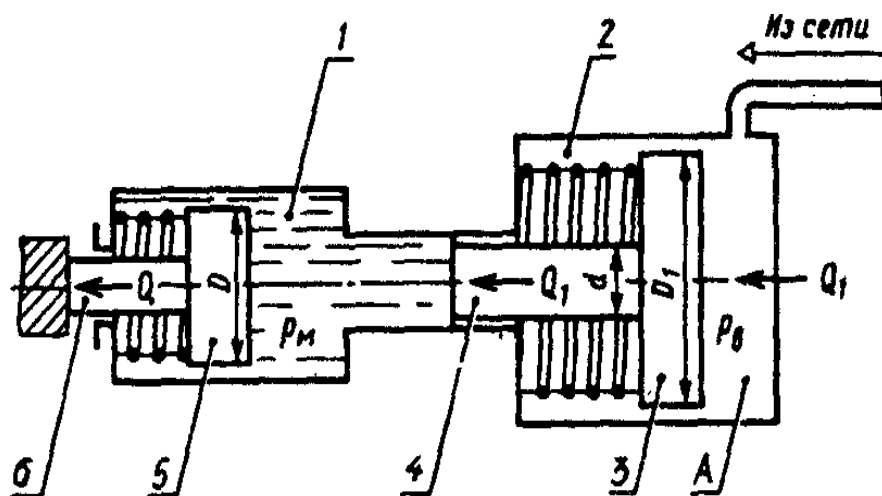


Рис.4. Схема пневмогідропривода прямої дії

Пневмогідропривід складається з пневмоциліндра 2 одnobічної дії з поршнем 3 і гідролінійного циліндра 1 односторонньої дії з поршнем 5. Стиснуте повітря надходить з цехової пневмомережі через кран в бесштокову порожнину "А" пневмоциліндра 2 та переміщає поршень 3 зі штоком 4 вліво.

Шток 4 тисне на мастило, що переміщує в гидроциліндрі 1 поршень 5 зі штоком 6 вліво. При цьому шток 6 через проміжні елементи приводить в дію затискний механізм пристрою для затискання заготовки. При розтисканні заготовки поршні 3 і 5 зі штоками, під дією пружин переміщуються вправо.

2.2 Розрахунки основних параметрів пневмогідроприводів

При рівновазі тиску в приводі, тобто тиску повітря p_v та тиску мастила p_m в пневмогідролінійному перетворювачі (без урахування сил тертя):

$$p_m = \frac{\pi d^2}{4} = p_v \frac{\pi D^2}{4}$$

Звідки тиск мастила в гидроциліндрі 1:

$$P_m = P_e \frac{\pi D^2}{d^2}$$

де P тиск масла в гідроциліндрі, МПа;

P — тиск повітря в пневмоциліндрі, МПа;

D_1 — діаметр поршня пневмоциліндра, см;

d — діаметр штока плунжера пневмоциліндра, см.

Відношення i є коефіцієнтом підсилення тиску, для розрахунків приймають $i = 16-21$.

$$i = \frac{P_m}{P_e} = \frac{\pi D^2}{d^2}$$

Сила на штоці робочого гідроциліндра (без урахування опору пружини), але з урахуванням механічного ККД розраховується за формулою :

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_m \cdot \eta$$

Підставляємо замість P_m його значення, та отримаємо:

$$Q = P_B \cdot \frac{D_1^2}{d^2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \eta$$

Позначимо (див. рис.4):

$$P_B \cdot \frac{\pi D^2}{4} = Q_1$$

Підставивши в рівність значення сили Q та виконавши необхідні перетворення, одержимо розрахункові формули:

- сила на штоці пневмоциліндра:

$$Q_1 = P_B \cdot \frac{\pi D^2}{4} \eta;$$

- сила на штоці гідроциліндра:

$$Q = Q_1 \frac{D^2}{d^2} \eta,$$

де D — діаметр поршня гідроциліндра, см;

η - 0,8-0,85 — коефіцієнт корисної дії;

Q_1 — сила на штоці пневмоциліндра, Н.

Довжина ходу штока пневмоциліндра:

$$\frac{L\pi d^2}{4} = l \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

Звідки довжина ходу штоку пневмоциліндра:

$$L = l \cdot \left(\frac{D}{d} \right)^2$$

З урахуванням η_0 визначаються втрати мастила при витіканні:

$$L = l \cdot \left(\frac{D}{d} \right)^2 \cdot \frac{\eta_0}{\eta}$$

де L - хід штока пневмоциліндра, см;

l - робочий хід штока гідроциліндра, см;

$\eta_0 = 0,95$ - об'ємний к.к.д. привода;

n - кількість робочих гідроциліндрів пристрою, що обслуговуються

даним приводом.

З формули - $Q = P_m \frac{\pi D^2}{4}$ визначаємо діаметр поршня робочого

гідроциліндра (без урахування к.к.д.):

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot P_m}} = 1,13 \sqrt{\frac{4Q}{P_m}}$$

Діаметр штоку гідроциліндра визначається за формулою:

$$d = \left(\frac{D}{1.75 \dots 2.5} \right)$$

Із формули - $P_m = p_e \frac{\pi D^2}{d^2}$ визначаємо діаметр пневмоциліндра:

$$D_1 = d \sqrt{\frac{P_m}{p_e \cdot \eta}}$$

Об'єм (см³) стисненого повітря, що витрачається за один цикл затискання деталі в пристрої розраховується за формулою:

$$V = 0.785 D^2 \cdot L$$

де D — діаметр поршня пневмоциліндра, см; L — Хід поршня зі штоком пневмоциліндра, см.