

## ПІДВИЩЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ПРИВОДУ ШТАМПУВАЛЬНОГО ПРЕСА

Гаврилів Ю.Л., к.т.н., доцент, Врюкало В.В., к.т.н., доцент  
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Під гідроприводом розуміють сукупність пристроїв (у число яких входить один або кілька об'ємних гідродвигунів), призначену для надавання руху механізмам і машинам за допомогою робочої рідини під тиском. В якості робочої рідини у верстатних гідроприводах використовується мінеральна олива. Широке використання гідроприводів у верстатобудуванні визначається насамперед можливістю одержання більших зусиль і потужностей при обмежених розмірах силових виконавчих двигунів. При русі мінеральної оливи по трубопроводах і каналах гідросистеми виникають втрати на тертя і об'ємні втрати, що знижують ККД гідроприводу й викликають розігрів робочої рідини, насосної установки і гідроагрегатів. Внутрішні об'ємні втрати у вузлах гідроприводу (з ліній високого тиску в лінії низького тиску) неминучі, тому що рухливі елементи (золотники, плунжери, клапани, поршні й т.п.) насосів, гідродвигунів і апаратів найчастіше ущільнюються за рахунок малих зазорів між поверхнями тертя. Однак, в допустимих межах ці перетікання рідини незначно знижують ККД і суттєво поліпшують умови змащування. Найбільшу небезпеку представляють зовнішні витікання, що приводять до підвищеної витрати масла й забрудненню робочого місця. Надійна робота верстатних гідроприводів може бути гарантована тільки при належній фільтрації робочої рідини. Необхідність застосування фільтрів тонкого очищення підвищує вартість гідроприводів й ускладнює їхнє технічне обслуговування, однак ці недоліки компенсуються значним ростом довговічності устаткування.

Принципова схема рідинного приводу представлена на рис.1. Особливістю даної схеми є те, що, гідродвигун виконаний як гідроциліндр з одностороннім штоком. Підчас руху поршня вправо (робочий хід) шток гідроциліндра виконує роботу з подолання робочого навантаження  $P$  зі швидкістю  $V$ . При русі вліво (холостий хід) поршень зі штоком повертаються в початкове положення, не виконуючи роботи, причому швидкість їх більша, ніж при робочому ході, за рахунок меншої ефективної площі поршня.

Дросель **6** встановлений на зливній лінії гідроприводу для регулювання швидкості поршня гідродвигуна. Витрата насоса при цьому не змінюється, а надлишок рідини (не виконавши ніякої корисної роботи) відводиться через клапан **5** в бак **7**. При чому на виході насоса утримується постійний тиск, який відповідає налаштуванню дроселя.

Для очистки оливи призначений фільтр **4**, встановлений на всмоктуючій лінії. Коли розподілювач **2** знаходиться в нейтральному положенні нагнітач **1** перекачує робочу рідину через фільтр **4**, розподілювач **2**, дросель **6** в гідробак **7**, омиваючи гідродвигун **3**. На напірній лінії встановлений запобіжний клапан **5**, який спрацьовує при заданому збільшенні тиску в гідродвигуні.

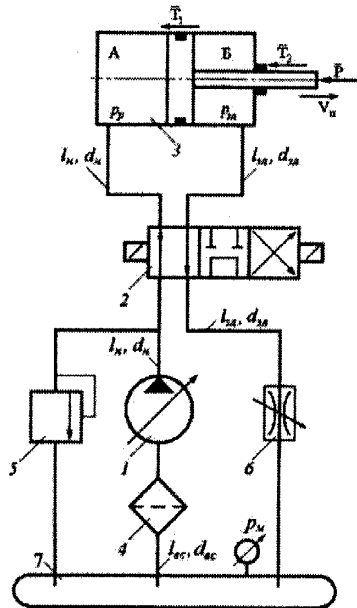


Рис. 1. Схема гідроприводу штампувального преса  
 1 - нагнітач; 2 - розподільвач потоків; 3 - гідроциліндр; 4 - фільтр;  
 5 - клапан запобіжний; 6 - дросель; 7 - гідробак

Розподільвач потоків 2 - трипозиційний, чотирилінійний з управлінням від двох електромагнітів. Гідралічний бак 7, в якому підтримується надлишковий тиск  $p_m$ , виконаний у вигляді циліндра з двома напівсферичними боковими стінками.

Гідропривід працює наступним чином. Нагнітач 1 всмоктує оливу з гідробака 7 через фільтр 4 і перекачує її по нагнітальному трубопроводу  $l_n$  через розподільвач 2 до гідродвигуна 3 (в робочу камеру А). Гідродвигун 3 передає поступальний рух робочому органу, розташованому на кінці штока, і виштовхує робочу рідину з поршня Б в зливний трубовід. Далі олива по зливному трубопроводу  $l_m$  через інші лінії розподільвача 2, дросель 6 повертається в гідробак 7.

Відомо, що коефіцієнт корисної дії гідроприводу дорівнює:

$$\eta = \frac{N}{N_H} \quad (1)$$

де  $N$  - корисна потужність гідроциліндра;

$$N = P \cdot v \quad (2)$$

$P$  - корисне зусилля на штоці;

$v$  - швидкість руху поршня.

$$\nu = \frac{4Q\eta_{об}}{\pi D^2} \quad (3)$$

$Q$  - витрата насоса на гідроциліндр

$D$  - діаметр поршня;

$\eta_{об}$  - об'ємний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра;

Потужність приводу насоса

$$N_H = \frac{Q \cdot p_H}{\eta_H} \quad (4)$$

З іншого боку, загальний к.к.д. гідроприводу дорівнює

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{Г} \quad (5)$$

де  $\eta_H$  - коефіцієнт корисної дії насоса;

$\eta_{мех}$  - механічний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра;

$\eta_{Г}$  - гідравлічний коефіцієнт корисної дії гідросистеми.

Загальноприйнята формула для визначення гідравлічного коефіцієнта корисної дії гідросистеми має вигляд:

$$\eta_{Г} = \frac{p_H - \sum \Delta p_i}{p_H} \quad (6)$$

де  $\sum \Delta p_i$  - сума втрат тиску в гідросистемі.

Покажемо, що для випадку гідроприводу поступального руху (рис.1) формула (6) потребує суттєвого уточнення.

Витрата насоса на гідроциліндр

$$Q = \frac{s \cdot n}{\eta_0} \cdot \left( \frac{\pi D^2}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \right) = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{2\eta_0} (D^2 - 0,5d^2)$$

де

$d$  - діаметр штока;

$n$  - число подвійних ходів штока;

$s$  - довжина ходу поршня;

Витрата оливи в зливній лінії:

$$Q_{зл} = \left[ \frac{(D^2 - d^2) \cdot \eta_0}{D^2} + (1 - \eta_0) \right] \cdot Q = Q \cdot \frac{D^2 - d^2 \eta_0}{D^2}$$

Втрати напору в трубах визначають за сумою втрат по довжині труб і втрат в місцевих опорах:

$$h = \left( \sum \zeta_i + \lambda \frac{\ell}{d} \right) \frac{\nu^2}{2g}$$

де  $\zeta_i$  - коефіцієнт  $i$ -го місцевого опору;

$\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного тертя ;

$\nu$  - швидкість руху масла.

Визначаємо втрати напору в нагнітальній лінії

$$h_n = \left( 2 \cdot \zeta_n + \zeta_{mp} + \zeta_{pp} + \lambda_n \frac{\ell_n}{d_n} \right) \frac{\nu_n^2}{2g}$$

де  $\ell_n$  = довжина нагнітальної лінії;

$\zeta_n$  - коефіцієнт опору плавного повороту труби на  $90^\circ$

$\zeta_{np}$  - коефіцієнт опору трійника при закритому відгалуженні;

$\zeta_{pp}$  - коефіцієнт опору раптового розширення при вході з трубопроводу в гідроциліндр

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{d_{II}^2}{D^2}\right)^2$$

Втрати тиску в напірній лінії

$$\Delta p_n = \rho g h_n$$

Аналогічно, втрати напору в зливній лінії:

$$h_{zn} = \left(\zeta_{p1} + 4\zeta_n + \zeta_{mux} + \lambda_{zn} \frac{\ell_{zn}}{d_{zn}}\right) \frac{v_{zn}^2}{2g}$$

$\ell_{zn}$  - довжина зливної лінії;

Коефіцієнт раптового звуження за формулою Ідельчика:

$$\zeta_{p2} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{d_{z2}^2}{D^2 - d^2}\right)$$

Коефіцієнт опору виходу масла з труби в гідробак:

$$\zeta_{mux} = 1,0$$

Втрати тиску в зливній лінії

$$\Delta p_{zn} = \rho g h_{zn}$$

Втрати напору і тиску у всмоктувальній лінії:

$$h_{bc} = \left(\zeta_{bc} + \lambda_{bc} \cdot \frac{\ell_{bc}}{d_{bc}}\right) \cdot \frac{v_{bc}^2}{2g}$$

$$\Delta p_{bc} = \rho g h_{bc}$$

Розглянемо рівняння рівноваги сил, діючих на робочі органи гідроциліндра (рис. 2) при рівномірному русі поршнів вправо (робочий хід):

$$P_A - P_B - T_1 - T_2 - P = 0$$

де  $P_A = \frac{\pi D^2}{4} p_p$  - сила зі сторони робочої рідини, що діє на поршень в порожнині А;

$P_B = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_{zn}$  - сила, що діє на поршень в порожнині Б;

Тиск в порожнині Б гідроциліндра:

$$p_{zn} = \Delta p_{p.zn} + \Delta p_{dp} + \Delta p_{zn} + p_m$$

Сили тертя в ущільненнях поршня і штока:

$$T_1 = \pi \cdot D \cdot b_1 \cdot f_1 \cdot (p_k \cdot i_1 + p_p);$$

$$T_2 = \pi \cdot d \cdot b_2 \cdot f_2 \cdot i_2 \cdot p_{zn}$$

Кількість чавунних кілець  $i_1$ , а їх ширина  $b$ . Контактний тиск кілець на циліндр  $p_k$ , а коефіцієнт тертя  $f_1$ .

Для штоків діаметром  $d$  кількість манжет за ГОСТ 22704-77  $i_2$ , а їх ширина  $b_2$ . Коефіцієнт тертя гумових манжет  $f_2$ .

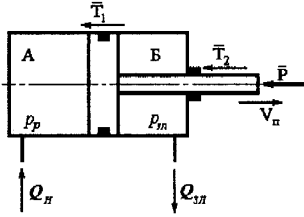


Рис.2. Схема гідроциліндру

$$p_p \frac{\pi D^2}{4} - p_{zn} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - \pi D b_1 f_1 (i_1 p_k + p_p) - \pi d b_2 f_2 i_2 p_{zn} - P = 0$$

Звідси тиск в порожнині А гідроциліндра:

$$p_p = \frac{P}{\pi} \frac{\left[ p_{zn} \cdot \left( \frac{D^2 - d^2}{4} + d b_2 f_2 i_2 \right) + D b_1 f_1 i_1 p_k \right]}{\frac{D^2}{4} - D b_1 f_1}$$

Механічний к.к.д. гідроциліндра:

$$\eta_m = \frac{4P}{\pi \cdot [D^2 p_p - (D^2 - d^2) \cdot p_{zn}]} \quad (7)$$

Тиск насоса:

$$p_n = p_p + \Delta p_{p,n} + \Delta p_n + \Delta p_{oc} - p_m \quad (8)$$

Після підстановки (2), (3), (4), (7), (8) в (1) отримуємо:

$$\eta = \frac{P \cdot 4Q \cdot \eta_{ob} \cdot \eta_H}{\pi D^2 Q \cdot p_H} = \frac{[D^2 p_p - (D^2 - d^2) \cdot p_{zn}] \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_H}{D^2 p_H}$$

звідки

$$\eta_T = \frac{p_p - \frac{D^2 - d^2}{D^2} \cdot p_{zn}}{p_n} = \frac{p_H - \Delta p_{p,n} - \Delta p_n - \Delta p_{oc} + p_m - \frac{D^2 - d^2}{D^2} \cdot p_{zn}}{p_H}$$

або

$$\eta_T = 1 - \frac{\Delta p_{p,n} + \Delta p_{oc} + \Delta p_n + (\Delta p_{p,zn} + \Delta p_{op} + \Delta p_{zn}) \cdot \frac{D^2 - d^2}{D^2} - p_m \cdot \frac{d^2}{D^2}}{p_n} \quad (9)$$

Аналізуючи рівняння (9), можна стверджувати наступне.

1. В гідропроводі поступального руху гідравлічний коефіцієнт корисної дії залежить не тільки від втрат енергії в трубопроводах та гідроапаратах, а й від різниці діаметрів поршня і штока гідроциліндра та надлишкового тиску в гідробаку.

2. Рівняння (6) є частковим випадком рівняння (9) при атмосферному тиску в гідробаку, рівності ефективних площ поршневої і штокової порожнин.

3. Підвищити гідравлічний к.к.д. гідроприводу можна за рахунок збільшення діаметру штока, вирівнювання ефективних площ поршневої та штокової порожнин (наприклад, використання поршня з двостороннім штоком), збільшення надлишкового тиску в гідробаку.

4. Вирівнювання ефективних площ поршневої та штокової порожнин нівелює вплив надлишкового тиску в гідробаку на гідравлічний к.к.д.

#### **Література:**

1. Вильнер Я.М. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам.- Минск: Вышэйшая шк., 1976, - 416 с.
2. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов. – К.: Вища школа, 1980.- 232 с.
3. Абрамов Е.И. и др. Элементы гидропривода.- К.: Техніка, 1977.- 320 с.

## **РОЗРОБКА ПАРАМЕТРИЧНОЇ СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНОЇ МОДЕЛІ КУЛАЧКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІДГВИНЧУВАННЯ ТРУБ**

**Гаврилів Ю.Л., к.т.н, доцент, Гаврилів С.Ю., аспірант**

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу*

Abaqus® - комп'ютеризована система скінченно-елементного аналізу (Finite Element Analysis - FEA) [1]. Abaqus реалізує ефективний чисельний метод розв'язування різноманітних задач механіки деформівного твердого тіла - метод скінченних елементів (МСЕ).

Метод скінченних елементів – один з чисельних методів, який на даний час широко використовується для розв'язування різних задач математичної фізики (задачі механіки деформівного твердого тіла, електромагнетизму, гідрогазодинаміки, термодинаміки та інші) [1].

Основна ідея методу скінченних елементів полягає в тому, щоб будь-яку неперервну величину апроксимувати дискретною моделлю, яка будується на множині кусково-неперервних функцій, які визначені на скінченній кількості підобластей (елементів). Метод скінченних елементів є наближенням методом і вимагає оцінювання збіжності розв'язку до точного.

На практиці МСЕ може бути ефективно реалізованим у повністю автоматизованій програмі скінченно-елементного аналізу (Finite Element Analysis - FEA), в якій реалізуються всі етапи розрахунку конструкції, починаючи від формування сітки скінченних елементів та закінчуючи підрахунком напружень, деформацій і інших величин. Це, наприклад, відомі програми Ansys®, Nastran®, Abaqus®, а також модуль SolidWorks COSMOSWorks®.

Abaqus успішно конкурує з такими відомими програмами FEA, як Ansys®, Nastran®, Comsol®, Cosmos®. Основною перевагою, яка відрізняє його від