

АНАЛІЗ ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ ТИСКУ В ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКУ ЗА ДОПОМОГОЮ CAD/CAE СИСТЕМ

Представлено елементи конструкції гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження. За допомогою програмного модуля COSMOSFloWorks, що входить в пакет SolidWorks, визначено, що гідророзподільник утворює гідравлічні втрати тиску, зумовлені наявністю місцевих опорів. Знайдені конструктивні параметри гідророзподільника, що найбільше впливають на величину гідравлічних втрат тиску та отримані відповідні залежності, які будуть враховані при проектуванні гідророзподільника.

The elements of construction of directional control valve are represented, for load-sensing hydraulic drives. By the programmatic module COSMOSFloWorks, that is included in the SolidWorks package, it is certain that directional control valve forms the hydraulic losses of pressure, conditioned by the presence of local resistances. Found structural parameters of directional control valve, which most influence on the value of hydraulic losses of pressure and got proper dependences which will be taken into account at planning of directional control valve.

Ключові слова: гідророзподільник, аналіз втрат тиску, CAD/CAE система.

Постановка проблеми. Сучасні гідрофіковані мобільні робочі машини, що випускаються в Україні, значно відстають від зарубіжних аналогів по ряду показників та потребують вдосконалення, зокрема схеми гідроприводу. Підвищити економічність роботи машини та якість виконуваних робіт можна за рахунок використання гідроприводу, чутливого до навантаження [1-3].

На рис. 1 надана схема гідроприводу, чутливого до навантаження, розроблена у ВНТУ [4]. Схема включає насос 1, гідророзподільник 2, гідроциліндр 3, лінію управління 12, робочу лінію 15, лінію зливу 16. До складу гідророзподільника 2 входять запобіжно-переливна секція 4, логічний клапан 17 та гідрозамок двосторонній 18. Запобіжно-переливна секція 4 містить переливний клапан 5 із золотником 6, що має радіальні отвори 13, плунжер 7, пружини 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

Гідророзподільник 2 забезпечує роботу гідроприводу в трьох режимах: режимі розвантаження гідронасосу, режимі регулювання та режимі перевантаження. В режимі розвантаження гідронасосу гідророзподільник 2 знаходиться в позиції б, лінія управління 12 зв'язується з баком і надлишковий тиск $P_{Ц}$ при цьому буде рівний нулю, а плунжер 7 під дією пружини 5 переміститься в крайнє праве положення і відкриє радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишковий тиск P_d також буде дорівнювати атмосферному. При цьому тиск P_H на виході насоса 1 буде визначатися за формулою:

$$P_H = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_K^2}, \quad (1)$$

де c – жорсткість пружини, що діє на золотник 6 переливного клапана 5;
 H – величина попереднього стиснення пружини 8;
 d_K – діаметр золотника 6 переливного клапана 5.

Сила пружини 8 вибирається такою, що величина тиску P_H становить 0,2...0,3 МПа. Під тиском P_H весь потік від насоса 1 буде надходити в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

В режимі регулювання гідророзподільника 2 переключачється в позицію а або в і в гідролінію 12 надходитиме рідина під тиском $P_{Ц}$, який залежить від величини навантаження T , при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє ліве положення та перекриє радіальні отвори 13. Тиск P_d в камері 14 в поточному режимі буде дорівнювати тиску P_H , і рівняння сил, що діють на золотник 6 (без урахування сил тертя та гідродинамічної сили), буде мати вигляд:

$$P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = P_H \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} \right) + P_{Ц} \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} + c \cdot H, \quad (2)$$

звідки:

$$\Delta P_1 = P_H - P_{Ц} = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_X^2}, \quad (3)$$

де d_X – діаметр хвостовика золотника 6 переливного клапана 5;

ΔP_1 – величина надлишкового перепаду тиску.

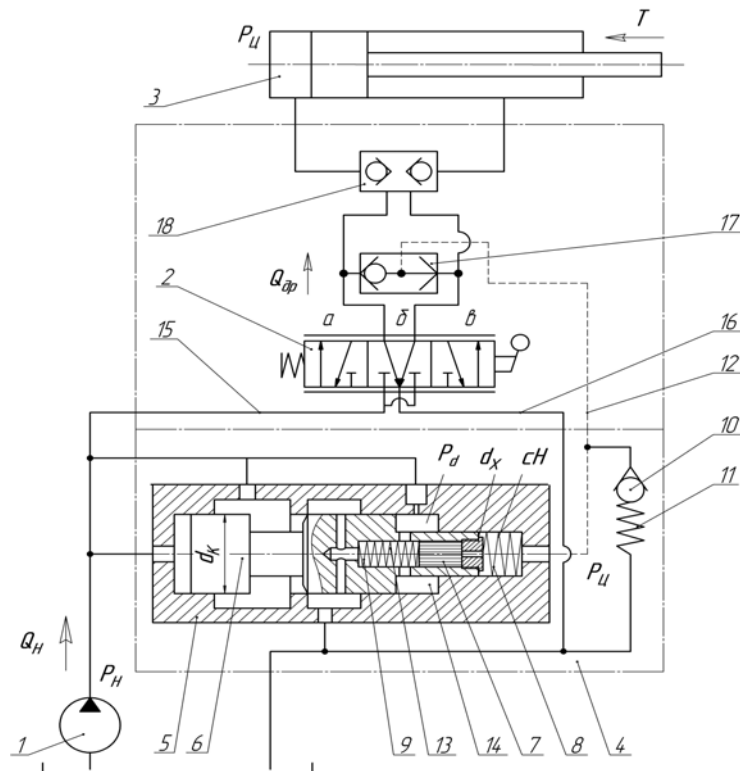


Рис. 1. Схема гідроприводу, чутливого до навантаження

Таким чином підтримується постійна величина надлишкового перепаду тиску ΔP_1 на робочому вікні гідророзподільника 2, що дає змогу, змінюючи величину робочого вікна $f_{др}$, змінювати величину потоку $Q_{др}$ до гідроциліндра 3, а різниця $Q_H - Q_{др}$ буде від насоса зливатися в бак через робоче вікно переливного клапана 5. Таким чином, ΔP_1 – надлишковий перепад тиску на робочому вікні гідророзподільника 2, що становить 0,7...0,8 МПа. Саме таке значення величини надлишкового перепаду тиску забезпечує у гідроприводі, чутливому до навантаження, у режимі регулювання підвищення гідравлічного ККД до 25 % [4], у порівнянні із відомим аналогом Dinoil LSC 50 (Італія), що працює із величиною надлишкового перепаду тиску 2,0 МПа [7].

Постановка завдання. Метою роботи є розробка багатосекційної компактної конструкції гідророзподільника, для гідроприводу, чутливого до навантаження, в якому гідравлічні втрати тиску будуть меншими, за величину надлишкового перепаду тиску $\Delta P_1 = 0,7...0,8$ МПа, при незначних габаритах та масі.

Аналіз останніх досліджень. Гідравлічні втрати тиску у гідророзподільнику залежать від числа місцевих опорів, що утворюються залежно від конструкції гідророзподільника. Задачі моделювання, оцінки та розрахунку течії рідини під тиском у гідророзподільнику можна успішно вирішувати за допомогою сучасних CAD/CAE систем [5]. Однією із провідних програм подібного напрямку є CAD/CAE система SolidWorks, що включає модуль COSMOS FloWorks [6].

Основні результати. Для моделювання та розрахунку гідравлічних втрат тиску у гідророзподільнику була створена його параметрична 3D-модель, що включає запобіжно-переливну секцію, робочу секцію та кришку. Найбільший вплив на величину гідравлічних втрат тиску в гідророзподільнику утворюють такі його конструктивні параметри як: діаметр розподільного золотника D1 (рис. 2, а), діаметр камери, що з'єднує нагнітальну порожнину робочої секції із робочою лінією D2 (рис. 2, а) та кількість робочих секцій L (рис. 2, б).

На рис. 2 представлено моделювання течії рідини під тиском, що проходить у гідророзподільнику при відкритті розподільного золотника для подачі робочої рідини від лінії нагнітання до робочої лінії. Моделювання процесу проводилось в режимі регулювання при величині потоку робочої рідини 100 л/хв., значенні робочого тиску 20 МПа та густині робочої рідини 900 кг/м³. Досліджувані геометричні параметри гідророзподільника розглядалися на інтервалах: D1 = (12..22)·10⁻³ м, D2 = (12..22)·10⁻³ м та L = 1-10 секцій. При визначенні впливу діаметра розподільного золотника D1 на гідравлічні втрати тиску у гідророзподільнику інші конструктивні параметри фіксувалися: D2 = 20·10⁻³ м, L = 1 секція; при визначенні впливу діаметра D2: D1 = 20·10⁻³ м, L = 1 секція; при визначенні впливу кількості робочих секцій L: D1 = 20·10⁻³ м, D2 = 20·10⁻³ м. В результаті проведеного моделювання отримані залежності у вигляді графіка (рис. 3).

З рисунка 3 видно, що зменшення величини діаметра D1 значно збільшує значення гідравлічних

втрат тиску, від $\Delta P = 0,42$ МПа до $\Delta P = 1,08$ МПа, а діаметра D_2 до $\Delta P = 1,39$ МПа, причому слід врахувати, що значення вказаних діаметрів впливає на величини габаритів та маси гідророзподільника. Збільшення кількості робочих секцій від однієї до десяти збільшує втрати тиску від $\Delta P = 0,42$ МПа до $\Delta P = 1,82$ МПа, і лише при $L = 6$ секцій ΔP знаходиться в допустимих межах $0,7..0,8$ МПа.

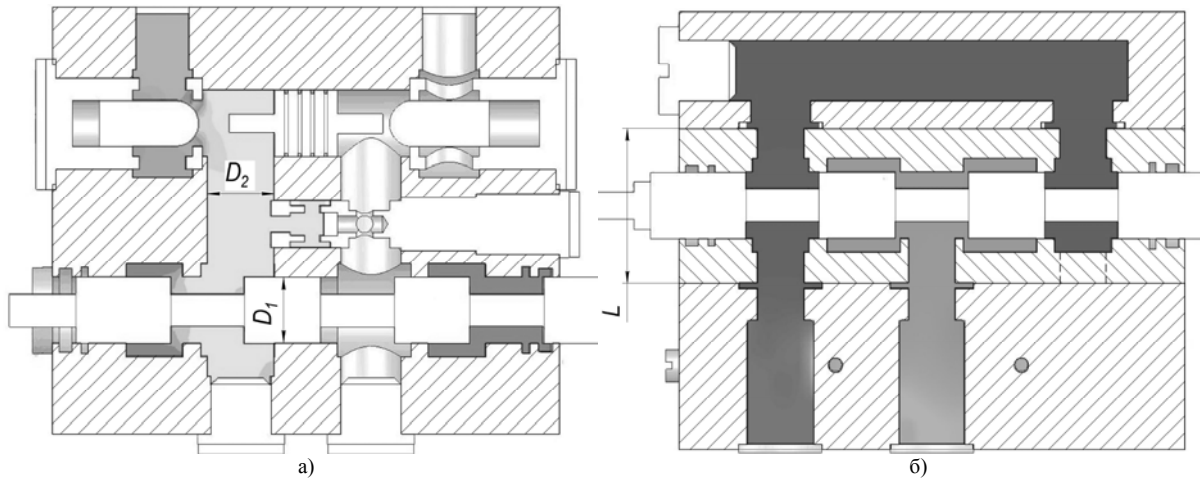


Рис. 2. Моделювання течії рідини під тиском у 3D-моделі гідророзподільника:
а – розріз робочої секції, б – повздовжній розріз гідророзподільника

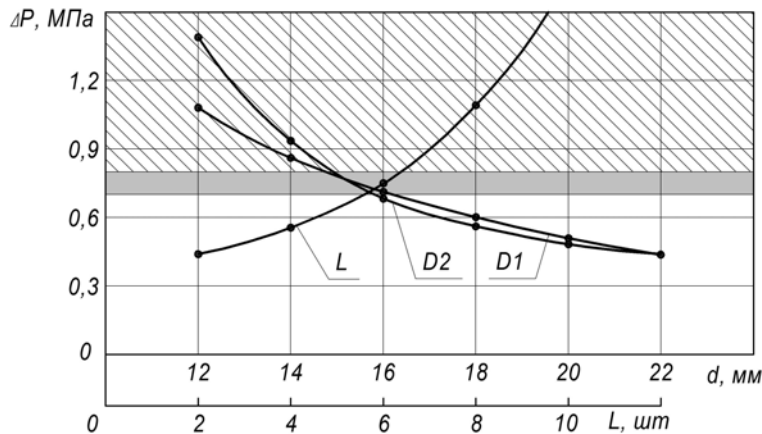


Рис. 3. Вплив геометричних параметрів D_1 та D_2 , а також кількості робочих секцій L на величину гідравлічних втрат тиску ΔP у гідророзподільнику

Враховуючи отримані графіки на рис. 3, задачі розробки багатосекційної компактної конструкції гідророзподільника та правило відповідності величини умовного діаметру D_y до величини потоку робочої рідини (для потоку 100 л/хв $D_y = 20..21 \cdot 10^{-3}$ м) необхідно обрати значення діаметра розподільного золотника $D_1 = 20 \cdot 10^{-3}$ м та діаметра камери, що з'єднує нагнітальну порожнину робочої секції із робочою лінією $D_2 = 20 \cdot 10^{-3}$ м, при яких гідравлічні втрати тиску складають $\Delta P = 0,49$ МПа. Кількість робочих секцій гідророзподільника при сказаних діаметрах D_1 та D_2 слід обрати до 6 секцій, тобто підключення такої самої кількості гідродвигунів, що означає значене розширення функціональних можливостей гідроприводу. При вказаних параметрах гідравлічні втрати тиску в гідророзподільнику не перевищують величину надлишкового перепаду тиску $0,7..0,8$ МПа.

Висновки. В результаті моделювання течії рідини під тиском у гідророзподільнику за допомогою програми COSMOS FloWorks та аналізу отриманих результатів визначено, що для забезпечення мінімізації гідравлічних втрат тиску необхідно обрати діаметр розподільного золотника $D_1 = 20 \cdot 10^{-3}$ м, діаметр камери, що з'єднує нагнітальну порожнину робочої секції із робочою лінією $D_2 = 20 \cdot 10^{-3}$ м та кількість робочих секцій – L гідророзподільника не більше шести.

Література

1. Козлов Л.Г. Вплив параметрів зворотного зв'язку на динамічні характеристики гідропривода з LS-регулюванням / Козлов Л.Г., Петров О.В // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – № 6. – Т. 2. – С. 90-95.
2. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000. – 20 с.
3. Бондарь В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура // Вісник СумДУ, 2004. – № 12 (58). – С. 41-45.

4. Козлов Л.Г. Дослідження характеристик мультирежимного клапана розподільника для гідроприводів мобільних робочих машин / Козлов Л.Г., Гайдамак О.Л., Петров О.В // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2008. – № 1. – С. 85-88.
5. Козлов Л.Г. Використання CAE/CAD комплексу на базі MATLAB-SIMULINK та Компас 3D для проектування гідроапаратури нового покоління / Козлов Л.Г., Петров О.В // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – 2005. – № 2. – С. 101-105.
6. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.: ил.
7. Directional control valves. DC008. Catalogue. Bondioli&Pavesi Dinoil. – P. 122.

Надійшла 24.9.2009 р.

УДК 621.22

Л.Г. КОЗЛОВ, Д.О. ЛОЗІНСЬКИЙ, С.М. ЛОЗОВСЬКИЙ
Вінницький національний технічний університет

ЗАСТОСУВАННЯ CAD– CFD СИСТЕМ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛИ КЕРУВАННЯ НА РЕГУЛЮЮЧОМУ ЕЛЕМЕНТІ ЗВОРТНОГО КЛАПАНА ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА З ПРОПОРЦІЙНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ КЕРУВАННЯМ

В роботі представлені дослідження сили керування регулюючого елемента зворотного клапана гідророзподільника з пропорційним електрогідралічним керуванням, яка виникає внаслідок складного обтікання його потоком рідини. Дослідження виконані за допомогою програмного модуля COSMOSFloWorks, що входить в пакет SolidWorks.

Дослідження дозволили визначити вплив кута профілю робочої кромки регулюючого елемента та величини тиску на вході у зворотний клапан на значення сили керування. Обґрунтовано вибір значення кута профілю робочої кромки регулюючого елемента при проектуванні гідророзподільника з пропорційним електрогідралічним керуванням.

Ключові слова: зворотний клапан гідророзподільника, дослідження сили керування, пакет SolidWorks.

Постановка проблеми. Аналітичні дослідження робочих процесів в гідророзподільнику з пропорційним електрогідралічним керуванням суттєво ускладнені нелінійним характером сил, які виникають на регулюючих елементах внаслідок взаємодії з потоком рідини та іншими елементами конструкції [1, 2]. Виконання подібних розрахунків займає багато часу, особливо під час багаторазової зміни вхідних даних [3]. Використання спеціалізованих пакетів прикладних програм для проведення подібних досліджень скорочує час виконання аналітичних розрахунків та значно підвищує їх точність [4].

Аналіз останніх досліджень. Значний вклад в теорію дослідження сил, що діють на елементи гідророзподільника за допомогою CAD– CFD систем, внесли д.т.н. Є.Г. Братуга та к.т.н. Р.Г. Акмен. Дослідженням сил керування за допомогою CFD– кодів займається О.В. Кудрявцев, А.П. Скібін та А.В. Шишов.

Постановка завдання. Метою роботи є дослідження сили керування, що діє на регулюючий елемент зворотного клапана від зміни кута профілю його робочої кромки та тиску на вході в зворотний клапан [5].

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Розробити 3D-модель гідророзподільника з пропорційним електрогідралічним керуванням для проведення досліджень.

2. Розрахувати залежності сили керування на регулюючому елементі зворотного клапана гідророзподільника з пропорційним електрогідралічним керуванням від зміни кута профілю робочої кромки регулюючого елемента та тиску на вході в зворотний клапан.

Основні результати. На рис. 1 представлено 3D-модель гідророзподільника з пропорційним електрогідралічним керуванням. Він складається з робочої секції 1 із системою керування 2, досліджуваного керуваного зворотного клапану 3 із регулюючим елементом 9, клапану керування 4, а також кришок 5 та 6.

Для визначення залежності сили керування від форми профілю робочої кромки регулюючого елемента потрібно проаналізувати рух потоку рідини в умовах складного обтікання, а також розподіл тисків всередині гідророзподільника з пропорційним електрогідралічним керуванням.

Для розв'язання поставлених задач використовувався модуль COSMOSFloWorks, що входить у програмний пакет SolidWorks [4].

У порівнянні із іншими CFD пакетами COSMOSFloWorks має принципові переваги: