

УТОЧНЕНА МЕТОДИКА ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ОБ'ЄМНОГО ПРИВОДУ З ЧИСЛОВИМ ПРОГРАМНИМ КЕРУВАННЯМ

Работа направлена на повышение гибкости и кпд электрогидравлических приводов. Предложена принципиальная схема электрогидравлического объемного привода с нерегулируемым насосом и регулируемым приводным электродвигателем. Управление приводом осуществляется от компьютера либо контроллера. Предложена уточненная методика выбора конструктивных параметров привода. Методика учитывает утечки и перетечи в насосе и гидравлическом цилиндре и позволяет рассчитывать параметры привода, обеспечивающие его работоспособность и требуемые эксплуатационные характеристики.

This work is aimed at increasing flexibility and efficiency of electro hydraulic drivers. A schematic diagram of the electro hydraulic driver volumetric type with an uncontrolled pump and controlled electric motor was proposed. The driver control is carried out by a computer or controller. The improved technique of selecting the design parameters of the driver was proposed. The technique takes into account the hydraulic losses in the pump and hydraulic cylinder. The calculated parameters allow to obtain the energy efficiency and the required characteristics of the driver.

Постановка проблеми.

Постійно зростаючі вимоги до промислового обладнання спричиняють необхідність підвищення його ефективності. Складовими частинами такого обладнання є електрогідравлічні приводи, які широко використовують для позиціонування робочих органів (РО). Одним з факторів, що визначають ефективність приводів є ККД та гнучкість, яка забезпечує можливість настроювання привода на потрібні режими та програми роботи. Традиційно електрогідравлічні приводи промислового обладнання будують на основі об'ємного та дросельного принципів регулювання. Приводи з об'ємним регулюванням (рис. 1) мають високий ККД, але не забезпечують потрібної гнучкості [1, 2]. Це обумовлено технічною складністю поєднання регульованих насосів, які використовують у таких приводах, з контролером (комп'ютером) для їх програмного керування.

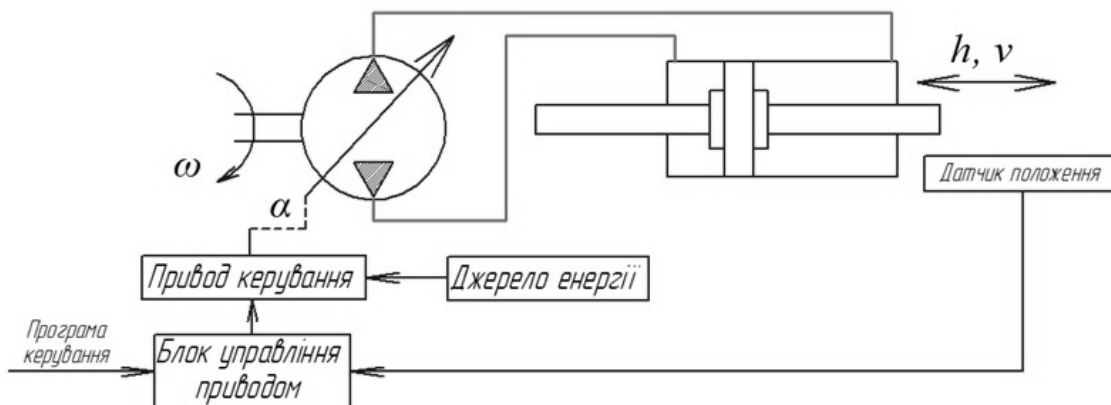


Рис. 1. Схема позиційного привода з об'ємним принципом регулювання

Позиціонування РО у таких приводах реалізують за допомогою дозованої подачі робочої рідини в порожнину гідравлічного виконавчого циліндра, яка задається позиціонуванням регулюючих органів насосів (нахилених шайб або блоків циліндрів). Для цього використовують додатковий привід, який узгоджує потужність сигналу від керуючого пристрою з потрібною потужністю для переміщення регулюючого органу насосу. Крім того, самі регульовані насоси є конструктивно складними і мають високу вартість.

У свою чергу, використання дросельного принципу регулювання (рис. 2) дозволяє відносно просто узгодити приводи з пристроями програмного керування, що забезпечує їх гнучкість, але в порівнянні з приводами об'ємного регулювання застосування принципу дросельного регулювання зменшує досяжний ККД [1, 2].

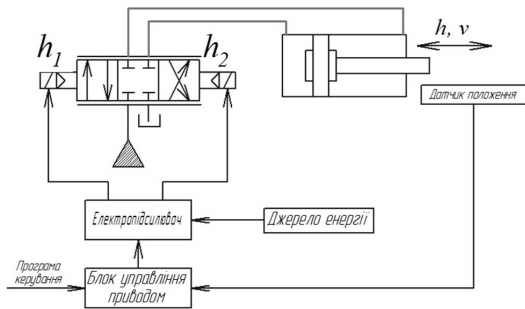


Рис. 2. Схема позиційного приводу з дросельним принципом регулювання

отримати на виході насоса дискретні порції робочої рідини, які доцільно використовувати для позиціонування штоку гідралінійного циліндру. У разі використання насоса шестерневого типу, ці порції, теоретично, будуть однаковими за об'ємом, що дозволить забезпечити постійне значення дискретності при позиціонуванні робочого органу. Однак на практиці, у разі зміни навантажень на привід, об'єм порцій рідини на виході насоса може суттєво змінюватись із-за впливу втрат та перетоків. Тому при створенні електрогідравлічного приводу такого типу необхідно мінімізувати зазори у його гідралінійних компонентах. Таким чином, для досягнення мети - створення гнучкого електрогідравлічного приводу з високим коефіцієнтом корисної дії необхідно розробити:

- принципову схему приводу;
- методику розрахунку, яка дозволить визначити параметри приводу, що забезпечать його роботоспроможність та потрібні експлуатаційні характеристики.

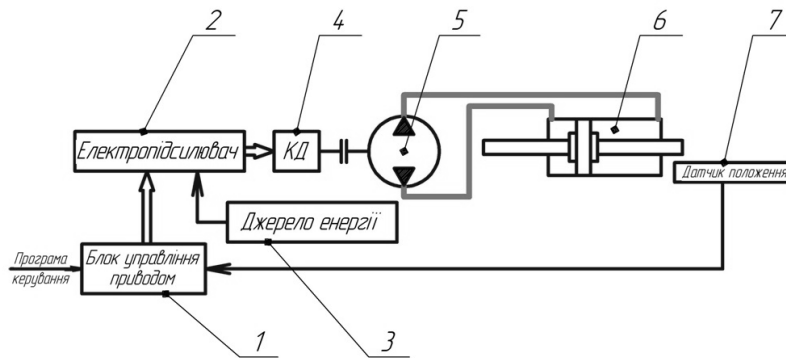


Рис. 3. Схема електрогідравлічного позиційного приводу з регульованим електродвигуном

Принципова схема електрогідравлічного об'ємного приводу з регульованим електродвигуном.

Запропонована схема приводу (рис. 3) складається з блоку управління 1, що виконано на базі контролера або комп'ютеру [3]. Блок управління 1 поєднано з електричним підсилювачем дискретної дії 2, що з'єднаний з джерелом енергії 3. Електричний підсилювач 2 з'єднано з кроковим двигуном 4, вал якого приєднано до валу шестерневого насоса 5. Вхідний та вихідний канали насоса зв'язані з гідралінійним циліндром двохсторонньої дії 6. Шток гідралінійного циліндра зв'язано з РО та датчиком положення 7, який, у свою чергу, з'єднано з блоком управління приводом 1.

Працює привід наступним чином. Відповідно до програми роботи імпульсні сигнали керування на переміщення РО у задану позицію подаються від блоку керування приводом 1 на підсилювач 2, де підсилюється та з виходу підсилювача подаються на вхід крокового двигуна 4. Вал крокового двигуна повертається на кут, що відповідає кількості імпульсів, а швидкість його обертання відповідає частоті слідування імпульсів. Вал КД повертає вал шестерневого насоса, що призводить до появи на його виході порції робочої рідини. З виходу насоса робоча рідина потрапляє в одну з порожнин гідралінійного циліндра, а з іншої порожнини рідина потрапляє на вхід насоса. Це призводить до переміщення штоку у позицію, яка відповідає об'єму рідини, що була подана у порожнину циліндра. Відповідність положення штоку, запланованій позиції, контролюється датчиком положення 7. При відпрацюванні кроковим двигуном команди керування і переміщенні штоку у задану позицію сигнал керування на вхід крокового двигуна зникає. В іншому випадку, при наявності сигналу від датчика положення, про розбіжність між потрібним і дійсним положенням штоку, блок керування формує сигнал на корекцію положення штоку. Таким чином привід забезпечує переміщення РО у задану позицію.

Запропонована схема потенційно забезпечує підвищення ККД приводу завдяки використанню об'ємного принципу регулювання і його гнучкість за рахунок можливості програмування його роботи.

Уточнена методика вибору раціональних параметрів приводу.

Аналіз принципової схеми дозволив встановити, що роботу приводу визначають наступні основні параметри: максимальна частота обертання та дискретність крокового двигуна; геометричні розміри, робочий тиск, кількість зубців, частота обертання ротора, радіальні, торцеві та між зубові втрати насоса (шестерневого); геометричні розміри, втрати і перетоків робочої рідини гідралінійного циліндра (рис. 4) [3, 4]

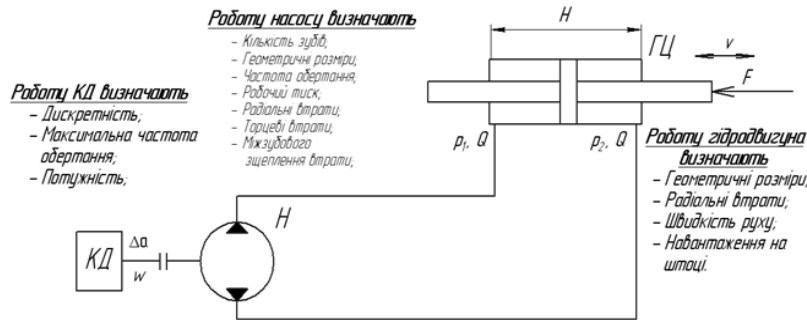


Рис. 4. Перелік параметрів, що визначають роботу компонентів приводу з регульованим електродвигуном

Зазвичай визначення параметрів приводу виконують за стандартною методикою, однак вона не враховує витоки та перетоки в гідравлічних компонентах. Для приводу, що відповідає розробленій принциповій схемі (рис. 3) вказані фактори є суттєвими, тому що від них залежить його роботоспороможність. Запропонована уточнена методика визначає вимоги до зазорів у гідравлічних компонентах і вміщує п'ять основних блоків: блок завдання початкових даних; блок визначення основних параметрів; блок визначення зазорів; блок визначення додаткових характеристик; блок формування кінцевих даних (рис. 5). Розрахунок приводу виконується в наступній послідовності.

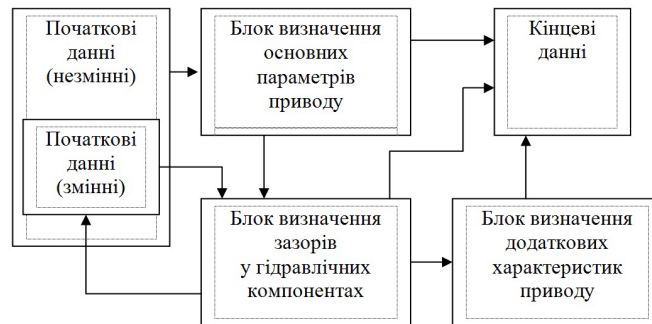


Рис. 5. Блок-схема алгоритму розрахунку параметрів приводу за уточненою методикою

1. Задають початкові данні (незмінні): зусилля на штоку, максимальну швидкість руху поршня, максимальну частоту обертання крокового двигуна, тиск в системі, бажаний об'ємний ККД.

2. Задають початкові данні (змінні): значення зазорів в насосі - радіальний зазор δ_1 , торцевий зазор δ_2 та в гідроциліндрі - максимально допустимий зазор в парі гільза-поршень δ_3 , максимально допустимий зазор в парі кришка-шток δ_4 . Значення зазорів вибирають з врахуванням технологічних можливостей їх виготовлення та забезпечення запасу для подальшого корегування в напрямку зменшення.

3. Розраховують значення основних параметрів приводу.

3.1. Площа поршня S , що забезпечує потрібне зусилля на штоку визначається за формулою

$$S = \frac{F}{p},$$

де p - тиск в системі; F - зусилля на РО.

3.2. Визначають подачу насоса Q_H , що забезпечує потрібну максимальну швидкість поршня:

$$Q_H = v_{\max} \cdot S,$$

де v_{\max} - максимальна швидкість руху поршня.

3.3. За заданими параметрами максимальної частоти обертання валу крокового двигуна, тиску в системі та об'ємного ККД насоса визначають основні розміри витиснювачів робочих камер і деталей насоса [5]. Для шестерневого насоса такими даними є: діаметр шестерні, ширина вершини зуба, кількість зубів ротора, частота обертання, ширина ротора, кут вихідних кромок камери нагнітання, кут вихідних кромок камери нагнітання, робочий об'єм насоса.

4. Визначають втрати та перетоки робочої рідини в гідравлічних компонентах приводу.

4.1. Визначають сумарні втрати в насосі за рахунок перепаду тиску від заданого навантаження [4].

Втрати через радіальні зазори:

$$Q_1 = \left[p \frac{(D_{розт} - D_{ш})^3}{96 \cdot \mu \cdot S_e \cdot z_K} - \frac{\omega \cdot D_{ш}}{8} (D_{розт} - D_{ш}) \right] \cdot b,$$

$$D_{розт} = D_{ш} + \delta_1,$$

де $D_{розт}$ - діаметр розточки, $D_{ш}$ - діаметр шестерні, S_c - ширина вершини зуба, Z_K - кількість зубів шестерні, ω - частота обертання ротора, μ - коефіцієнт динамічної в'язкості, b - ширина ротора.

Втрати через торцеві зазори:

$$Q_2 = p \frac{\delta_2^3 \cdot (\beta_{нг} + \beta_{вс})}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R}{r}};$$

$$r = \frac{1}{2} D_{ш};$$

$$R = r + \frac{1}{2} \delta_2,$$

де δ_2 - торцевий зазор, $\beta_{нг}$ - кут вихідних кромок камери нагнітання, $\beta_{вс}$ - кут вхідних кромок камери всмоктування, R - радіус зовнішньої границі торцевого зазору, r - радіус внутрішньої границі торцевого зазору.

Сумарні втрати в насосі:

$$Q_{втн} = Q_1 + Q_2.$$

4.2. Визначають перетоки Q_3 в парі гільза-поршень та втрати Q_4 в парі кришка-штоки гідроциліндра за формулою:

$$Q_3 = \delta p \cdot \frac{\pi D_1 \cdot \delta_3^3}{12 \cdot \nu_{max} \cdot \rho \cdot l_1};$$

$$Q_4 = \delta p \cdot \frac{\pi D_2 \cdot \delta_4^3}{12 \cdot \nu_{max} \cdot \rho \cdot l_2};$$

$$D_1 = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

$$D_2 = \frac{d_3 + d_4}{2},$$

де δp - перепад тиску на ущільненні, d_1 - зовнішній діаметр ущільнення на поршні, d_2 - внутрішній діаметр ущільнення гільзи гідроциліндра, d_3 - внутрішній діаметр ущільнення для штоку, d_4 - діаметр штоку, ρ - густина робочої рідини, l_1, l_2 - середньоарифметична довжина кільцевої щілини для ущільнення поршень-циліндр та шток-циліндр відповідно.

Сумарна витрата в гідроциліндрі:

$$Q_{втц} = Q_3 + 2 \cdot Q_4.$$

4.3. Визначають дійсний об'ємний ККД та загальний ККД гідравлічної частини приводу.

$$\eta_{од} = \frac{Q_n - Q_{втн} - Q_{втц}}{Q_n};$$

$$\eta_3 = \eta_{од} \cdot \eta_m \cdot \eta_2,$$

де η_m, η_2 - механічний і гідравлічний ККД гідравлічної частини приводу відповідно.

4.4. Порівнюють значення дійсного об'ємного ККД приводу з бажаним.

Якщо дійсний об'ємний ККД менше бажаного, то корегують величину зазорів в напрямку їх зменшення з врахуванням технологічної можливості виготовлення. В іншому випадку отримані дані - конструктивні розміри елементів насоса та гідроциліндра визначають як базові для конструювання гідравлічних компонентів приводу.

5. Розраховують потужність, яка споживається гідравлічною частиною приводу [5]:

$$N = \frac{Q_n P_n}{61,2 \eta_3}.$$

6. Визначають параметри крокового електродвигуна.

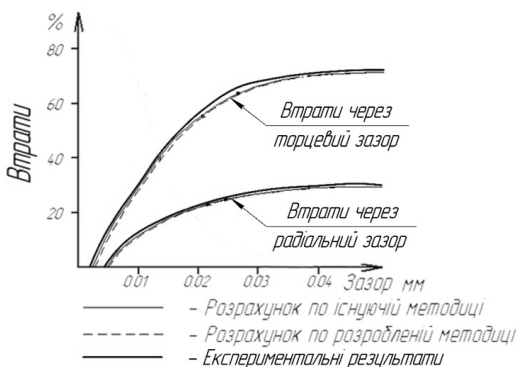


Рис. 6. Залежність втрати в насосі від величини зазору

6.1. Потрібна потужність електродвигуна

$$N_e = N / \eta_e,$$

де η_e - ККД електродвигуна.

6.2. Визначають геометричні розміри крокового електродвигуна шляхом вибору його типу за каталогом. Заданими є потрібна потужність та максимальна частота обертання валу. При цьому враховують, що дискретність крокового електродвигуна визначає плавність роботи приводу.

7. Визначають додаткові характеристики приводу.

7.1. Мінімальну частоту обертання валу крокового електродвигуна при фіксованому положенні поршня, що забезпечує компенсацію втрат робочої рідини при максимальному навантаженні на РО визначають за формулою

$$\omega_{\min} = (Q_{\text{вти}} - Q_{\text{втгц}}) / q_n,$$

де q_n - робочий об'єм насоса.

7.2. Визначають коефіцієнт регулювання швидкості поршня за залежністю

$$K_{ш} = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\max}.$$

8. Формують комплект кінцевих даних для конструювання приводу.

Для підтвердження коректності методики її застосовано для визначення конструктивних параметрів шестерневого насоса без врахування втрат, як це робиться у стандартній методиці, і окремо проведена оцінка втрат подачі при зміні зазорів в межах від 0 до 0,04 мм. Порівняння отриманих результатів з результатами експериментальних досліджень [2] показало їх співпадіння (рис. 6), що підтвердило коректність методики.

За запропонованою методикою розраховано параметри приводу з регульованим електродвигуном. Врахування втрат рідини в зазорах гідравлічних компонентів (рис. 7) дозволило оцінити їх вплив та вибрати раціональні значення параметрів для забезпечення потрібних характеристик приводу при заданому навантаженні на робочому органі.

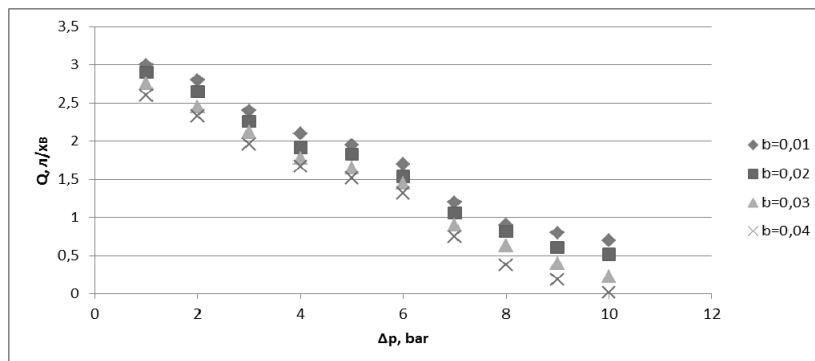


Рис. 7. Залежність подачі шестерневого насоса від перепаду тиску при різних значеннях зазорів, що розрахована за уточненою методикою

На основі методики розроблена програма, яка дозволяє автоматизувати розрахунок параметрів приводу.

Висновки.

1. Запропонована принципова схема приводу, в якій застосовано нерегульований насос з регулюванням куту повороту та швидкості обертання валу за допомогою крокового електродвигуна, потенційно забезпечує підвищення ККД та гнучкості за рахунок об'ємного принципу регулювання в поєднанні зі спрощеною схемою взаємодії з пристроєм програмного керування.

2. Уточнена методика дозволяє визначити конструктивні параметри насоса і гідравлічного циліндра та експлуатаційні параметри крокового електродвигуна при цьому враховує втрати у гідравлічних компонентах і бажаний ККД, що забезпечує енергетичну ефективність та гнучкість приводу.

Список літератури

1. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением., М.:Машиностроение, 1975, 288с.
2. Гамынин Н.С. и др. под ред. Лещенко В.А. Гидравлический следящий привод. -М.: Машиностроение, 1968, 376 с.
3. Узунов О.В., Галецький О.С., Ночнієнко І.В. Електрогідравлічний кроковий привод, Патент на корисну модель №38097 15/18, 25.12.2008. Бюл.№24, 2008.
4. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. -М.: МАШГИЗ, 1960, 183 с.
5. Юдин Е.М. Шестеренные насосы основные параметры и их расчет. -М.: Машиностроение, 1964, 233 с.
6. Башта Т.М., Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. -М.: Машиностроение, 1982, 599 с