

Рис. 1. Графік впливу коефіцієнту зниження навантажень в парі голка-клин на коефіцієнт підвищення довговічності роботи клина

Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 209 с.
3. Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техника, 1983. – 112 с.
4. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
5. Малков М.А., Полухин В.Л. Расчет износа клиньев трикотажных машин. – ВНИИЛТЕКМАШ, научно-исследовательские труды, 1969, № 15, с. 13-22.

Надійшла 27.9.2009 р.

УДК 621.226

Л.Г. КОЗЛОВ, В.А. КОВАЛЬЧУК, Н.В. КУШПТА
Вінницький національний технічний університет

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ ВЕЛИЧИНИ ТИСКУ

Розроблено гідравлічну схему преса в якому забезпечується пропорційне управління від вільно-програмованого контролера фірми "FESTO". Розроблена нелінійна математична модель та розраховані динамічні характеристики гідропривода преса. Визначено вплив конструктивних параметрів гідропривода на стійкість, коливальність, час регулювання та перерегулювання. Розроблені рекомендації, що можуть бути використані при проектуванні гідропривода преса з пропорційним керуванням.

Hydraulic circuit is developed for the press where proportional control is provided from the free programmable controller made by FESTO. Non-linear mathematical model of the press hydraulic drive has been developed. Dynamic characteristics of the press hydraulic drive has been determined as well as the influence of main non-linearities on them. Recommendations are presented that can be used while designing hydraulic drive for a proportionally-controlled press.

Ключові слова: гідропривід, керування величини тиску.

Постановка проблеми. Якість продукції, отриманої холодним пластичним деформуванням, значною мірою залежить від зміни зусилля на штоці гідроциліндра преса. Процес навантаження проводиться в такій послідовності. Спочатку йде процес обробки, при якому сила навантаження зростає по лінійному закону (зона пружних деформацій). При появі пластичних деформацій сила навантаження має змінюватись за закономірностями, які виявляються в процесі досліджень. По досягненні певних значень деформацій гідропривод преса повинен забезпечити можливість розвантаження заготовки з повторними навантаженнями при визначеному законі зміни параметрів руху виконавчого органа.

Аналіз останніх досліджень. Значний вклад в теорію дослідження динамічних процесів в технологічних машинах внесли Рибак А.Т. та Жаров В.П. Дослідженнями в галузі програмно-адаптивного керування гідроприводами машин для обробки металів тиском займається проф. Ю.А.Бочаров. Також питаннями модернізації гідроприводу преса займаються Лижніков Е.И., Бочанов П.А., Еремкин Е.А.

Постановка завдання. Метою даної роботи є покращення якості готової продукції та підвищення продуктивності її виготовлення шляхом визначення рекомендованих значень конструктивних параметрів гідроприводу преса на основі математичного моделювання та застосування в гідроприводі пропорційної електрогидравлічної системи керування.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розробка математичної моделі гідропривода преса з пропорційним електрогидравлічним керуванням.

2. Забезпечення стійкої роботи гідропривода преса для холодного пластичного деформування, що працює із декількома зворотними зв'язками, в усьому діапазоні зміни швидкостей руху та величин зусилля.

3. Мінімізація в перехідних процесах таких динамічних характеристик гідропривода, як коливальність, перерегулювання та час регулювання.

Поставлені задачі можуть бути розв'язані шляхом використання преса з гідроприводом, який має пропорційне керування параметрами руху робочого органа, а також дослідження впливу на динамічні характеристики гідропривода основних його конструктивних параметрів та нелінійностей [1].

Основні результати. На рис. 1 представлена розрахункова схема гідроприводу преса. Схема включає насос 1, клапан 2, гідророзподільник 3, гідроциліндр 4, лінію нагнітання 5, робочі лінії 6 та 7. Клапан 2 складається з корпусу 8, клапанного елемента 9, пружини 10, корпусу 11, сервоклапана 12, дроселя 13, сідла 14, пружини 15 та пропорційного електромагніта 16. Гідроциліндр 4 має датчик зворотного зв'язку 17, шток 18, який взаємодіє з заготовкою 19. Схема включає крім того датчик тиску 21, а також вільнопрограмований контролер 20 фірми FESTO [2].

Нелінійна математична модель включає рівняння нерозривності потоків для ліній 5 та 6, а також рівняння сил, що діють на клапанний елемент 9, сервозолотник 12 та шток гідроциліндра 4.

$$\begin{aligned} Q_n &= \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_n}{\rho}} + \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_{\text{кл}})}{\rho}} + \frac{dy}{dt} \cdot \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}, \\ \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_{\text{кл}})}{\rho}} &= \mu \cdot \pi \cdot d_c \cdot \sin \alpha \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{кл}}}{\rho}} + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_{\text{кл}}}{dt}, \\ m_k \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} &= p_n \cdot F_{\text{кл}} - p_{\text{кл}} \cdot F_{\text{кл}} - C_{\text{кл}} (X_1 + x) - b_{\text{кл}} \cdot \frac{dx}{dt}, \\ p_{\text{кл}} \cdot f_c &= C_c \cdot (Z_1 + z) - b_c \frac{dz}{dt}, \\ m_{\text{ц}} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} &= p_n \cdot \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} - b_{\text{ц}} \frac{dy}{dt} - y \cdot k_r - T, \end{aligned} \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт витрат, $d_{\text{кл}}$ – діаметр нижнього торця рухомого клапана, x – переміщення рухомого клапана, p_n – тиск, що діє на нижній торець рухомого клапана, ρ – густина робочої рідини, f_d – площа дросельної щілини, $p_{\text{кл}}$ – тиск, що діє на верхній торець рухомого клапана, y – переміщення поршня гідроциліндра по вертикальній вісі, $D_{\text{ц}}$ – діаметр поршня, β – коефіцієнт, що враховує стиснення робочої рідини, W_n – об'єм рідини в лінії, d_c – діаметр сервоклапана, α – кут нахилу кромки сервоклапана, z – горизонтальне переміщення сервоклапана, W_c – об'єм рідини в лінії, m_k – маса головного клапана, $F_{\text{кл}}$ – площа нижнього торця головного клапана, $C_{\text{кл}}$ – жорсткість пружини, що прижимає головний клапан до сідла, X_1 – попереднє стиснення пружини основного клапана, $b_{\text{кл}}$ – коефіцієнт в'язкого демпфування, f_c – площа сервоклапана, C_c – жорсткість пружини, що прижимає сервоклапан до сідла, Z_1 – попереднє стиснення пружини сервоклапана, b_c – коефіцієнт в'язкого демпфування, $m_{\text{ц}}$ – маса поршня циліндра, $b_{\text{ц}}$ – коефіцієнт в'язкого демпфування, k_r – коефіцієнт опору переміщення штока гідроциліндра, T – сила сухого тертя.

Для розрахунків та математичного моделювання процесів, дослідження динамічних характеристик гідроприводу використано пакет MATLAB, а саме один з його модулів Simulink, який спеціально призначено для розв'язання диференціальних рівнянь. Для зменшення кількості блоків, що одночасно відображаються, на екрані використовувались підсистеми [3].

Розв'язання системи рівнянь математичної моделі гідроприводу з пропорційним електрогидравлічним керуванням здійснено блоково аналітичним методом.

Головний блок, що візуально відтворює метод розв'язку системи диференціальних рівнянь (1), представлено на рис. 2.

Для досліджень запропоновано такі діапазони значень конструктивних параметрів гідроприводу, що впливають на його динамічні характеристики: діаметр гідроциліндра $D_{\text{ц}} = (60 \dots 120) \cdot 10^{-3}$ м, потік рідини, що нагнітається насосом $Q_n = (0,05 \dots 1,0) \cdot 10^{-3}$ м³/с, максимальний тиск в гідроприводі $p_{\text{max}} = 20$ МПа, коефіцієнт підсилення зворотного зв'язку по переміщенню $K_y = (0,4 \dots 1,0)$ А/м, коефіцієнт підсилення

зворотного зв'язку по тиску $K_p = (0,5 \dots 1,0)$ А/МПа.

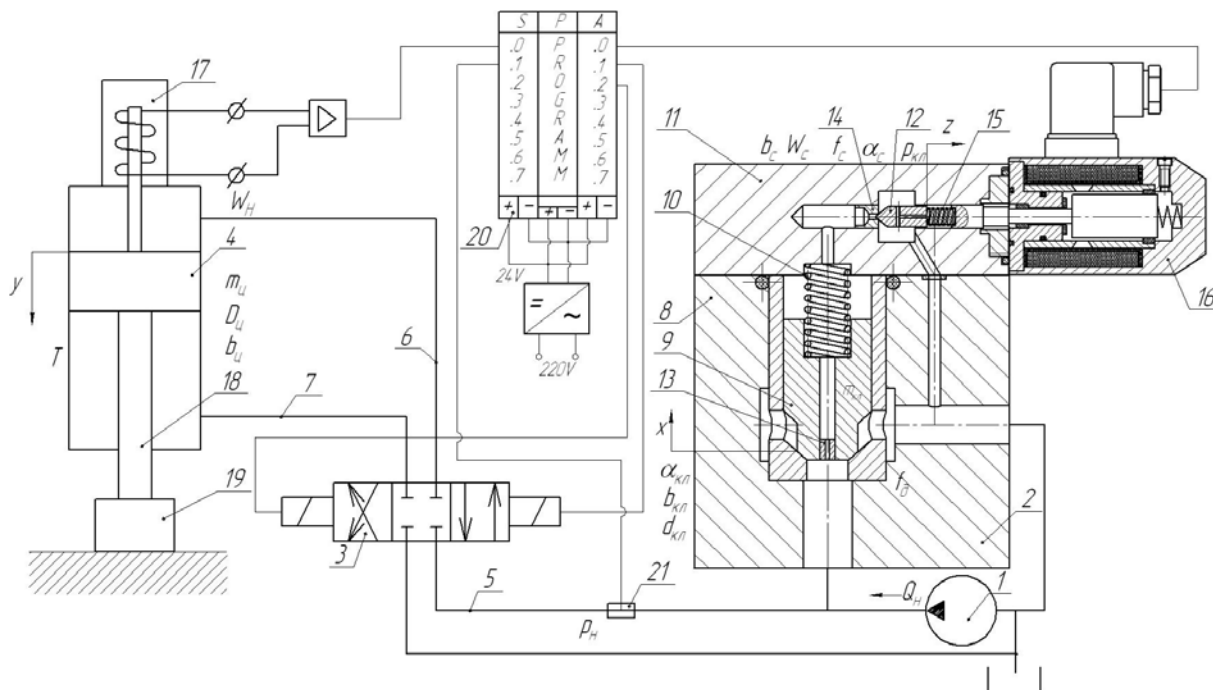


Рис. 1. Розрахункова схема гідропривода преса

На рис. 3 представлено вплив параметрів: $D_{ц}$ – діаметра гідроциліндра, величини p_{max} – максимального значення тиску в гідроприводі, а також величини потоку насоса Q_n на стійкість гідропривода. З метою забезпечення найкращих умов забезпечення стійкості гідропривода слід при проектуванні орієнтуватися на більші значення діаметра циліндра та менші значення максимального тиску p_{max} , що однак веде до збільшення необхідної величини Q_n , а значить до збільшення типорозміру насоса і габаритів насосної установки. Рішення, що приймаються проектувальниками, мають бути компромісом між вказаними протиріччями.

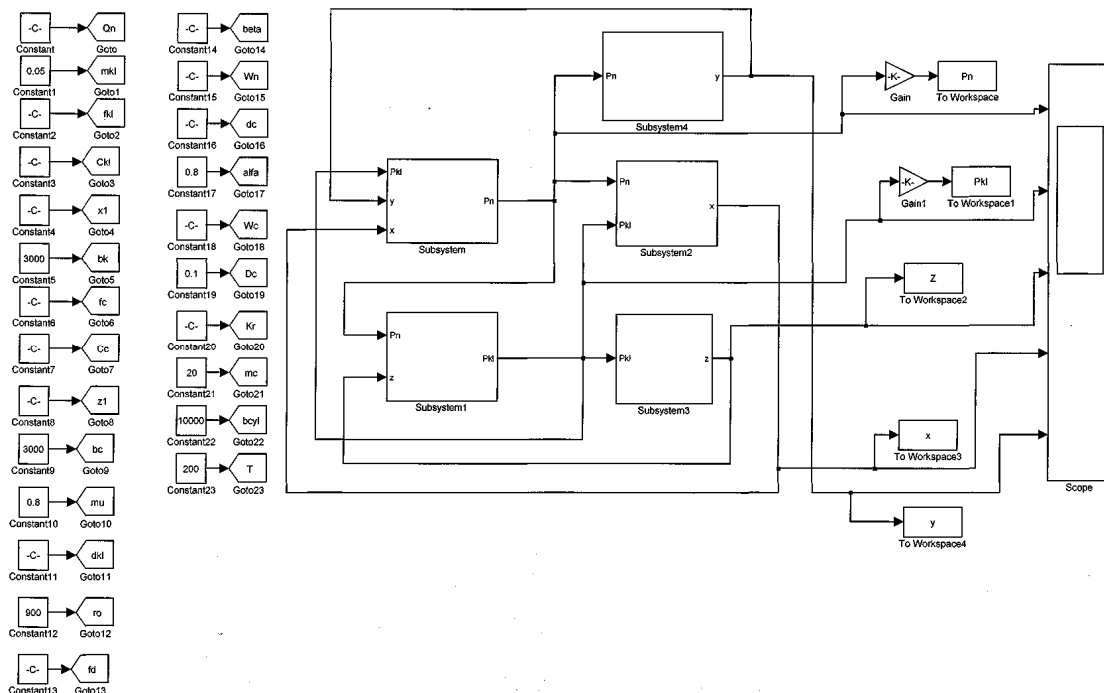


Рис. 2. Головний блок розв'язання системи диференціальних рівнянь

На рис. 4 представлено вплив коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків по переміщенню K_y та по тиску K_p на положення границі стійкості гідроприводу. Мінімізація значень K_y та K_p , якщо це не

обмежується іншими міркуваннями (підвищеними вимогами до точності та швидкодії) забезпечує найкращі умови з точки зору забезпечення стійкої роботи гідропривода.

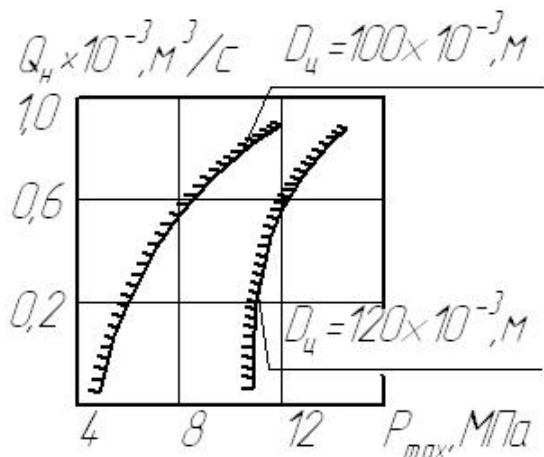


Рис. 3. Вплив параметрів гідропривода $D_{ц}$, $Q_{н}$ та p_{max} на стійкість

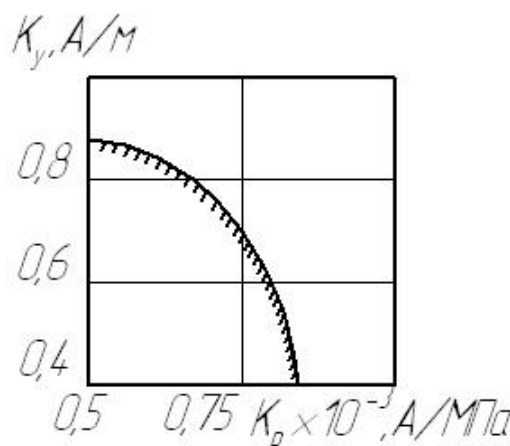


Рис. 4. Вплив коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків по переміщенню K_y та тиску K_p на стійкість гідропривода

На рис. 5 представлено вплив параметрів гідроприводу $D_{ц}$, $Q_{н}$ та p_{max} на коливальність K в гідроприводі. Значення K можуть бути мінімізованими за рахунок вибору менших значень $D_{ц}$ та p_{max} , а також при роботі на потоках наближених до максимального значення Q .

На рис. 6 представлено вплив коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків по переміщенню K_y та по тиску K_p на коливальність. Вплив величини K_y на коливальність незначний. Збільшення величини K_p веде до різкого зростання показника K гідропривода і може бути небезпечним з точки зору надійності та довговічності роботи гідроприводу.

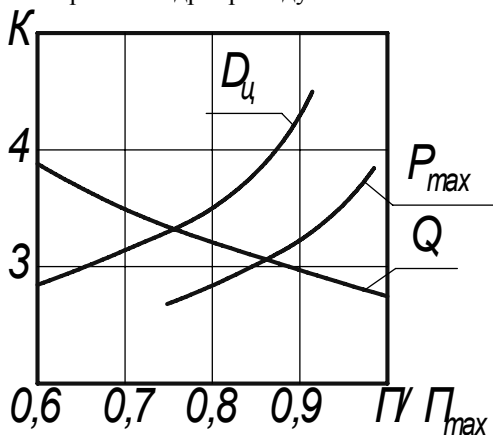


Рис. 5. Вплив параметрів гідропривода $D_{ц}$, $Q_{н}$ та p_{max} на коливальність

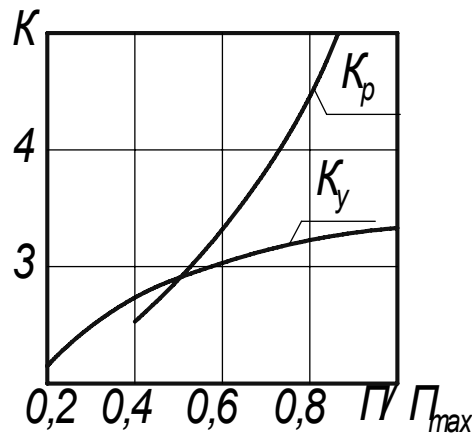


Рис. 6. Вплив коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків по переміщенню K_y та по тиску K_p на коливальність в гідроприводі

На рис. 7 представлено вплив параметрів гідроприводу $D_{ц}$, $Q_{н}$ та p_{max} та коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків по переміщенню K_y та по тиску K_p на величину часу регулювання t_p . Швидкодію гідропривода можна суттєво підвищити за рахунок вибору більших значень $D_{ц}$ та $Q_{н}$. Робота на величинах тиску $p_{н}$, близьких до максимальних, веде до збільшення часу регулювання t_p і відповідно до зменшення швидкодії привода. Коефіцієнт K_y практично не впливає на час регулювання t_p , а підвищення величини K_p суттєво збільшує швидкодію привода.

На рис. 8 представлено вплив параметрів гідроприводу $D_{ц}$, $Q_{н}$ та p_{max} на перегулювання. Мінімізувати величину σ з метою зменшення можливості виникнення браку при обробці заготовок можливо за рахунок вибору більших по діаметру гідроциліндрів, при роботі на менших величинах потоків $Q_{н}$ та менших величинах тиску $p_{н}$ в гідроприводі.

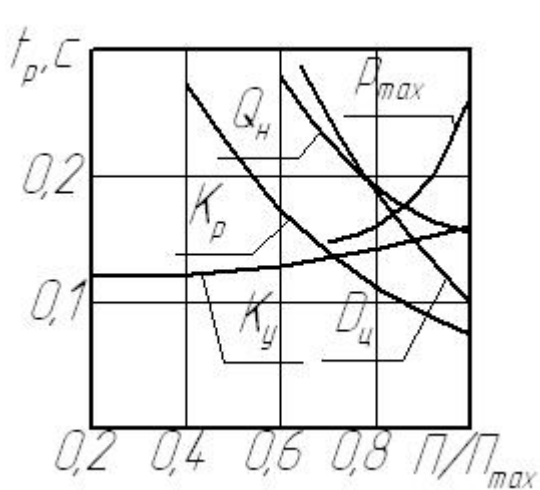


Рис. 7. Вплив параметрів гідропривода D_u , Q_H та P_{max} та коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків по переміщенню K_u та по тиску K_p на час регулювання t_p

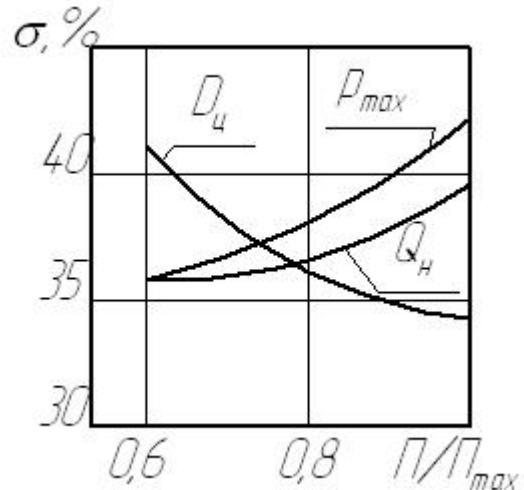


Рис. 8. Вплив параметрів гідропривода D_u , Q_H та P_{max} на перегулювання

Висновки

Розроблено гідравлічну схему преса в якому забезпечується пропорційне управління від вільно-програмованого контролера фірми "FESTO" FC620FST. В гідроприводі використані датчики зворотного з аналоговим виходом по величині переміщення штока гідроциліндра та величині тиску в гідроциліндрі. Гідропривод преса дозволяє формувати необхідний закон зміни зусилля під час деформації заготовки при циклічному навантаженні.

Розроблені рекомендації по проектуванню гідропривода преса з пропорційним керуванням:

1. Слід орієнтуватися на максимальні значення робочого об'єму насоса та діаметра гідроциліндра із діапазону цих параметрів, які забезпечують необхідні швидкості штока гідроциліндра та необхідного зусилля пресування.

2. Для забезпечення стійкості і мінімальної коливальності гідропривода коефіцієнт підсилення зворотного зв'язку по тиску необхідно вибирати мінімальним, а при вимогах підвищеної швидкодії привода коефіцієнт підсилення по тиску повинен збільшуватись до максимальних значень K_p без втрати стійкості привода.

Література

1. Рыбак А.Т. Математическая модель гидравлического привода прессы циклического действия // Управление. Конкурентоспособность. Автоматизация / Под общ. ред. И.В. Богуславского: Сб. науч. трудов. Вып. 3. – Ростов н/Д: Издательский дом «ИУИ АП», 2003. – С. 27 – 34.
2. Меркле Д., Шрадер Б., Томес М. Гідравліка. – Том 2: Навчальний посібник. – К.: ДП "Фесто", 2002.
3. Черных И.В. SIMULINK среда создания инженерных приложений. – М.: «Диалог-МИФИ», 2004.

Надійшла 12.9.2009 р.