

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Описано дослідження динамічних характеристик гідросистеми, вдосконалену на кафедрі технологій машинобудування та автоматизації.

Ключові слова: *Робочі процеси в гідроприводі, динамічні характеристики, стійкість, перехідний процес*

Abstract

The study of the dynamic characteristics of the hydraulic system, improved at the Department of Mechanical Engineering and Automation Technologies, is described.

Keywords: *Working processes in a hydraulic drive, dynamic characteristics, stability, transient process*

Вступ

Робочі процеси в гідроприводі робочої мобільної машини мають динамічний характер. Це обумовлено передусім циклічністю роботи машини. Робочій цикл машини складається з включення та виключення в роботу циліндрів, що переміщують стрілу, рукоять та ковш. Постійно змінюється величина навантаження та напрям руху циліндрів. Тривалість включення в роботу циліндрів невелика і не перевищує декілька десятків секунд, за цей час навантаження на циліндрах суттєво змінюється. Це визначає необхідність динамічних характеристик гідропривода та знаходження параметрів, які будуть забезпечувати стійку роботу з невеликим часом регулювання t_p та невеликою величиною перерегулювання по тиску σ . Найбільш навантаженою ланкою в динамічних режимах роботи є рукоять, за допомогою якої, в основному, забезпечується процес копання ґрунту. У відповідності з цим дослідження динамічних характеристик здійснено для привода рукояті машини. [1]

Наряду із динамічною зміною режимів роботи в гідроприводі є регульований насос з регулятором, а також 2 гальмівних клапана, які взаємодіють між собою в процесі регулювання параметрів руху гідропривода. Така взаємодія є досить складним процесом. На його характер впливають властивості робочої рідини, податливість гумо-металевих рукавів високого тиску, коефіцієнти підсилення робочих вікон регуляторів, демпфування золотників, наявність сил сухого та в'язкого тертя в золотниках та циліндрах. Всі ці обставини при нераціональному виборі параметрів гідропривода можуть порушувати нормальну роботу машини і викликати автоколивання робочого органу та елементів гідропривода. При цьому суттєво зростають динамічні навантаження на елементи конструкції машини і вона може вийти з ладу. Отож при розробленні нової схеми та конструкції гідропривода перш за все необхідно виявити умови, при яких виключається поява нестійких режимів роботи. [1-4]

Результати дослідження

На рисунку 1 представлено нестійкий перехідний процес, що має місце в гідроприводі при ступінчастій зміні величині напруги U_m з 0,4 до 2,5 В. Величина тиску p_p при цьому змінюється в інтервалі від 0 до 8,5 МПа і амплітуда коливань тиску не зменшується з часом. Частота коливань тиску p_p становить близько 8 Гц. З такою ж частотою і з відповідною амплітудою будуть змінюватись всі інші величини: тиски, швидкості, переміщення, що описують стан гідропривода. Такий нестійкий перехідний процес вкрай небезпечний для машини, оскільки може призвести до пошкодження або руйнування робочих органів.

Величина тиску p_p при цьому змінюється в інтервалі від 0 до 8,5 МПа і амплітуда коливань тиску не зменшується з часом. Частота коливань тиску p_p становить близько 8 Гц. З такою ж частотою і з відповідною амплітудою будуть змінюватись всі інші величини: тиски, швидкості, переміщення, що описують стан гідропривода. Такий нестійкий перехідний процес вкрай небезпечний для машини, оскільки може призвести до пошкодження або руйнування робочих органів.

При раціональному підборі параметрів регуляторів гідропривода, наприклад, $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $k_z = 1 \cdot 10^{-3}$, $f_e = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ забезпечується стійка робота пропорційного гідропривода.

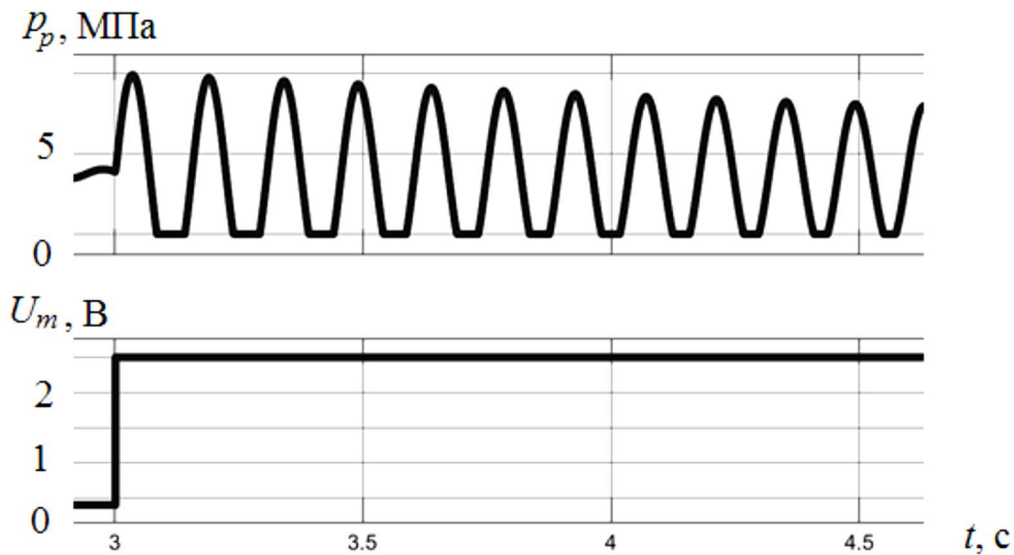


Рисунок 1 – Нестійкий режим роботи гідроприводу при ступінчастій зміні напруги на електромагніті сервоклапана

На рис.2 представлено стійкий перехідний процес в гідроприводі при значенні $T_c = 27000$ Н та зміні напруги U_m на електромагніті з 0,3 В до 2,5 В. Час перехідного процесу при цьому в гідроприводі становить $t_p = 0,7$ с, а перерегулювання $\sigma = 41$ %.

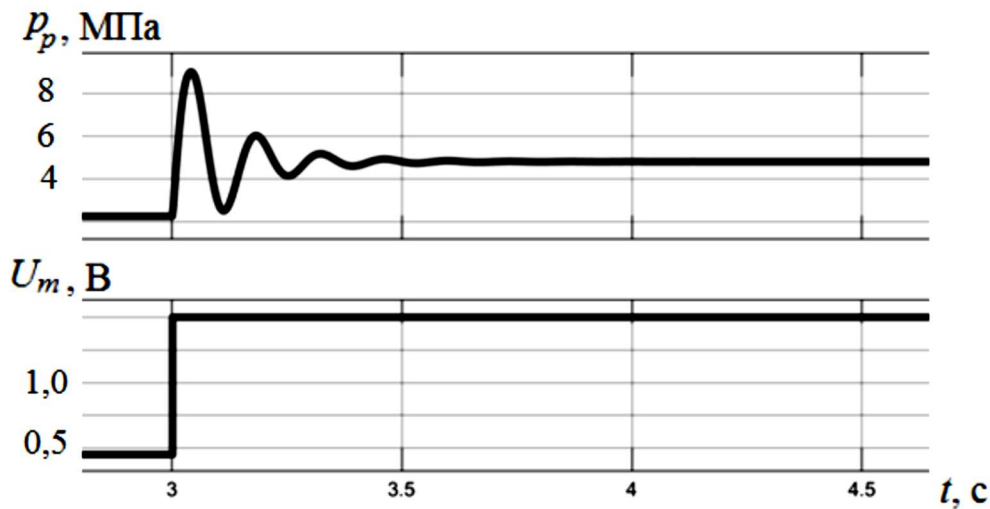


Рисунок 2 – Стійкий перехідний процес в гідроприводі при ступінчастій зміні напруги U_m на електромагніті

На якість роботи гідропривода суттєвий вплив мають режими роботи, а саме величина навантаження T_c , що визначає величину тиску p_p та величина потоку Q_c , що надходить від розподільника до циліндра. Проведено дослідження впливу величин p_p та Q_c на стійкість роботи гідропривода. Проведені дослідження дозволяють зробити висновок, що умови для зберігання стійкої роботи гідропривода погіршуються із зростанням величини Q_c та зростанням величини тиску p_p . Найбільш небезпечним з точки зору забезпечення стійкості є сполучення максимального тиску p_p та максимального потоку Q_c . При такому сполученні в гідроприводі виникає максимальне перерегулювання σ та збільшується час регулювання t_p .

Якщо в гідроприводі забезпечується стійка робота при сполученні максимальних значень p_p та Q_c , то при інших сполученнях вказаних величин робота гідропривода буде стійкою. Також встановлено, що застосування в машині діаметрів циліндрів d_c більшої величини зона стійкої роботи гідропривода звужується і необхідно приймати додаткові заходи для забезпечення стійкої роботи гідропривода в цьому діапазоні зміни p_p та Q_c . Результати цих досліджень представлені на рисунку 3

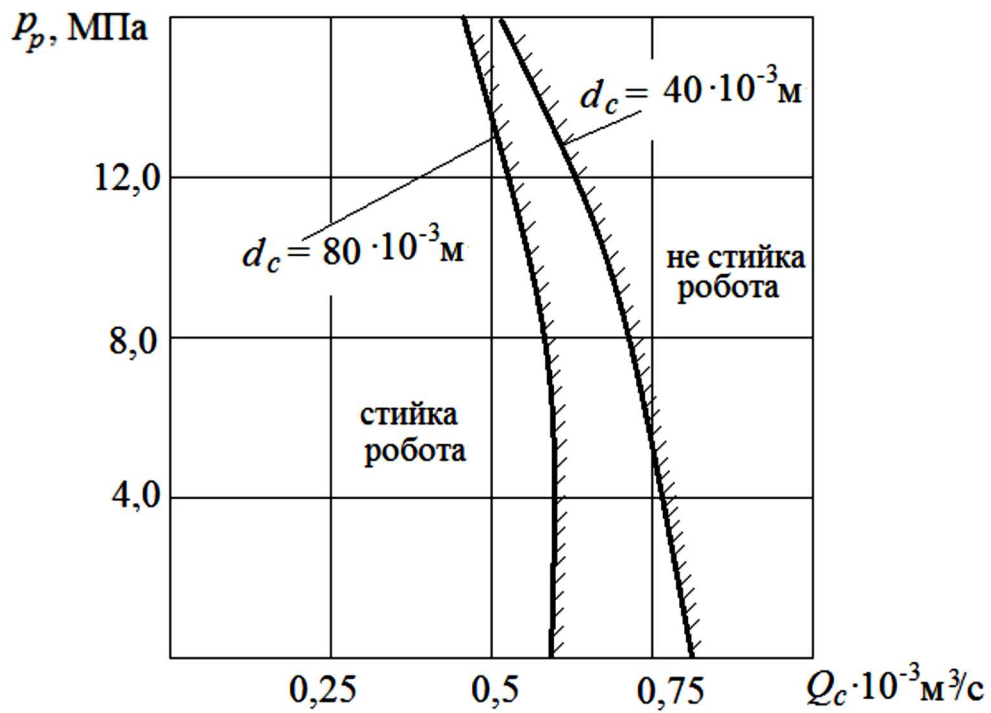


Рисунок 3 – Вплив режимів роботи гідропривода p_p та Q_c на стійкість

На рисунку 4 представлено результати досліджень по визначенню залежності перерегулювання σ по тиску на вході циліндра від величини навантаження T_c на шток циліндра та величини напруги U_m на електромагніті сервоклапана. Величина навантаження T_c впливає на величину перерегулювання в незначній степені, хоча перерегулювання σ в розглянутому діапазоні зміни T_c є досить значним і коливається в діапазоні $\sigma = (35 \dots 46) \%$. Значно більший вплив на величину перерегулювання має ступінчаста зміна напруги U_m , яка викликає швидку зміну витрати Q_c , що подається насосом в циліндр. При зміні U_m в діапазоні 0,6...2,5 В, величина перерегулювання σ змінюється більш ніж і 4 рази з 13% до 62%. Це означає, що розроблення заходів по зменшенню величини перерегулювання необхідно проводити при максимальних значеннях напруги U_m та витрати Q_c , що подається насосом в циліндр гідропривода.

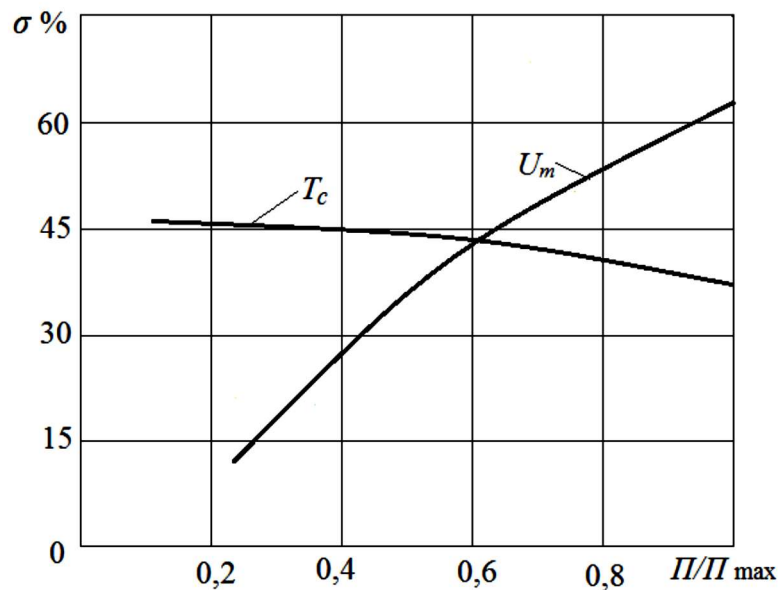


Рисунок 4 – Вплив величина навантаження T_c та напруги U_m на перерегулювання σ

Висновки

При раціональному підборі параметрів регуляторів гідропривода, наприклад, $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $k_z = 1 \cdot 10^{-3}$, $f_e = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ забезпечується стійка робота пропорційного гідропривода.

Час перехідного процесу при цьому в гідроприводі становить $t_p = 0,7 \text{ с}$, а перерегулювання $\sigma = 41 \%$. при значенні $T_c = 27000 \text{ Н}$ та зміні напруги U_m на електромагніті з $0,3 \text{ В}$ до $2,5 \text{ В}$.

Встановлено, що застосування в машині діаметрів циліндрів d_c більшої величини зона стійкої роботи гідропривода звужується і необхідно приймати додаткові заходи для забезпечення стійкої роботи гідропривода в цьому діапазоні зміни p_p та Q_c .

При зміні U_m в діапазоні $0,6 \dots 2,5 \text{ В}$, величина перерегулювання σ змінюється більш ніж і 4 рази з 13% до 62%. Це означає, що розроблення заходів по зменшенню величини перерегулювання необхідно проводити при максимальних значеннях напруги U_m та витрати Q_c , що подається насосом в циліндр гідропривода.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козлов Л. Г. Стійкість гідропривода з пропорційним керуванням при знакозмінному навантаженні / Л.Г. Козлов, Я.В. Шаматієнко, А.І. Ковальчук, В.М. Черніюк – Хмельницький: Вісник ХНУ, 2010. № 3. – С. 163-168.
2. Козлов, Л. Г. (2015), Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, Національний технічний університет України «Київський національний інститут», 2015 р., Київ, 420 с.
3. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107.
4. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.

Поліщук Олександр Володимирович — аспірант групи ІПМ-21а, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: aleksandrfmt@gmail.com

Науковий керівник: **Козлов Леонід Генадійович** — доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: osna2030@gmail.com

Polishchuk Aleksandr V. —Faculty of Mechanical Engineering and Transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia

Supervisor: **Kozlov Leonid Genadievich** — Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Technology and Automation of Mechanical Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: osna2030@gmail.com