

О. В. Дерібо<sup>1</sup>  
Ж. П. Дусанюк<sup>1</sup>  
С. В. Репінський<sup>1</sup>

## ВПЛИВ КОЛИВАНЬ ПОДАЧІ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА НА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ГІДРОПРИВОДІ З ДОВГОЮ НАПІРНОЮ ГІДРОЛІНІЄЮ

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

*Відомо, що шестеренні гідравлічні насоси характеризуються значними пульсаціями подачі, які можуть досягати 30 % від її середньої величини. Пульсації подачі за певних умов спричиняє коливання тиску в напірних гідролініях і гідроагрегатах, що є негативним явищем, оскільки зменшує ресурс їхньої роботи. За використання методу імітаційного моделювання в середовищі MATLAB Simulink проведено дослідження гідроприводу поступального руху з шестеренним насосом і довгою напірною гідролінією для виявлення впливу параметрів приводу на характер динамічних процесів, спричинених різкою зміною подачі і коливальними змінами (пульсаціями) подачі насоса щодо можливості виникнення резонансних явищ у напірній гідролінії і у приводі в цілому. Досліджено вплив довжини і діаметра трубопроводу напірної гідролінії, а також приведення модуля пружності напірної гідролінії на частоту і амплітуду резонансних коливань. Дослідження виконувались в достатньо широкому діапазоні частот обертання приводного вала шестеренного насоса. Це відповідає реальним умовам експлуатації мобільних машин, у яких насос гідросистеми під'єднаний до вала відбору потужності двигуна внутрішнього згорання.*

*В результаті досліджень встановлено, що помітні резонансні явища відбуваються на відносно невеликих частотах обертання вала насоса. Встановлено також, що збільшення довжини напірної гідролінії, зменшення діаметра трубопроводу і приведення модуля пружності знижують частоту резонансних коливань. Зі збільшенням довжини напірної гідролінії і приведення модуля пружності амплітуда резонансних коливань збільшується, а зі зменшенням діаметра трубопроводу — зменшується.*

**Ключові слова:** гідропривод, довга напірна гідролінія, шестеренний насос, пульсації подачі, динамічні процеси, резонанс, вплив параметрів.

### Вступ і постановка задачі і

В гідросистемах будівельних, сільськогосподарських та інших мобільних машин у випадках, коли виконавчий двигун (гідроциліндр чи гідромотор) розташований на значній відстані від гідростанції, доводиться використовувати довгі напірні гідролінії. Під час роботи гідроприводів з такими гідролініями у перехідних режимах роботи можуть виникати хвильові процеси (нестационарний рух рідини), які впливатимуть на якість функціонування гідросистеми [1]. В гідростанціях мобільних машин досить часто використовують шестеренні насоси, робота яких супроводжується помітними коливаннями (пульсацією) подачі. Так для шестеренного насоса розмах пульсацій подачі, згідно з [2], може перевищувати 30 % від її середнього значення. Тому викликає певний науковий і практичний інтерес дослідження впливу параметрів довгої напірної гідролінії (довжини і діаметра трубопроводу), параметрів пульсацій подачі на виході шестеренного насоса на динамічні процеси у напірній гідролінії та у приводі в цілому, зокрема — на зону виникнення резонансних явищ. Слід зазначити, що в гідроприводах, у яких використовуються інші поширені типи насосів (аксіально-поршневі, радіально-поршневі, пластинчасті), така задача не є актуальною, оскільки значної пульсації подачі ці насоси не створюють [2]. Деякі результати дослідження такого приводу доповідались на науково-технічних конференціях і наведені у роботі [3]. У цій статті розглянуті результати подальшого дослідження.

Отже, метою роботи є виявлення впливу параметрів гідроприводу з шестеренним насосом і з довгою напірною гідролінією, амплітуди і частоти коливань подачі насоса на характер динамічних процесів, спричинених перехідними режимами його роботи спільно з коливаннями подачі насоса.

### Результати дослідження

Розрахункову схему досліджуваного гідроприводу з шестеренним насосом показано на рис. 1.

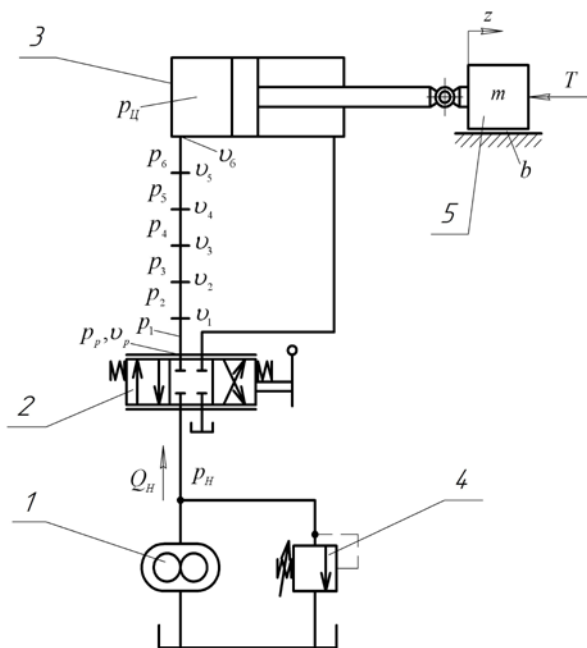


Рис. 1. Розрахункова схема досліджуваного гідроприводу: 1 — шестеренний насос типу НШ50; 2 — розподільник; 3 гідроциліндр; 4 — запобіжно-переливний клапан; 5 — об'єкт керування

Дослідження проводились за допомогою математичного моделювання з використанням середовища MATLAB Simulink. Математична модель, яка описує динамічні процеси в довгій гідролінії, ґрунтується на відомій [4] системі диференціальних рівнянь в частинних похідних. Для створення обчислювальної структури для імітаційного моделювання цю систему рівнянь за допомогою різничевого методу перетворено в систему звичайних диференціальних рівнянь згідно з підходом, запропонованим в [6]. Припущення, за яких розроблено математичну модель гідроприводу, і використані позначення у її рівняннях наведено у статті [6].

Обчислювальна структура для середовища MATLAB Simulink розроблена з використанням структурної схеми математичної моделі досліджуваного гідроприводу (рис. 2). Для наочності на цій схемі розділені блоки рівнянь, що імітують роботу шестеренного насоса з розподільником, процеси в довгій напірній гідролінії і процеси у виконавчому гідроциліндрі.

Сталими вважались такі параметри досліджуваного гідроприводу:  $m = 100 \cdot \text{кг}$  — зведена маса рухомих частин об'єкта керування;  $T = 5 \text{ кН}$  — техно-

логічне навантаження на шток гідроциліндра;  $W_H = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  — об'єм трубопроводу між насосом і розподільником;  $F_{ц} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  — ефективна площа поршня гідроциліндра;  $W_{ц} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  —

об'єм поршневої порожнини гідроциліндра;  $\beta = \frac{1}{E_p} = 0,625 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$  — коефіцієнт стисливості

робочої рідини;  $E = 1,57 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$  — зведений модуль пружності ділянок напірної гідролінії;  $\mu = 0,79$  — коефіцієнт витрати робочого вікна розподільника;  $f_p = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  — площа робочого вікна розподільника;  $b = 2000 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$  — зведений коефіцієнт швидкісного навантаження на штоку гідроциліндра;  $\rho = 912 \text{ кг/м}^3$  — густина робочої рідини (мінерального масла);  $n = 6$  — кількість ділянок, на які розбито напірну гідролінію по довжині;  $\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = \xi_4 = \xi_5 = \xi_6 = \xi = 3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3\cdot\text{с}$  — коефіцієнти питомого опору кожної з ділянок напірної гідролінії;  $z = 8$  — кількість зубів шестерен насоса типу НШ50;  $q = 49,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$  — робочий об'єм насоса типу НШ50.

Згідно з [2] характер пульсацій подачі шестеренного насоса має вигляд, показаний на рис. 3.

Коефіцієнт нерівномірності подачі, який у загальному становить

$$\delta = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{сер}}} 100 \%$$

для шестеренного насоса згідно з [2] можна визначити за формулою

$$\delta = \frac{2,2}{z + 1,3} 100 \%, \quad (1)$$

де  $z$  — кількість зубів шестерень насоса.

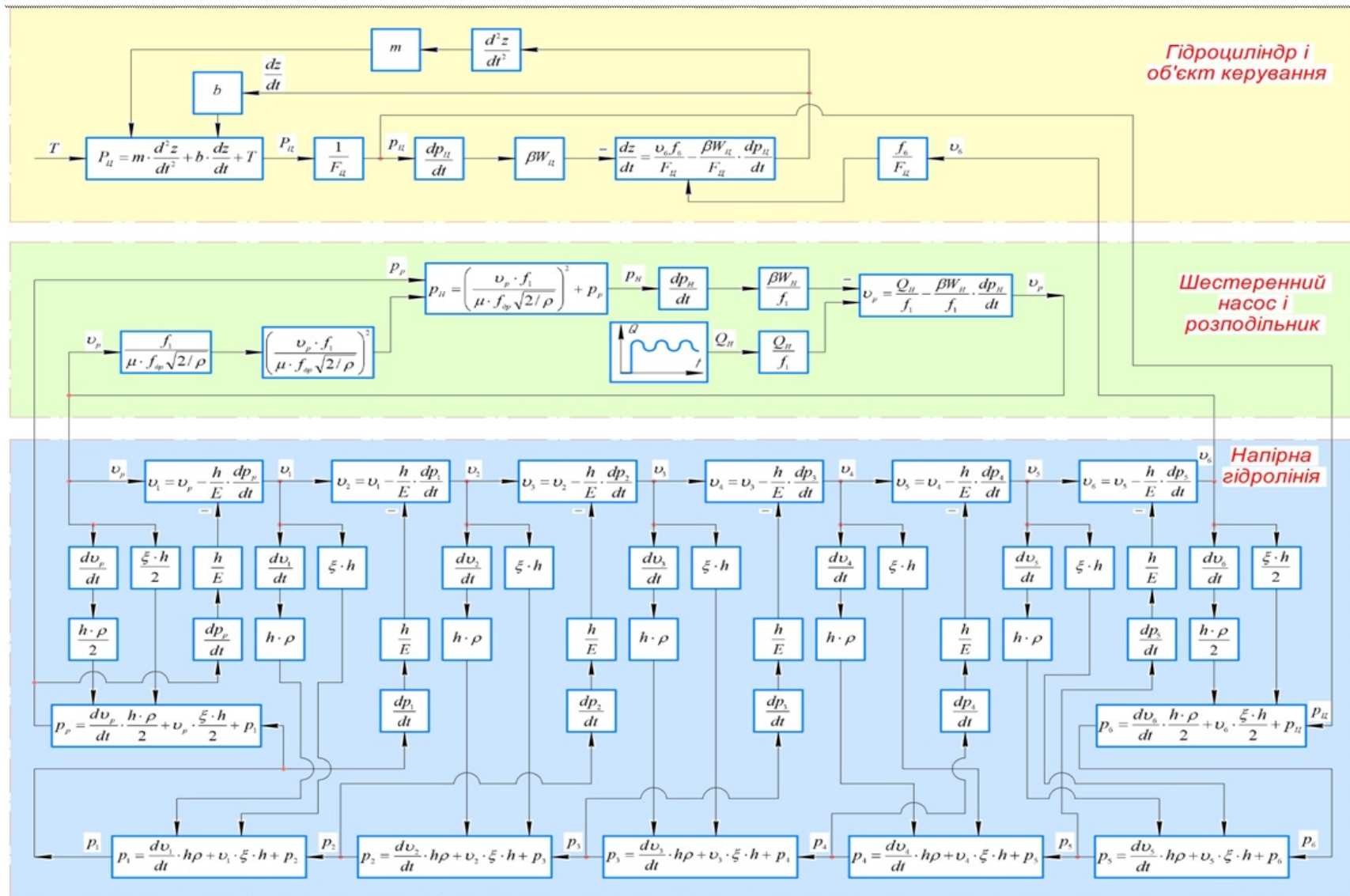


Рис. 2. Структурна схема математичної моделі гідропривода з шестеренним насосом і довгою напірною гідролінією

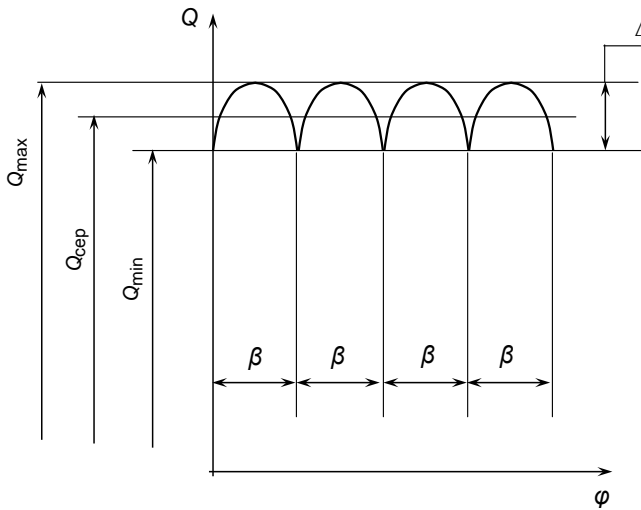


Рис. 3. Характер пульсації подачі шестеренного насоса [2]

гідролінії (від 0,01 м до 0,04 м); частота обертання вала насоса (від 92 об/хв до 1840 об/хв).

На рис. 4 і 5 показані отримані імітаційним моделюванням приклади графіків часових характеристик динамічних процесів у досліджуваному гідроприводі. Ці графіки отримано за однакових параметрів приводу і напірної гідролінії. Різною є лише частота обертання вала насоса і відповідно частота пульсації подачі на його виході.

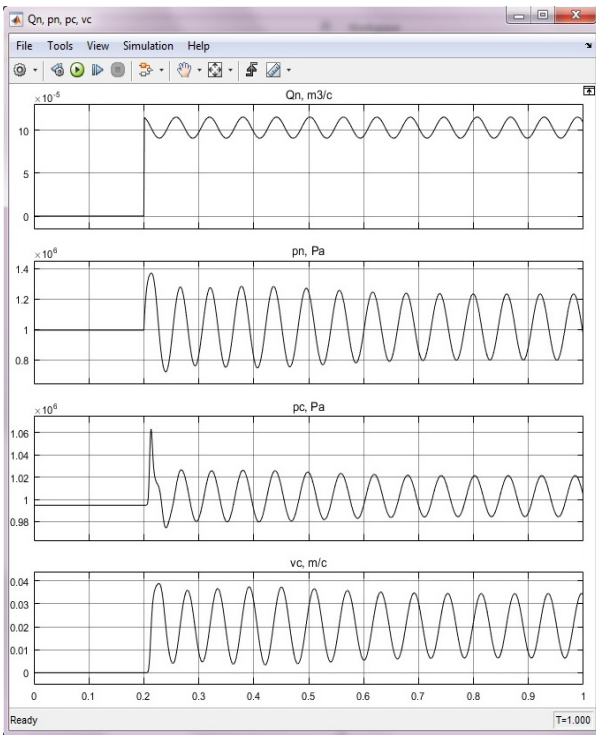


Рис. 4. Перехідний процес в гідроприводі, спричинений ступінчастим переміщенням золотника розподільника в робочу позицію: частота обертання вала шестеренного насоса 123 об/хв; частота пульсації 103 рад/с; довжина напірної гідролінії 12 м; внутрішній діаметр трубопроводу напірної гідролінії 20 мм

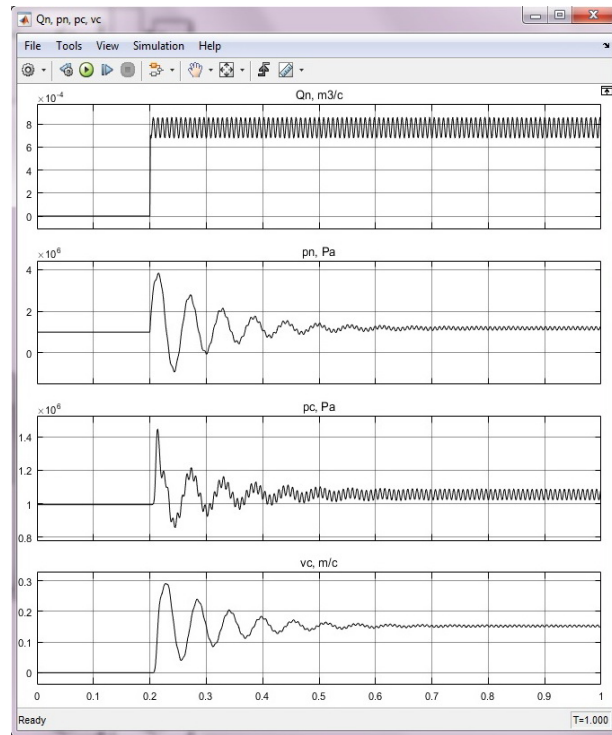


Рис. 5. Перехідний процес в гідроприводі, спричинений ступінчастим переміщенням золотника розподільника в робочу позицію: частота обертання вала шестеренного насоса 920 об/хв; частота пульсації 770 рад/с; довжина напірної гідролінії 12 м; внутрішній діаметр трубопроводу напірної гідролінії 20 мм

За результатами обробки цих характеристик побудовані залежності амплітуди коливань тиску на виході шестеренного насоса від частоти пульсації його подачі і довжини напірної гідролінії (рис. 6). З отриманих графіків видно, що помітні резонансні явища відбуваються за відносно невеликих частот обертання вала насоса. Встановлено також, що збільшення довжини напірної гідролінії, зменшення діаметра трубопроводу і приведення модуля пружності знижують частоту резо-

Оскільки в насосі типу НШ50  $z = 8$ , то за формулою (1) отримаємо  $\delta = 23,6\%$ . Саме така величина коефіцієнта нерівномірності подачі й використовувалась в імітаційному моделюванні.

Реальна крива пульсації подачі складної форми (рис. 3) під час виконання досліджень замінювалась на синусоїду відповідної амплітуди і частоти.

Перехідний процес у напірній гідролінії і в приводі в цілому під час імітаційного моделювання збуджувався ступінчастим переміщенням золотника розподільника 2 (рис. 1) в робочу позицію.

Під час досліджень варіювались: довжина напірної гідролінії (від 3 м до 24 м); внутрішній діаметр трубопроводу напірної

нансних коливань. Зі збільшенням довжини напірної гідролінії і збільшенням приведенного модуля пружності амплітуда резонансних коливань збільшується, а зі зменшенням діаметра трубопроводу — зменшується.

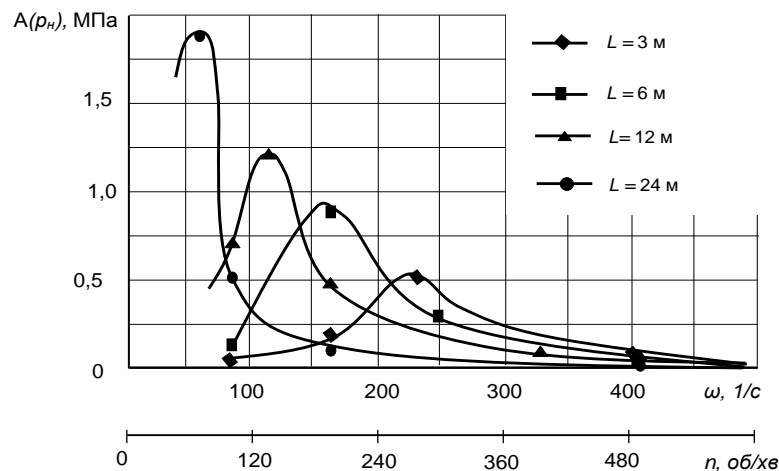


Рис. 6. Залежності амплітуди коливань тиску на виході шестеренного насоса від частоти пульсації його подачі і довжини напірної гідролінії

### Висновки

1. За використання методу імітаційного моделювання в середовищі MATLAB Simulink проведено дослідження гідроприводу поступального руху з шестеренним насосом і довгою напірною гідролінією для виявлення впливу параметрів приводу на характер динамічних процесів, спричинених різкою зміною подачі і коливальними змінами (пульсаціями) подачі насоса щодо можливості виникнення резонансних явищ у напірній гідролінії і у приводі в цілому.

2. Досліджено вплив довжини і діаметра трубопроводу напірної гідролінії, а також приведенного модуля пружності на частоту і амплітуду резонансних коливань.

3. Встановлено, що помітні резонансні явища відбуваються на відносно невеликих частотах обертання вала насоса. Встановлено також, що збільшення довжини напірної гідролінії, зменшення діаметра трубопроводу і приведенного модуля пружності знижують частоту резонансних коливань. Зі збільшенням довжини напірної гідролінії і приведенного модуля пружності амплітуда резонансних коливань збільшується, а зі зменшенням діаметра трубопроводу — зменшується.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Д. Н. Попов, *Нестационарные гидромеханические процессы*. М.: Машиностроение, 1982, 240 с.
- [2] Т. М. Башта, *Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем*. М.: Машиностроение, 1974, 606 с.
- [3] О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк, і С. В. Репінський, «Вплив коливань подачі насоса на динамічні процеси в гідроприводі мобільної машини з довгою напірною гідролінією», *Матеріали I Міжнародної науково-технічної конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019»*, Вінниця, 13-15 травня 2019 р. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2019, 288 с.
- [4] Л. М. Тарко, *Переходные процессы в гидравлических механизмах*, М.: Машиностроение, 1973, 163 с.
- [5] Ж. П. Дусанюк, «Волновые процессы в гидросистемах с нелинейными упругими свойствами трубопровода.» дис. канд. техн. наук, 05.02.03. Вінниця, 1989, 250 с.
- [6] Ж. П. Дусанюк, та ін., «Математична модель для імітаційного дослідження в середовищі MATLAB Simulink гідравлічного приводу поступального руху з довгою напірною гідролінією», *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 3, с. 108-115, 2016.

Рекомендована кафедрою технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 20.10.2022

**Дерібо Олександр Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, професор кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: deriboov@ukr.net ;

**Дусанюк Жанна Павлівна** — канд. техн. наук, доцент;

**Репінський Сергій Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

O. V. Deribo<sup>1</sup>  
Z. P. Dusaniuk<sup>1</sup>  
S. V. Repinskyi<sup>1</sup>

## The Influence of Gear Pump Supply Fluctuations on Dynamic Processes in a Hydraulic Drive with a Long Pressure Hydraulic Line

<sup>1</sup>Vinnitsia National Technical University

*It is known that gear hydraulic pumps are characterized by significant supply pulsations, which can reach 30 % of its average value. Supply pulsations under certain conditions are caused by pressure fluctuations in pressure hydraulic lines and hydraulic units, which is a negative phenomenon, as it reduces the resource of their work. In this article, using the method of simulation modeling in the MATLAB Simulink environment, a study of a hydraulic drive of translational motion with a gear pump and a long pressure hydraulic line was carried out to identify the influence of drive parameters on the nature of dynamic processes caused by a sudden change in supply and oscillatory changes (pulsations) of pump supply relative to the possible occurrence of resonance phenomena in the pressure hydraulic line and in the drive as a whole. The effect of the length and diameter of the pipeline of the pressure hydraulic line, as well as the reduced modulus of elasticity of the pressure hydraulic line on the frequency and amplitude of resonant oscillations was studied. Research was carried out in a sufficiently wide range of frequencies of rotation of the drive shaft of the gear pump. This corresponds to the real operating conditions of mobile machines in which the pump of the hydraulic system is connected to the power take-off shaft of the internal combustion engine. As a result of research, it was established that noticeable resonance phenomena occur at relatively low frequencies of rotation of the pump shaft. It was also established that an increase in the length of the pressure hydraulic line, a decrease in the diameter of the pipeline and the reduced modulus of elasticity reduce the frequency of resonant oscillations. With an increase in the length of the pressure hydraulic line and an increase in the reduced modulus of elasticity, the amplitude of resonant oscillations increases, and with a decrease in the diameter of the pipeline, it decreases.*

**Keywords:** hydraulic drive, long pressure hydraulic line, gear pump, supply pulsations, dynamic processes, resonance, influence of parameters.

**Deribo Oleksandr V.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation, e-mail: deriboov@ukr.net ;

**Dusaniuk Zhanna P.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor;

**Repinskyi Serhii V.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Chair of Technology and Automation of Mechanical Engineer