

УДК 621.22

Ж. П. Дусанюк к. т. н., доц.;
О. В. Дерібо к. т. н., доц.;
С. В. Дусанюк

ВПЛИВ РУКАВІВ ВИСОКОГО ТИСКУ НА ХАРАКТЕР ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ДОВГИХ ТРУБОПРОВОДАХ ГІДРОПРИВОДІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

Розглянуто математичну модель гідроприводу з довгим напірним трубопроводом і результати її дослідження з точки зору оцінки впливу еластичних вставок (рукавів високого тиску) в довгому трубопроводі на характер перехідних процесів, які виникають під час запуску приводу. Проаналізовано вплив кількості еластичних вставок на розподіл величини максимального тиску по довжині трубопроводу і встановлено залежність їх раціональної кількості від внутрішнього діаметра і довжини трубопроводу.

Вступ

В гідроприводах технологічних машинах (будівельних, сільськогосподарських, металообробних, транспортних та ін.) досить часто використовуються довгі трубопроводи (довжиною більше 10 м). Під час запуску та зміни режимів роботи приводу в таких трубопроводах можуть виникати суттєві коливання тиску, спричинені хвильовими процесами [1, 2 та ін.]. Коливання тиску можуть призвести до зниження довговічності гідроагрегатів і самих трубопроводів.

У цій роботі зроблена спроба оцінити вплив наявних еластичних вставок (рукавів високого тиску, далі — РВТ) в довгих напірних трубопроводах технологічних машин на характер перехідних процесів у гідроприводі.

Таким чином, задачею дослідження є визначення впливу конструктивної будови довгих напірних трубопроводів на характер перехідних процесів в гідроприводах технологічних машин і вибір раціональної кількості еластичних вставок з точки зору обмеження піків коливань тиску. Ця задача розв'язувалась за допомогою числового моделювання.

Математична модель гідроприводу

Схема досліджуваного гідроприводу показана на рисунку 1. Вважалось, що насосна станція 1 працює в режимі постійної подачі. Довгий напірний трубопровід 2, який з'єднує насосну станцію з гідромотором 3, умовно поділявся на відрізки довжиною 1 м. Під час досліджень варіювалась кількість відрізків (і, відповідно, загальна довжина трубопроводу). Частина з цих відрізків вважали металевими, а частину — виготовленими з еластичного гумово-металевого шланга — РВТ.

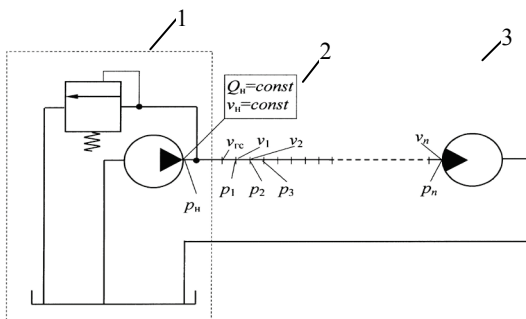


Рис. 1. Схема досліджуваного гідроприводу

У відповідності з [3], в роботі прийняті такі припущення: густина, температура і в'язкість робочої рідини постійні; приведені модулі пружності відрізків постійні; подача на виході гідроагрегату постійна; об'єм і довжина порожнин і трубопроводів нагнітальної частини гідроагрегату незначні і тому стисливістю цієї частини гідроприводу нехтуємо; робоча рідина в трубопроводі нестислива; тиск зливу дорівнює нулю; трубопровід герметичний, тобто зовнішні втрати рідини відсутні; зусилля на валу гідромотора формується спільною дією технологічного, інерційного та швидкісного (за рахунок в'язкого тертя) навантажень; технологі-

чне навантаження, як в усталеному режимі, так і під час перехідних процесів є незмінним; швидкість руху рідини суттєво менша, ніж швидкість поширення звуку в трубопроводі; площа поперечного перерізу трубопроводу постійна, як по довжині лінії, так і в часі.

Згідно з [4], хвильові процеси в i -му відрізку довгого трубопроводу описуються системою диференціальних рівнянь у частинних похідних:

$$-\frac{\partial p_i}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \xi v_i; \quad (1)$$

$$-\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = \frac{1}{E_i} \frac{\partial p_i}{\partial t}, \quad (2)$$

де p_i — тиск робочої рідини на виході відрізка; v_i — швидкість течії рідини на виході відрізка; E_i — приведений модуль пружності; ρ — густина робочої рідини; $\xi = \frac{8\rho v}{\sqrt{d/2}}$ — коефіцієнт місцевого

гідравлічного опору (приймався однаковим для всіх відрізків); v — кінематична в'язкість робочої рідини; d — внутрішній діаметр трубопроводу.

Інші координати роботи гідросистеми визначаються такими співвідношеннями:

а) швидкість течії рідини на виході гідростанції

$$v_{гс} = \frac{Q_n}{f}; \quad (3)$$

б) швидкість рідини на виході останнього відрізка трубопроводу (на вході в гідромотор)

$$v_n = v_m = \frac{q\omega}{f\eta_{ом}}; \quad (4)$$

в) крутний момент на валу гідромотора

$$M_m = q p_m \eta_{мм} \quad (5)$$

і

$$M_m = I \frac{d\omega}{dt} + b\omega + M_T, \quad (6)$$

де Q_n — подача насоса; f — площа перерізу трубопроводу; $\eta_{мм}$, $\eta_{ом}$ — відповідно механічний та об'ємний коефіцієнти корисної дії гідромотора; M_T — момент технологічного навантаження на валу гідромотора; p_m — тиск робочої рідини на вході в гідромотор (в останньому відрізку трубопроводу); q — характерний об'єм гідромотора; ω — кутова швидкість обертання вала гідромотора; I — момент інерції рухомих частин робочих органів, приведений до вала гідромотора; b — коефіцієнт в'язкого тертя.

Для числового розв'язання системи рівнянь (1), (2) використовувався різницевий метод перетворення рівнянь в частинних похідних до системи звичайних диференціальних рівнянь.

Тоді математична модель гідроприводу з урахуванням хвильових процесів в напірному трубопроводі матиме вигляд:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{h\rho} (p_n - p_1) - \frac{\xi_1 v_1}{\rho}; \quad (7)$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{h\rho} (p_1 - p_2) - \frac{\xi_2 v_2}{\rho}; \quad (8)$$

$$\frac{dv_n}{dt} = \frac{1}{h\rho} (p_{n-1} - p_n) - \frac{\xi_n v_n}{\rho}; \quad (9)$$

$$v_n = \frac{q\omega}{f\eta_{ом}}; \quad (10)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E_1}{h} (v_{rc} - v_1); \tag{11}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{E_2}{h} (v_1 - v_2); \tag{12}$$

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{E_n}{h} (v_{n-1} - v_n); \tag{13}$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{p_M q}{I} - \frac{M_T}{I} - \frac{b\omega}{I}, \tag{14}$$

де h — крок дискретизації, що розраховується з формули $h = L/n$; L — загальна довжина трубопроводу (у цьому дослідженні $h = 1$ м); n — кількість відрізків, на які розбито трубопровід по довжині; ξ_1 — коефіцієнт місцевого гідравлічного опору в місці з'єднання гідростанції з трубопроводом.

Математичне моделювання та його результати

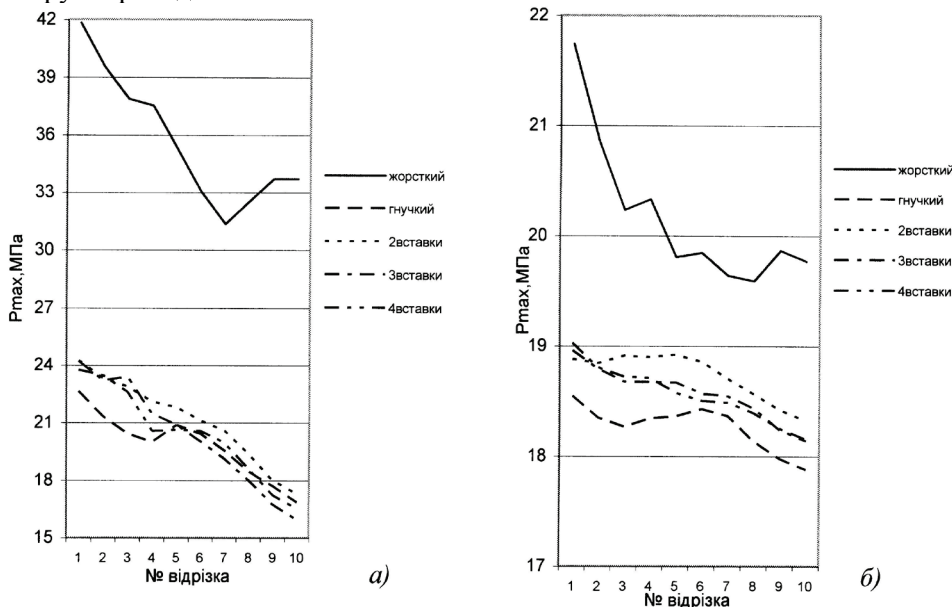
Під час математичного моделювання розглядався гідропривід з такими параметрами: $q = 0,5 \cdot 10^{-4}$ м³; $Q_n = 1,15 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $E_m = 1570$ МПа; $E_{PBT} = 50$ МПа; $\xi_1 = 2,78 \cdot 10^{-6}$ кг; $\xi = 1,39 \cdot 10^{-6}$ кг; $\rho = 912$ кг/м³; $\nu = 2 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $I = 0,1$ кг·м²; $b = 0,06$ Н·м·с; $\eta_{mm} = 0,9$; $\eta_{om} = 0,9$; $M_T = 414$ Н·м.

Наявність гнучких вставок в певних місцях трубопроводу під час моделювання враховувалась зміною значення приведенного модуля пружності відповідного відрізка (E_m — для відрізка зі сталеві труби, E_{PBT} — для PBT)

Дослідження проводилися з довжинами трубопроводу 10, 15, 20 та 25 м. Для кожної довжини розглядалися чотири значення внутрішнього діаметра — 10, 14, 20 та 32 мм. Кількість еластичних вставок складала 2, 3, 4, 5, 6 та 7.

Для числового інтегрування системи рівнянь (7—14) використовувався метод Рунге—Кутта—Фельдберга. В результаті моделювання отримано графіки перехідних функцій зміни тиску на кожному з відрізків трубопроводу. При цьому вважалось, що перехідний процес спричинявся вмиканням гідростанції з миттєвою зміною подачі насоса від 0 до усталеного значення Q_n . З графіків перехідних функцій визначено максимальне значення тиску всередині кожного з відрізків і побудовано графіки розподілу максимальних тисків по довжині трубопроводу. Ці графіки показані на рисунках 2 і 3.

З наведених графіків випливає, що у всіх досліджених випадках будови трубопроводу найбільший тиск під час перехідного процесу виникає у першому її відрізку, причому в металевому трубопроводі значення максимального тиску по всій його довжині суттєво перевищує відповідні значення тиску в трубопроводі з еластичними вставками.



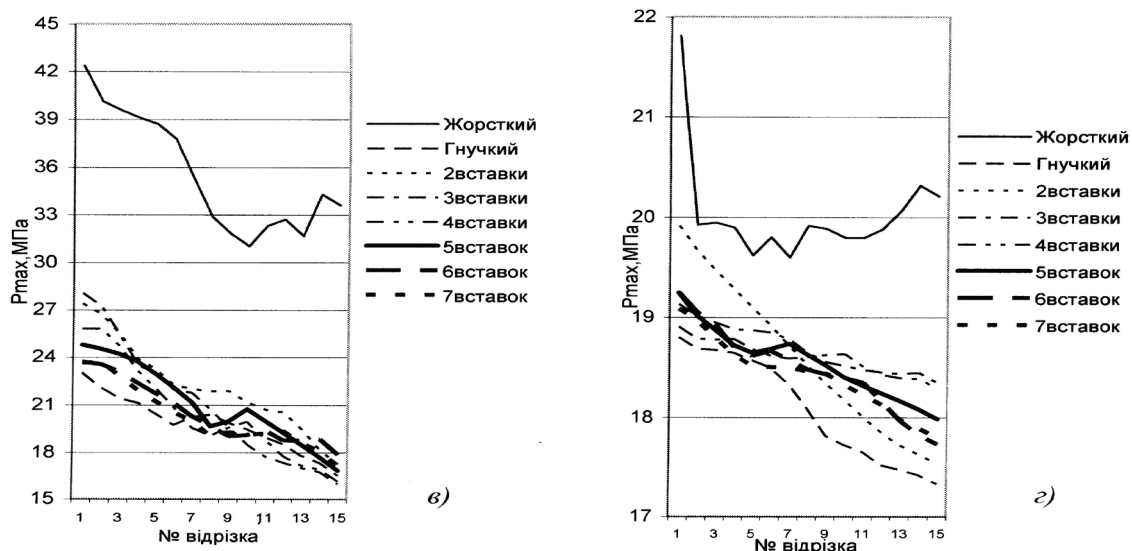


Рис. 2. Розподіл значень максимального тиску по довжині трубопроводу в залежності від кількості еластичних вставок для трубопроводів з параметрами:
 а — $L = 10 \text{ м}$, $d = 10 \text{ мм}$; б — $L = 10 \text{ м}$, $d = 32 \text{ мм}$; в — $L = 15 \text{ м}$, $d = 10 \text{ мм}$; г — $L = 15 \text{ м}$, $d = 32 \text{ мм}$

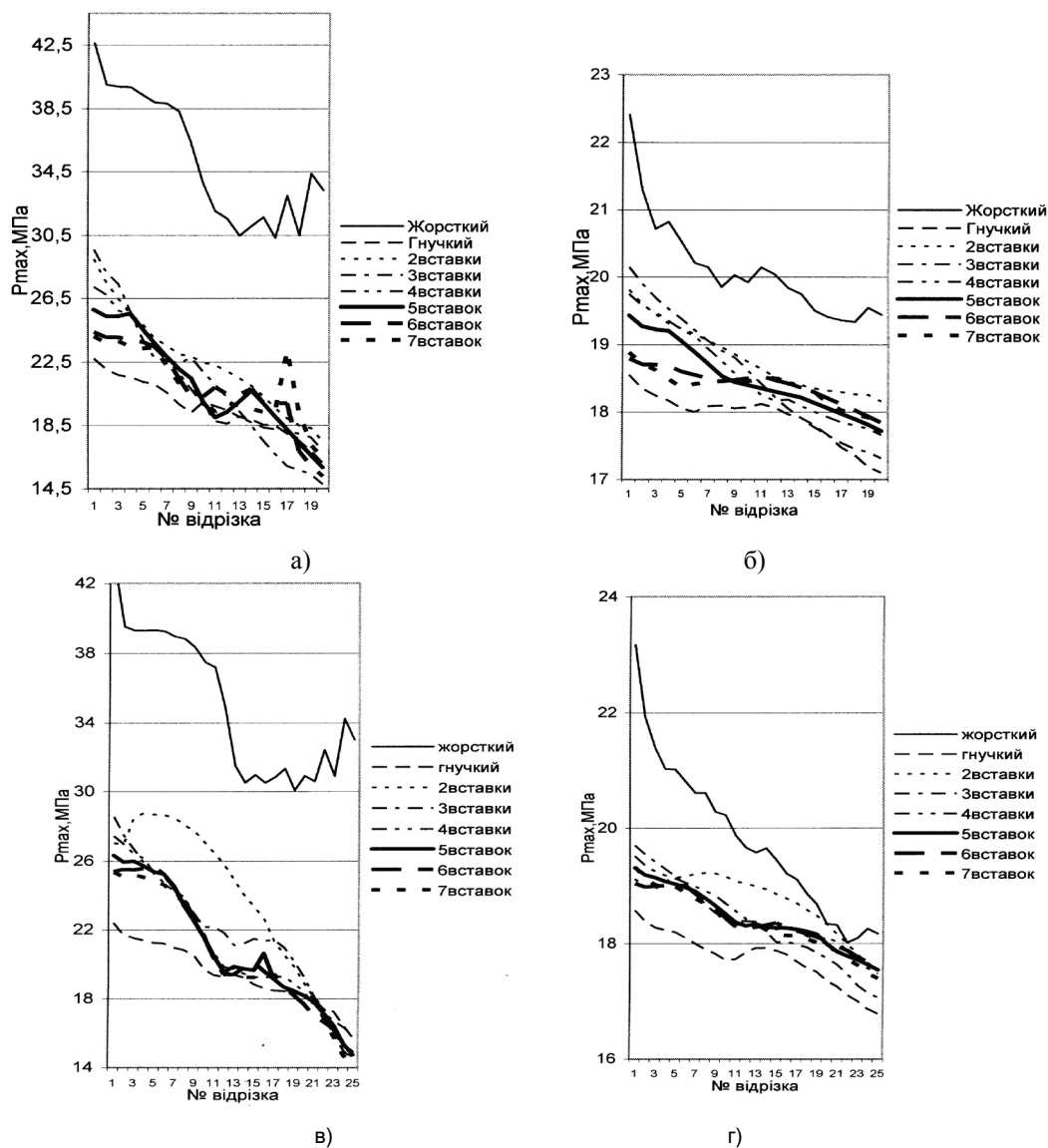


Рис. 3. Розподіл значень максимального тиску по довжині трубопроводу в залежності від кількості еластичних вставок для трубопроводів з параметрами:
 а — $L = 20 \text{ м}$, $d = 10 \text{ мм}$; б — $L = 20 \text{ м}$, $d = 32 \text{ мм}$; в — $L = 25 \text{ м}$, $d = 10 \text{ мм}$; г — $L = 25 \text{ м}$, $d = 32 \text{ мм}$

В металевому трубопроводі максимальний тиск на початкових його відрізках суттєво перевищує тиск перед гідромотором, в той час як в трубопроводі з еластичними вставками максимальний тиск плавно спадає від початкових до останніх відрізків. Наприклад, з графіків (див. рис. 2), побудованих для трубопроводу довжиною 10 м і діаметром 10 мм впливає, що максимальний тиск на першому відрізку металевого трубопроводу складає 41,8 МПа, що суттєво перевищує ustalene значення тиску (10 МПа). Якщо на початку і в кінці трубопроводу вмонтувати по одній еластичній вставці, то максимальний тиск у першому відрізку значно зменшиться і складе 24,2 МПа. З використанням трьох і чотирьох еластичних вставок рівномірно розташованих по довжині трубопроводу, максимальний тиск у першому відрізку склав відповідно 23,8 і 23,2 МПа, тобто у порівнянні з тиском у трубопроводі з двома вставками впав несуттєво. Аналогічні висновки можна зробити і для гідроприводу з іншими параметрами напірного трубопроводу.

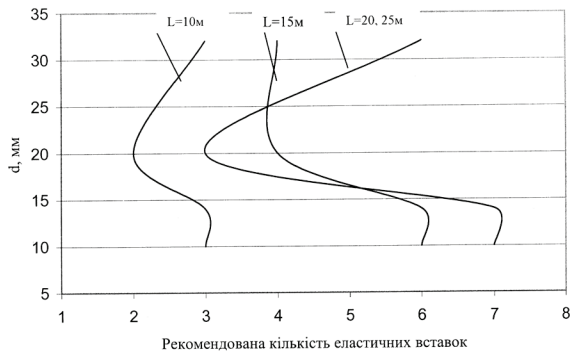


Рис. 4 Залежність рекомендованої кількості еластичних вставок від діаметра і довжини трубопроводу

Таким чином, використання еластичних вставок дозволяє значно знизити максимальний тиск у системі в порівнянні із суцільним металевим трубопроводом. Особливо це помітно для трубопроводу з діаметром 10 мм, коли різниця між максимальним тиском на першому відрізку для металевого трубопроводу і трубопроводу з двома еластичними вставками складає близько 15 МПа.

Для досліджених варіантів будови трубопроводу отримано графіки залежності рекомендованої кількості еластичних вставок від його довжини і внутрішнього діаметра (рис. 4).

Висновки

1. Найбільше значення максимального тиску за будь-яких параметрів трубопроводу виникає на його початку (у першому відрізку).
2. З огляду на будову трубопроводу, найбільше значення максимального тиску виникає у випадку, якщо трубопровід виготовлений із суцільної сталевих труби. Цей тиск найбільший для металевих труби і значно зменшується (приблизно в 1,4...1,9 рази) з використанням еластичних вставок.
3. Збільшення кількості еластичних вставок (понад двох) несуттєво впливає на зменшення максимального тиску.
4. Еластичні вставки у вигляді РВТ доцільно розміщувати на початку і в кінці трубопроводу, що забезпечує ефект зниження максимального тиску, близький до використання трубопроводу із суцільного РВТ.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д. Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1982. — 240 с.
2. Дусанюк Ж. П. Експериментальні дослідження динамічних процесів у гідроприводі з довгими гідролініями і наявністю нерозчиненої газової фази в робочій рідині / Ж. П. Дусанюк, О. В. Дерібо, С. В. Дусанюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2001. — № 4. — С. 84—90.
3. Немировский И. А. О рациональном построении математической модели при исследовании волновых процессов в трубопроводе // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. [респ. межвед. сб.] / И. А. Немировский, Ж. П. Дусанюк, В. А. Черный. — К.: Техніка, 1986. Вып. 22. — С. 60—64.
4. Тарко Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л. М. Тарко. — М.: Машиностроение, 1973. — 168 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 15.10.08
Рекомендована до друку 25.10.08

Дусанюк Жанна Павлівна — доцент, **Дерібо Олександр Володимирович** — доцент,

Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет;

Дусанюк Сергій Вікторович — асистент кафедри інформаційних технологій в менеджменті.

Вінницький державний аграрний університет