

УДК 621.22

**Ж. П. Дусанюк** к. т. н., доц.,

**С. В. Дусанюк**, магістр,

**О. В. Карватко**, бакалавр

## ІМІТАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ РУКАВА ВИСОКОГО ТИСКУ НА ЙОГО ЖОРСТКІСТЬ

Якість сучасних технологічних машин з гідравлічним приводом робочих органів в значній мірі залежить від складових вузлів та агрегатів гідравлічної системи. До таких агрегатів відносяться і рукава високого тиску (РВТ). Їх широке використання як комутаційних магістралей вимагає вивчення їх конструкції та параметрів. Під час досліджень та розрахунків гідравлічних систем, складовими конструкції яких є РВТ, в статичному та динамічному режимах роботи, необхідно враховувати, відповідно, статичні та динамічні характеристики РВТ. При цьому потрібно знати їх жорсткість.

Вивченням цих питань займався ряд авторів. Роботи виконувалися в напрямках: експериментальних та імітаційних досліджень. Результати експериментальних досліджень РВТ розглянуті в роботі [1].

Результати математичного моделювання та імітаційних досліджень характеристик РВТ описані в [2, 3, 4, 5]. Згідно з запропонованою математичною моделлю РВТ встановлені залежності статичних та динамічних характеристик РВТ від конструктивних параметрів. Одержані характеристики використовуються під час розрахунків гідравлічних систем машин.

Рукава високого тиску є складною системою, яка включає гумові, паперові шари та металеві обплетення. РВТ можуть мати одне, два, або три металевих обплетення. Металеве обплетення виконане з дроту, який навитий під кутом на гумову оболонку, причому навивання суміжних шарів здійснюється під кутом  $90^\circ$ .

Авторами робіт [2, 3, 4, 5] визначені жорсткості складових елементів конструкції РВТ з допомогою математичного моделювання з припущенням, що гумові та металеві обплетення є тонкостінними оболонками. Але як показали експериментальні дослідження коефіцієнта податливості РВТ [6], таке припущення дає суттєву похибку.

Під час складання рівнянь витрат рідини в гідросистемі автори робіт [2, 3, 4, 5] враховували коефіцієнт податливості, одержаний згідно запропонованій математичній моделі (де металеві обплетення прийняті як тонкостінні оболонки) з введенням коефіцієнта корекції. Коефіцієнт корекції визначався за експериментальними даними і враховував похибку, яка виникала через прийняте припущення.

В цій роботі поставлена задача визначення жорсткості металевих обплетень з дроту, навитого на гумову оболонку, а також дослідження жорсткості складових елементів в залежності від конструктивних параметрів та визначення сумарної жорсткості РВТ і порівняльний аналіз з результатами досліджень [2, 5].

Дріт може бути навитий під різними кутами. Розглянемо випадок коли кут навивання дроту  $\alpha = 45^\circ$  (рис. 1а), тоді радіуси кривизни дроту однакові, тобто

$$R_1 = R_2 = R, \quad (1)$$

де  $R$  – радіус навивання дроту.

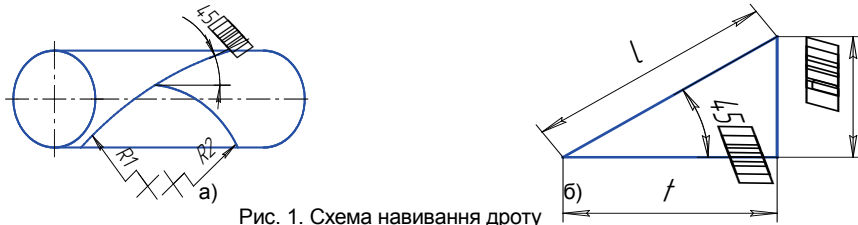


Рис. 1. Схема навівання дроту

В роботі прийнято, що кривизна дроту співпадає з кривизною циліндричної поверхні, на яку вони навиті. Оскільки кривизна циліндричної поверхні визначається її радіусом, то виконується рівність [8]

$$\frac{1}{R_{\text{пов}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{2}{R}, \tag{2}$$

де  $R_{\text{пов}}$  – радіус циліндричної поверхні, на яку навитий дріт.

Якщо спроектувати всі сили, які діють на елемент обплетення, на нормаль до поверхні обплетення, то використовуючи умову рівноваги та рівняння Лапласа отримаємо:

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p}{\delta}, \tag{3}$$

де  $\sigma_1, \sigma_2$  – напруження в першому і другому металевих обплетеннях;  $p$  – тиск, що діє на металеві обплетення;  $\delta$  – товщина металевого обплетення.

Поскільки  $R_1 = R_2$ , то  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$ , тому із (3) знаходимо

$$\sigma = pR_{\text{пов}}/\delta. \tag{4}$$

Згідно закону Гука абсолютне видовження дроту на одному витку з урахуванням (4) складатиме

$$\Delta l = \frac{\sigma l}{E} = \frac{pR_{\text{пов}}}{\delta E} l, \tag{5}$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу дроту.

Використовуючи метод розгортки на площину внутрішньої поверхні каркаса рукава (див. рис. 1б) формулу (5) приведемо до вигляду:

$$\Delta l = \frac{pR_{\text{пов}}^2}{\delta E} \frac{2\pi}{\sin \alpha}. \tag{6}$$

Оскільки

$$\Delta R = \frac{\sin \alpha}{2\pi} \Delta l, \tag{7}$$

то для збільшення радіуса навівання дроту  $\Delta R$  під час подачі імпульсу тиску отримаємо залежність

$$\Delta R = \frac{pR_{\text{пов}}^2}{\delta E}. \tag{8}$$

Згідно закону Гука:

$$P = C_m \Delta R, \tag{9}$$

де  $P$  - сила, що викликає переміщення  $\Delta R$ ;  $C_m$  - жорсткість металевого обплетення в радіальному напрямі.

Сила може бути визначна як:

$$P = p\pi d_{\text{вн}} l \tag{10}$$

З урахуванням формул (8), (9), (10) отримаємо:

$$C_M = \frac{E\pi d d_{\text{вн}}^2 l}{2R_{\text{пов}}^2}, \tag{11}$$

де  $d$  - діаметр дроту;  $C_M$  — жорсткість металевго облєтєння в радіальному напрямі,  $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр рукава.

Так як розглядається жорсткість в радіальному напрямі, то довжина приймається рівною 1.

Оскільки за ГОСТ 6286-73 задається внутрішній діаметр, товщина металевго облєтєння та гумових шарів, то формулу (11) приведемо до вигляду

$$C_{\text{лм}} = \frac{E\pi\delta d_{\text{вн}}^2}{2\left(d_{\text{вн}} + \sum_{i=1}^n \delta_{\text{Г}i} + \sum_{i=1}^{n-1} \delta\right)^2}, \tag{12}$$

де  $\delta_{\text{Г}1}, \delta_{\text{Г}2}, \dots, \delta_{\text{Г}i}$  – товщина 1-го, 2-го, ...,  $i$ -го гумових шарів;  $n$  – кількість металевих облєтєнь.

Формула (12) використовується під час розрахунків статичного коефіцієнта податливості, що визначається за формулою [6]

$$K(p) = \frac{2\pi}{i_{\text{Г}}C_{\text{1м}} + i_{\text{Г}}i_{\text{М}}i_{\text{2Г}}C_{\text{2м}} + \dots + i_{\text{Г}}i_{\text{лГ}}i_{\text{М}}\dots i_{(n-1)\text{М}}C_{\text{лм}}}, \tag{13}$$

де  $i_{\text{Г}}, i_{\text{2Г}}, \dots, i_{\text{лГ}}$  – передатне відношення 1-го, 2-го, ...,  $n$ -го шару гуми;  $i_{\text{М}}, i_{\text{2М}}, \dots, i_{\text{лМ}}$  – передатне відношення 1-го, 2-го, ...,  $n$ -го металевго облєтєння;  $C_{\text{1м}}, C_{\text{2м}}, \dots, C_{\text{лм}}$  — жорсткість 1-го, 2-го, ...  $n$ -го металевих облєтєнь.

Розрахований за формулою (13)  $K(p)$  показав добре збіг з експериментальними даними, що приведені в [7]. Оскільки  $K(p)$  в основному залежить від  $C_{\text{лм}}$ , то це свідчить, що виведена формула жорсткості є правильною і тому може бути прийнята в подальшому для проведення досліджень.

На основі формули (11) побудовано графіки залежності жорсткості металевих облєтєнь від конструктивних параметрів РВТ (рис. 2, 3). Розглядалися РВТ з двома металевими облєтєннями шести типорозмірів у кожному випадку.

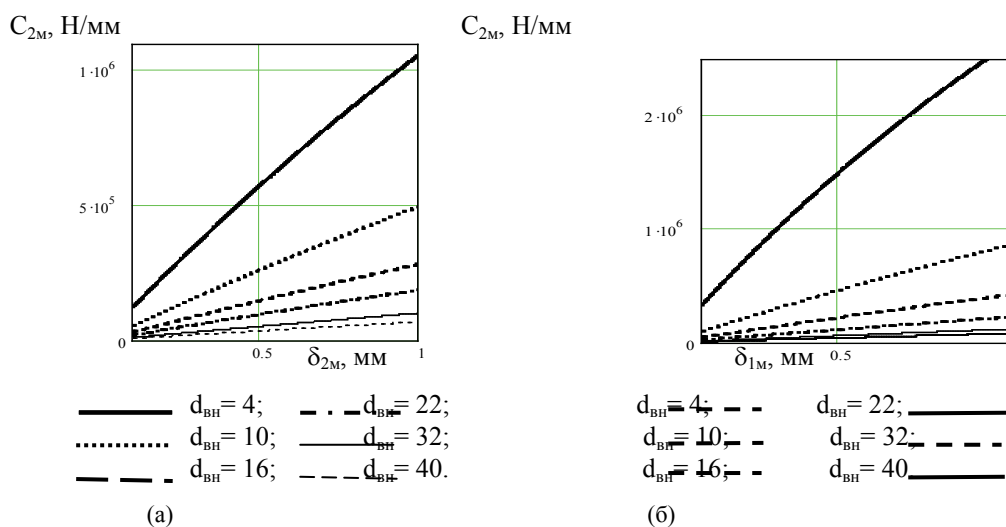


Рис. 2. Залежність жорсткості другого металевго облєтєння від товщини облєтєння (а) та першого металевго облєтєння від товщини облєтєння (б) рукава високого тиску

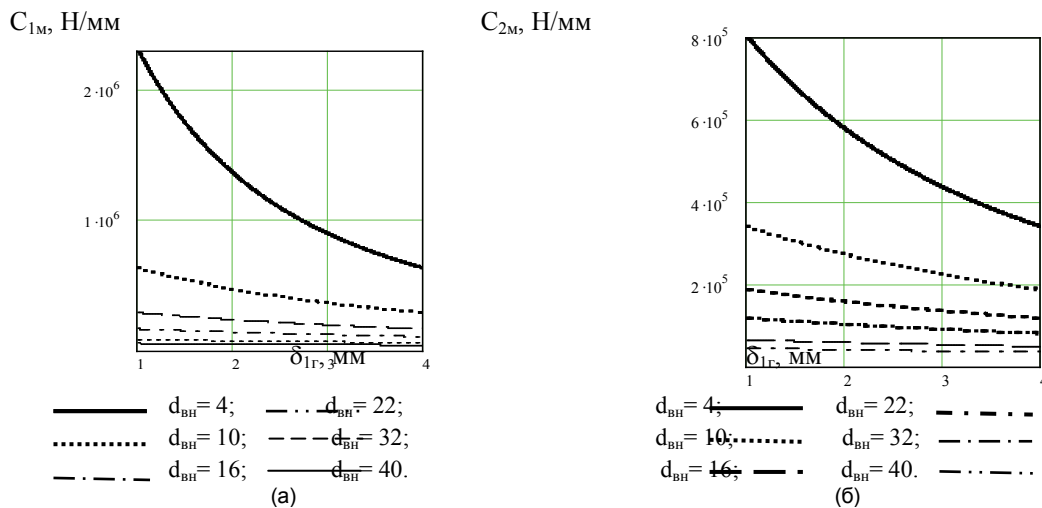


Рис. 3. Залежність жорсткості першого (а) та другого (б) металевих обплетень від товщини першого гумового шару

На основі отриманих залежностей можна зробити висновок, що на жорсткість металевих обплетень найбільше впливає внутрішній діаметр рукава і з його зменшенням жорсткість зростає. Зі зменшенням товщини внутрішнього гумового шару та зростанням товщини металевих обплетень жорсткість останнього зростає.

Характерно, що залежності жорсткості від конструктивних параметрів РВТ для першого і другого металевих обплетень є подібні.

Із умови нестисливості гуми другого шару РВТ визначимо збільшення зовнішнього діаметра цього шару

$$\Delta d_{зобн.2} = \sqrt{d_{зобн.2}^2 - d_{вн.2}^2 + (d_{вн.2} + \Delta d_{вн.2})^2} - d_{зобн.2}, \tag{14}$$

де  $\Delta d_{вн.2} = 2\Delta R$ , визначеному за формулою (8).

Зі знайденим  $\Delta d_{зобн.2}$ , використовуючи формулу (8), визначимо тиск, який діє зі сторони гуми другого шару на друге металеве обплетення. Знайдене значення тиску можна використати для розрахунку приросту діаметра третього обплетення, а потім, використовуючи розглянутий вище алгоритм, визначити тиск, який передаватиме третій шар гуми на третє обплетення.

Припустивши, що навантаження сприймається лише металевими обплетеннями (нехтуючи пружними властивостями гуми, що вносить незначну похибку в розрахунки, оскільки модуль пружності металевих обплетень перевищує модуль пружності гуми у  $10^5$ ) можна визначити жорсткість РВТ за формулою

$$C_{qR} = C_{qR(1)} + C_{qR(2)}, \tag{15}$$

де  $C_{qR(1)}, C_{qR(2)}$  – жорсткості першого та другого металевих обплетень визначені за формулою (11).

Жорсткість рукава з трьома обплетеннями

$$C_{qR} = C_{qR(1)} + C_{qR(2)} + C_{qR(3)}, \tag{16}$$

де  $C_{qR(3)}$  – жорсткість третього металевих обплетення.

Жорсткість РВТ з двома металевими обплетеннями з врахуванням [8] визначатиметься за формулою

$$C_{qR} = \frac{\pi E \delta d_{BH}^2}{2 (d_{BH} + \delta_{r1})^2} + \frac{\pi E \delta d_{BH}^2}{2 (d_{BH} + \delta_{r1} + \delta_{r2} + \delta)^2}. \tag{17}$$

З використанням рівняння (18) побудовано графіки залежності жорсткості рукава з двома металевими обплетеннями від внутрішнього діаметра рукава, товщини гумового шару та товщини металевих обплетень (рис. 4). Аналізуючи їх, можна зробити висновок, що жорсткість РВТ зростає зі збільшенням товщини металевих обплетень та при зменшенні товщини першого гумового шару.

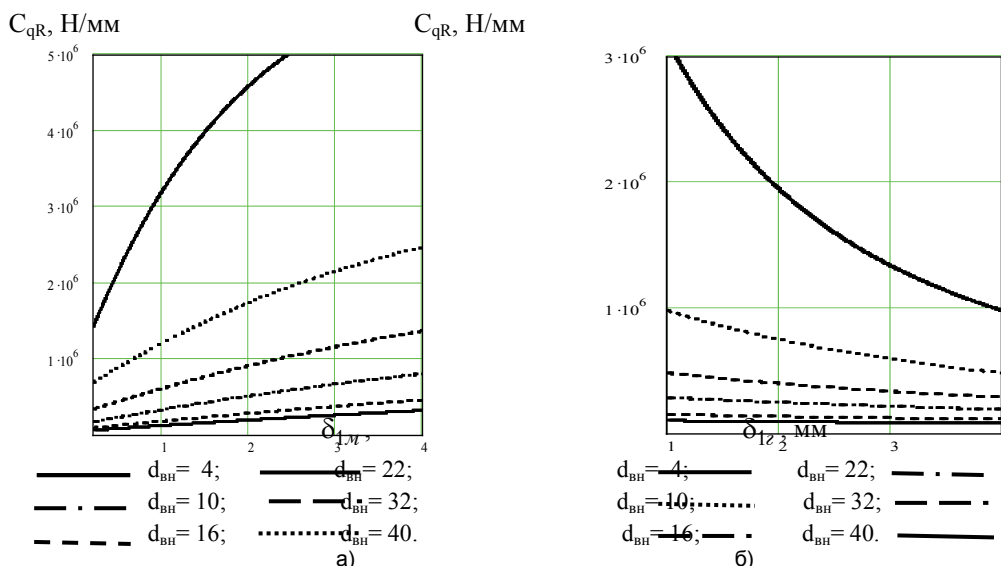


Рис. 4. Залежність жорсткості РВТ з двома металевими обплетеннями від товщини металевого обплетення (а) та від товщини внутрішнього гумового шару (б)

### Висновки

1. Запропонована методика визначення жорсткості металевих обплетень РВТ, яка може бути використана під час розрахунків статичного та динамічного коефіцієнта податливості, що придатна для моделювання та імітаційних досліджень гідроприводів технологічних машин.
2. Одержана залежність приведеної жорсткості РВТ від його параметрів та наведені приклади залежностей від певних конструктивних параметрів.
3. Порівняння статичного коефіцієнта податливості, розрахованого з використанням виведеної формули жорсткості металевих обплетень з експериментальними його значеннями, дає похибку в межах 5...15 %. Це свідчить про достатній ступінь відповідності розрахункового і дійсного значень жорсткості, в той час як відомі методи дають похибку більшу в 5...10 разів.
4. Встановлено вплив конструктивних параметрів на жорсткість елементів його конструкції та на жорсткість РВТ в цілому.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Муляр Ю. І., Глушич В. О., Дусанюк Ж. П., Дусанюк С. В. Експериментальні дослідження довговічності рукавів високого тиску // Вибрації в техніці і технологіях. — 2002. — № 2. — С. 34—38.
2. Савуляк В. І., Дусанюк Ж. П., Дусанюк С. В. Математичне моделювання та імітаційні дослідження статичних характеристик рукавів високого тиску // Вибрації в техніці і технологіях. — Вінниця, 1998. — № 1. — С. 44—47.
3. Дусанюк Ж. П., Савуляк В. І., Дусанюк С. В. Динамічні процеси в стінках рукавів високого тиску під впливом хвилі тиску / Вибрації в техніці і технологіях. Труды III Международной научно-технической конференции. — Евпатория, 1998. — С. 109—113.
4. Дусанюк Ж. П., Дерібо О. В., Савуляк В. І., Дусанюк С. В. Дослідження динамічних характеристик рукавів високого тиску. — Вісник ВПІ. — 1998. — № 1. — С. 83—87.
5. Дусанюк С. В. Оптимізація конструкцій та динамічних характеристик рукавів високого тиску гідроприводів технологічних машин. Дис. ... магістра. — Вінниця: ВДТУ, 1999. — 68 с.
6. Дусанюк Ж. П. Волновые процессы в гидросистемах с нелинейными упругими свойствами трубопроводов. Дис. канд. техн. наук. — Вінниця, 1989. — 250 с.
7. Немировский И. А., Снисарь Н. Г. Расчет гидроприводов технологических машин. — Киев.: Техніка, 1992. — 181 с.
8. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1973. — 563 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 9.10.03  
Рекомендована до друку 15.12.03

**Дусанюк Жанна Павлівна** — доцент кафедри технології і автоматизації машинобудування;  
**Карватко Ольга Валентинівна** — студентка Інституту машинобудування та транспорту.  
Вінницький національний технічний університет;  
**Дусанюк Сергій Вікторович** — магістр, інженер.  
Вінницький державний аграрний університет