

УДК 628.517.4

В.Д.Рудь, Д.О.Сомов, В.О.Кузьмін

Луцький національний технічний університет

ПРУЖНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ ОБОЛОНОК ВИСОКОГО ТИСКУ

Конструктивні особливості оболонок високого тиску дозволяють використовувати їх в якості пружних елементів гідравлічних вібраційних виконавчих механізмів. Несуча здатність пружних оболонок досягається за рахунок попереднього підтиснення до еліптичного стану. Величина підтиснення має бути в межах пружної деформації оболонки.

Ключові слова: пружний елемент, вібрація, деформація, дебаланс, підтиснення.

Зниження металоємкості конструкцій та одночасне забезпечення заданого ресурсу і надійності є важливими для проектування нових машин. У сучасних умовах промисловість повинна орієнтуватись на прискорене створення техніки, розробленої на основі найновіших відкриттів та винаходів, на удосконалення технологічних процесів, максимально економлячи вихідну сировину, матеріали, електроенергію, паливо. Ці заходи дають високий економічний ефект і забезпечують охорону навколишнього середовища.

Серед багаточисельних факторів, які підвищують ефективність технологічних процесів і машин, є цілеспрямоване використання вібрацій. В сучасній техніці застосовують велику кількість вібраційних машин для різноманітних технологічних операцій. Вібраційна техніка і технологія з кожним роком розширюють галузь свого застосування і займають все міцніші позиції в різних галузях промисловості, будівництва, транспорту, сільського господарства.

В умовах ринкової економіки, коли швидко змінюється номенклатура виробів, а об'єм партій незначний, використання спеціального вібропресового обладнання мало ефективно. Більш раціонально проводити модернізації існуючого обладнання шляхом дооснащення його спеціальними вібраційними модулями.

Розширене застосування вібраційної технології потребує поглибленого вивчення фізичних закономірностей впливу вібрації на хід технологічних процесів.

В якості вібраційного приводу застосовуються дебалансні, ексцентрикові, електродинамічні, пневматичні, гідравлічні та інші вібратори. Різновидом вібраційних машин є гідравлічні вібратори з виконавчим механізмом на оболонках високого тиску. Значне поширення гідравлічних приводів у різних галузях машинобудування зумовлюється рядом їх істотних переваг:

- високою питомою потужністю;
- довговічністю;
- плавним регулюванням параметрів вібрацій в широких межах;
- можливістю отримання великих вібротягових зусиль.

Значною мірою використанню гідравлічних вібраторів сприяє широке засвоєння і випуск промисловістю різних гідроагрегатів, які використовуються в гідравлічних вібраторах.

Все більше з'являється різних гідрофікованих машин і агрегатів, а це дає можливість, в разі необхідності, використовувати на цих машинах вібратори з гідравлічним підведенням енергії.

Незважаючи на різноманітність схемних та конструктивних рішень гідравлічних вібраторів, їх застосування обмежено рядом причин. Так, наприклад, велика кількість енергії витрачається гідравлічними вібраторами на непродуктивні опори, не завжди досягаються оптимальні розрахункові режими роботи. Це ставить перед дослідниками ряд завдань, рішення яких буде сприяти більш широкому використанню гідравлічного вібраційного приводу:

- створення нових конструкцій гідравлічних вібраторів та вібраційних модулів;
- вивчення резонансних, перехідних і нестационарних режимів роботи гідравлічних вібраторів;
- вдосконалення методики розрахунку та аналізу динамічної системи привід – вібратор – навантаження.

Застосування оболонок високого тиску в якості робочих камер вібраційного механізму вимагає вивчення основних розрахункових характеристик пружних елементів. До основних характеристик оболонок високого тиску, як робочих камер, слід віднести несучу здатність рукава та його пружні властивості.

Несуча здатність рукава характеризується ефективною робочою площею F_2 і визначається як відношення приросту сили $G(X_2)$ до приросту внутрішнього тиску P при незмінній величині підтиснення X_{20} рис. 1.:

$$F_2 = \frac{\partial G}{\partial P} \Big|_{X_{20} = \text{const}}.$$

Пружні властивості рукава при його деформації в радіальному напрямку характеризується значенням жорсткості C , яка визначається як відношення прирощеної сили $G(X_2)$ до переміщення X_2 рис. 1.:

$$C = \frac{\partial G}{\partial X_2}.$$

Ефективна площа F_2 та жорсткість C визначається дослідним шляхом по схемі приведеній на рис. 1. Аналіз результатів експерименту показав лінійну залежність усіх характеристик від довжини підтисненої ділянки шланга L , що дозволило в подальшому перейти до питомих (приведеним до одиниці довжини підтисненої ділянки шлангу) характеристик.

Приведені характеристики мають наступну розмірність:

Сила G' - (кгс/см²); площа F'_2 - (см²); жорсткість C' - (кг/см²).

Щоб від приведених характеристик перейти до дійсних значень, необхідно приведену характеристику перемножити на довжину підтиснення рукава L :

$$G = G'L; F_2 = F'_2L; C = C'L.$$

Перейдемо до визначення несучої здатності рукава F_2 .

Для експериментального визначення несучої площі F'_2 до рукава 1 рис. 1., заповненого рідиною (мастило АМГ – 10) об'ємом W_0 за допомогою плунжера 3 подавався об'єм рідини $W_1 = x_1 F_1$ (де F_1 – площа плунжера), в результаті чого тиск всередині рукава змінювався. При цьому за допомогою навантажувального пристрою через динамометр 2 зусилля G обиралося таким, щоб при любых тисках P величина підтиснення X_{20} була незмінною. В процесі дослідів фіксувалися наступні величини:

- X_1 – переміщення плунжера 3, а значить і об'єму W_1 , який визначається як $W_1 = F_1 X_1$ ($F_1 = \text{const} = 1.13 \text{ см}^2$);

- ΔG – прирощення зусилля яке розвиває підтиснений шланг;

- P – тиск всередині шлангу.

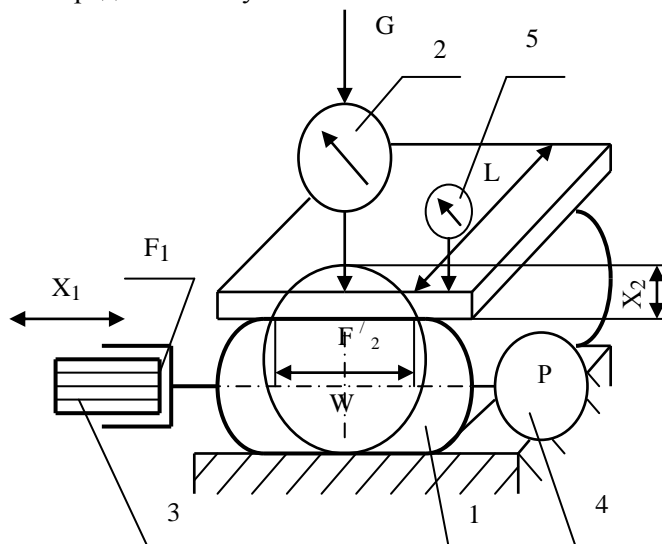


Рис. 1. Схема устаткування для визначення основних характеристик пружного елемента, де: 1 – оболонка високого тиску (схематично показаний несучий каркас); 2 – пристрій для навантаження з динамометром; 3 – плунжер з гільзою; 4 – манометр; 5 – індикатор часового типу

Аналогічні досліди проведені для декілька типорозмірів рукавів, з різними довжинами підтиснення L, а також для різноманітних значень деформації X₂₀.

На рис. 2. приведена експериментальна залежність питомої сили ΔG'(P) від величини внутрішнього тиску P в рукаві, для значень X₂₀ = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6 см. Ці залежності характеризують несучу здатність рукава – його ефективну площу F'₂:

$$F'_2 = \left. \frac{\partial G'}{\partial P} \right|_{X_{20} = \text{const}}$$

Як видно з рис. 2. питома сила ΔG' |_{X₂₀ = const} лінійно зростає з збільшенням внутрішнього тиску P, а значить, несуча площа F'₂ = ∂G' / ∂P |_{X₂₀ = const} дуже мало змінюється від величини тиску P (практично остається сталою).

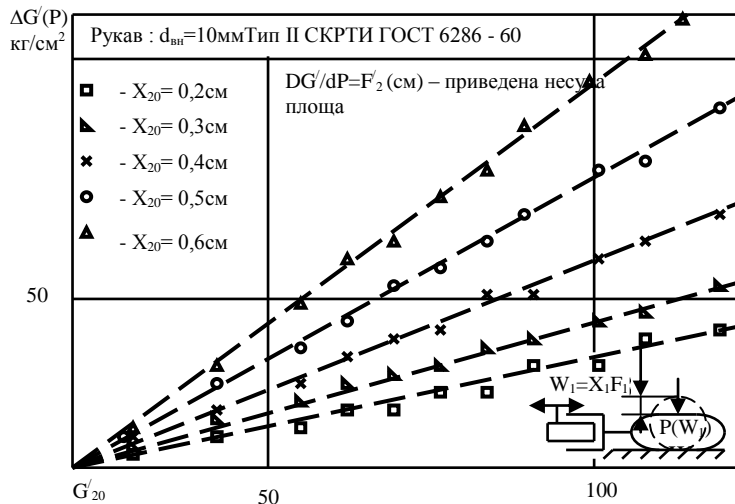


Рис. 2. Залежність приросту приведеної сили ΔG'(P) від внутрішнього тиску в рукаві (P)

Розглянемо розрахунок питомої ефективної площі F'₂. Питому ефективну площу F'₂ з допущенням постійності периметра несучого каркасу рукава при його деформації πd = const рис. 1. можна записати:

$$F'_2 = \frac{\pi X_{20}}{2}, \tag{1}$$

де X₂₀ – попереднє підтиснення. Як видно з виразу 1 ефективна площа рукава залежить лінійно від величини підтиснення X₂₀.

На рис. 3. представлені результати розрахунку питомої ефективної площини з використанням залежності 1 та за експериментальними даними рис. 2. Як видно розрахункові результати добре співпадають з експериментом, що підтверджує прийняте припущення о малій зміні периметра несучого каркасу рукава при його деформації (X₂₀)

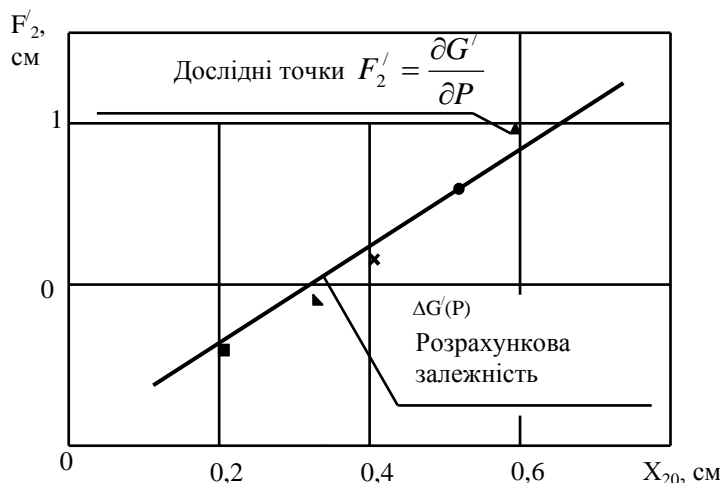


Рис. 3. Залежність приведеної площі F'₂ від величини підтиснення X₂₀

Будемо навантажувати пусту оболонку без рідини 1 рис. 2 через динамометр 2 силою $G'(X_{20})$, фіксуючі значення сили G' та переміщення X_{20} . по результатам досліду на рис. 4. приведені залежності, які характеризують зміну зусилля G' при зміні величини підтиснення X_{20}

для різних типорозмірів рукавів. З рис. 5. видно, що відношення $\left. \frac{\partial G'}{\partial X_{20}} \right|_{P=0}$ є постійна величина в межах деформації X_{20} та характеризує власну жорсткість пружної оболонки рукава C'_{ϕ} .

$$C'_{\phi} = \left. \frac{\partial G'}{\partial X_{20}} \right|_{P=0} .$$

Величина жорсткості C'_{ϕ} залежить від типорозміру рукава, його конструктивних особливостей та фізико – механічних властивостей. На рис. 5. представлена залежність жорсткості C'_{ϕ} від діаметру рукава $d_{\text{вн}}$ (для рукавів СКРТИ ГОСТ 6286 - 82). Як видно, жорсткість C'_{ϕ} зменшується з збільшенням діаметру рукава і це зменшення зворотно пропорційно кубічній степені діаметру D несучого каркасу (обплетення) та з деяким припущенням – внутрішнього діаметру шлангу $d_{\text{вн}}$: $C'_{\phi} \equiv \frac{1}{d_{\text{вн}}^3}$.

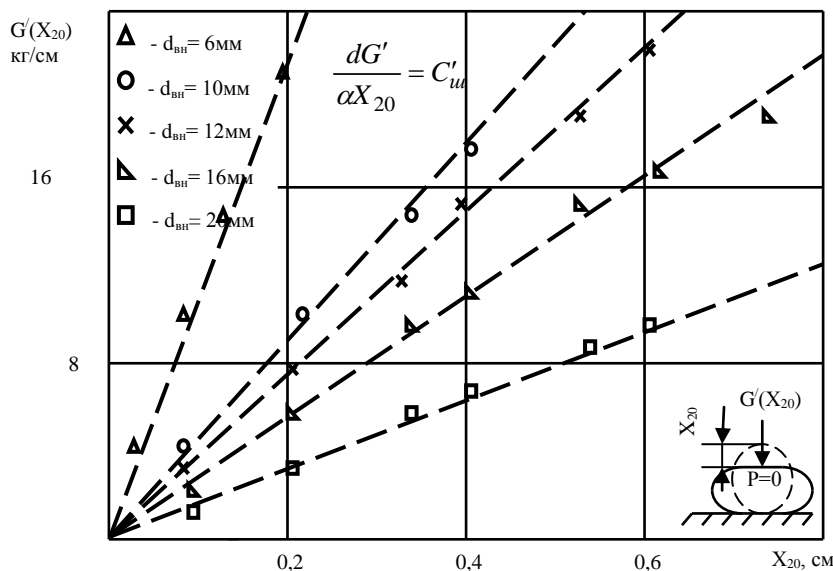


Рис. 4. Залежність приведеного зусилля G' від величини деформації рукава X_{20} без внутрішнього тиску. (Приведена сила $G' = \frac{G}{l}$ де l – довжина підтисненої ділянки рукава, G - сила).

Це добре узгоджується з теорією згину гнучких металевих деталей для балок малої жорсткості при будь яких великих прогинах та переміщеннях точки прикладення навантажень, а також можна запропонувати, що гумово – текстильний каркас рукава практично не збільшує жорсткість, яка забезпечується несучим каркасом (металевим обплетенням). Так як товщина шару несучого каркасу рукава, зроблена з двох слоїв металевго обплетення та однакова для всіх типорозмірів рукавів такої конструкції, то їх жорсткість, як жорсткість пружного кільця визначається:

$$C'_{\phi} = \frac{\partial G}{\partial X_2} = \frac{8E_r \delta J}{d_{\text{вн}}^3} . \quad (2)$$

де: $E_{\text{пр}J}$ – умовна жорсткість приведена до одиниці довжини рукава; $D_{\text{вн}}$ – діаметр рукава.

Використовуючи експериментальні дані рис. 5. та залежність 2, визначимо умовну жорсткість $E_{\text{пр}J}$ при згині тонкостінного кільця, утвореного несучим каркасом:

© В.Д.Рудь, Д.О.Сомов, В.О.Кузьмін

$$EJ' = \frac{C'_{\phi} d_{\phi}^3}{8} \quad (3)$$

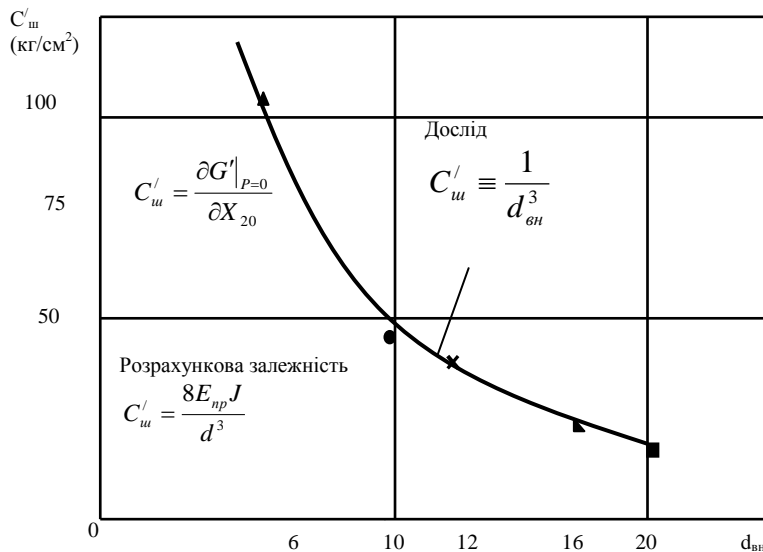


Рис. 5. Залежність приведені жорсткості $C'_{ш}$ оболонки рукава від його діаметру $d_{вн}$.

Визначивши умовну жорсткість $E_{пр}J'$ для одного типорозміру рукава, можна розрахувати жорсткість $C'_{ш}$ для рукавів інших типорозмірів однакової конструкції. На рис. 5. крім експериментальних значень жорсткості $C'_{ш}$ приведена залежність, яка розрахована з виразу 2, по умовній жорсткості $E_{пр}J$ одного із типорозмірів рукавів ($d_{вн} = 6$ мм).

Висновок. Проведений розрахунок показав, що розрахункова залежність рис. 5. добре співпадає з експериментальними значеннями жорсткості та підтверджує прийняту методику розрахунку жорсткості рукава $C'_{ш}$ як тонкостінного пружного кільця.

1. Лепетов В.А. Расчеты и конструирование резиновых технических изделий и форм, Л., "Химия", 1972. – 137 с.
2. Серенсен С.В., Кргаев В.П., Шнейдерович Р.М., Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М., Машиностроение, 1975. – 259 с.
3. Капустина В.В., Любимов Б.А., Флеер Д.Е. Характеристика долговечности рукавов высокого давления гидросистем при динамических нагрузках. Вестник машиностроения, № 2. – 1974.
4. Лепетов В.А., Тихомиров О.А., Шляхман А.А. Производство шин РТИ и АТИ, №7, 15., 1970.
5. Юрцев Л.И., Лепетов В.А., Шмырев И.К. Каучук и резина, №1, 31. – 1968.