

Рисунок 8 — Розрахункова напірна характеристика насоса НМ-2500-230

### Висновки

1. Показано, що з позицій термодинамічного підходу ВН можна розглядати як пасивний чотириполюсник та виконано розрахунок його коефіцієнтів через параметри комплексної заступної схеми для серії ВН магістральних нафтопроводів.

2. Проілюстровано добру збіжність розрахункованих за допомогою комплексної моделі та отриманих експериментально напірних характеристик ВН магістральних нафтопроводів, де відносна похибка розрахунків для експлуатаційного інтервалу витрат машин не перевищує 2%.

3. Отримана термодинамічна модель ВН дає можливість в подальшому проводити дослідження ефективності енергетичних перетворень у лопатевих гідромашинах.

### Література

1. Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 163 с.

2. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1973. – 752 с.

3. Меньшов Б.Г., Суд И.И. Электрификация предприятий нефтяной и газовой промышленности. – М.: Недра, 1984. – 416 с.

4. Вейник А.И. Термодинамика необратимых процессов. – Минск: Наука и техника, 1966. – 360 с.

Надійність та довговічність клапанного вузла поршневого бурового насоса головним чином визначається якістю та довговічністю ущільнення. Руйнування ущільнення зумовлено проникненням в нього абразиву в місцях контакту тарілки і сідла. Після зношення ущільнюючої манжети настає швидке руйнування робочих поверхонь деталей клапана. Таким чином, манжета є концентратором зношування. Цей фактор, а також посадка тарілки на сідло з ударом призводить до погіршення умов роботи, руйнування робочих поверхонь і передчасного виходу клапана з ладу.

Вирішенню наведених проблемних питань може допомогти конструкція безманжетного клапана з демпферною камерою [1], розрахункова схема якого представлена на (рис. 1). Наявність демпферної камери забезпечує безударну посадку тарілки, а відсутність ущільнюючої манжети сприяє зменшенню сконцентрованого зношування робочих поверхонь. Не маючи нічого проти інших існуючих конструкцій, такий клапан не складний у виготовленні, має покращені динамічні характеристики через меншу масу рухомої частини – тарілки без манжети і гайки кріплення, не потребує спеціальних пресів.

5. Костенко М.П., Пиотровский Л.М. Электрические машины. М.: Энергия, 1965. – 704 с.

6. Сафонов М.С. Метод интегральных уравнений баланса потоков массы, энергии и эксергии в анализе химико-технологических систем. – М., 2003. – 45 с.

7. Коган И.Ш. "Физические аналогии" – не аналогии, а закон природы. – 2004. <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/7438.htm>.

8. Эткин В.А. Термодинамика неравновесных процессов переноса и преобразования энергии. – Тольятти, 1999. – 216 с.

9. Щур І.З. Електропривод з двигуном постійного струму послідовного збудження як термодинамічний перетворювач енергії // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2002. – № 449. – С.204-212.

## МАТЕМАТИЧНО-КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОСАДКИ ТАРИЛКИ БЕЗМАНЖЕТНОГО КЛАПАНА З ДЕМПФЕРНОЮ КАМЕРОЮ

І.Д.Лівак, М.М.Лях, І.В.Маланчук, В.І.Лівак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42353  
e-mail: lyva@bigmir.net

Представлена расчетная схема безманжетного клапана с демпферной камерой поршневого бурового насоса. Создана математическая модель клапана. С помощью компьютерного моделирования определены коэффициенты расхода клапана при прямом и обратном потоке жидкости. Определено время посадки тарелки клапана и проведена проверка на безударность посадки на седло.

A calculation chart is in-process presented without the compression of valve with the damper chamber of piston boring pump. The mathematical model of valve is created. By the computer design the coefficients of expense of valve are certain at the direct and reverse stream of liquid. Time of landing of dish of valve is certain and verification is conducted on unstressedness of landing on a saddle.

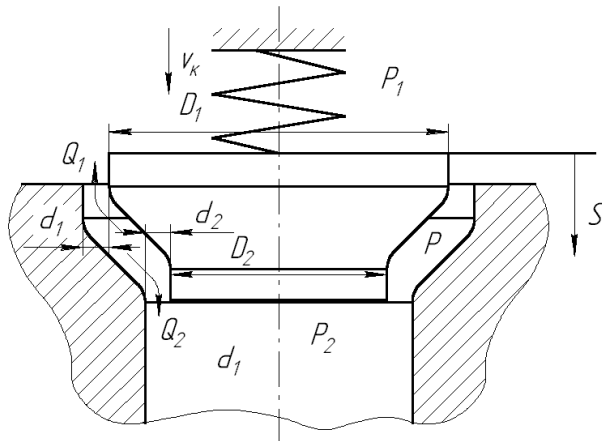


Рисунок 1 – Розрахункова схема клапана з демпферною камерою

форм для виробництва ущільнюючих манжет, не призводить до надмірного запресовування сідла в корпусі, простіший в обслуговуванні тощо.

Для забезпечення необхідного гальмування клапана необхідно провести розрахунок основних розмірів демпферної камери, зокрема, величину дросельної щілини між тарілкою та сідлом.

Експериментально встановлено, що клапан починає стукати незалежно від конструкції при однаковій швидкості посадки  $V_k \approx 0,06 \div 0,07$  м/с [2].

При русі клапана вниз об'єм демпферної камери буде зменшуватися із-за витікання робочої рідини через дросельні щілини, і швидкість руху клапана буде прямо пропорційна зменшенню цього об'єму

$$dW = Q_1 + Q_2, \quad (1)$$

де  $Q_1, Q_2$  – витрати рідини через верхню та нижню дросельні щілини відповідно.

Зміну об'єму можна записати у вигляді

$$dW = dS \cdot f_K, \quad (2)$$

де  $f_K$  – площа проекції конусної частини демпферної камери.

$$f_K = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4}, \quad (3)$$

тут  $D_1, D_2$  – діаметри тарілки (рис. 1);

$S$  – переміщення тарілки клапана.

$$dS = S' = V_k. \quad (4)$$

Витрата рідини у щілині між тарілкою та сідлом клапана визначається за формулою

$$Q = \mu \cdot f_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \Delta P, \quad (5)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати, який залежить від конструкції клапана та гідравлічної частини, параметрів рідини та висоти підйому клапана;

$f_{щ}$  – площа щілини;

$\rho$  – густина рідини;

$\Delta P$  – перепад тиску.

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}}, \quad (6)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт місцевого опору.

Площі щілин визначаються за формулами

$$f_{щ1} = \frac{\pi}{4} (4D_1\delta_1 + 4\delta_1^2); \quad (7)$$

$$f_{щ2} = \frac{\pi}{4} (4D_2\delta_2 + 4\delta_2^2).$$

Для визначення перепадів тиску розглянемо рівновагу клапана в демпферній камері в момент посадки (рис. 1).

$$\sum F_X = 0;$$

$$P_1 \cdot f_1 + G + F_n - P_2 \cdot f_2 - P \cdot f_K = 0, \quad (8)$$

де  $P_1, P_2, P$  – тиск над клапаном, під клапаном та в демпферній камері відповідно;

$$f_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}; \quad f_2 = \frac{\pi D_2^2}{4};$$

$G$  – вага рухомих частин клапанного вузла в рідині, визначається з врахуванням Архімедової сили

$$G = m \cdot g - \rho \cdot g \cdot V = \rho_M \cdot V \cdot g - \rho \cdot g \cdot V = \frac{m \cdot g}{\rho_M} \cdot (\rho_M - \rho) = m \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_M}\right), \quad (9)$$

де:  $g$  – прискорення вільного падіння;

$\rho, \rho_M$  – густина робочої рідини та матеріалу тарілки клапана (пружини) відповідно;

$m = m_m + \frac{1}{3} m_n$  – маса рухомих частин клапана з врахуванням ваги пружини [3];

$m_m$  – маса тарілки клапана;

$m_n$  – маса пружини.

Тоді

$$G = \left(m_m + \frac{1}{3} m_n\right) \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_M}\right). \quad (10)$$

$F_n$  – сила пружини;

$$F_n = F_0 + k_n \cdot h, \quad (11)$$

де:  $P_2$  – сила попереднього підтискання пружини ( $F_0 = k_n \cdot l_0$ );

$l_0$  – величина попереднього підтискання пружини;

$k_n$  – коефіцієнт жорсткості пружини.

Тиск в демпферній камері можна визначити за формулою

$$P = \frac{4}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \left( P_1 \frac{\pi D_1^2}{4} + \left(m_m + \frac{1}{3} m_n\right) \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_M}\right) + F_0 + k_n \cdot h - P_2 \frac{\pi D_2^2}{4} \right). \quad (12)$$

Підставивши вищенаведені вирази в рівняння (1), після нескладних перетворень визначимо швидкість посадки клапана

$$V_{\kappa} = \left\{ 4\mu_1 \cdot (D_1\delta_1 + \delta_1^2) \left[ \frac{2}{\rho} \left( \frac{4}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \right) \left( P_1 \frac{\pi D_1^2}{4} + \left( m_m + \frac{1}{3} m_n \right) \cdot g \cdot \left( 1 - \frac{\rho}{\rho_m} \right) + k_n \cdot l_0 + k_n \cdot h - P_2 \frac{\pi D_2^2}{4} \right) - P_1 \right]^{1/2} + 4\mu_2 \cdot (D_2\delta_2 + \delta_2^2) \left[ \frac{2}{\rho} \times \left( \frac{4}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \right) \left( P_1 \frac{\pi D_1^2}{4} + \left( m_m + \frac{1}{3} m_n \right) \cdot g \cdot \left( 1 - \frac{\rho}{\rho_m} \right) + k_n \cdot l_0 + k_n \cdot h - P_2 \frac{\pi D_2^2}{4} \right) - P_2 \right]^{1/2} \right\} \cdot (D_1^2 - D_2^2)^{-1} \quad (13)$$

Оскільки в рівнянні (13) багато невідомих величин, і рівняння не має розв'язку, то невідомі параметри підбираємо поступовим наближенням. Підбираємо геометричні розміри демпферної камери і за допомогою середовища твердотільного моделювання SolidWorks та до-

рахунку за допомогою програми отримуємо перепад тиску і знаходимо коефіцієнти витрати, використовуючи формулу

$$\mu = \frac{Q}{f_{\text{щ}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P}} \quad (14)$$

На рис. 2 зображено графічні залежності коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому при прямому і зворотному протіканні рідини.

Перевірку на безударну посадку тарілки покажемо на прикладі конструкції клапана за таких вихідних даних:

Діаметр тарілки $D_1$ , м	0,168
Діаметр тарілки $D_2$ , м	0,138
Величина дросельної щілини $\delta_1$ , м	0,001
Величина дросельної щілини $\delta_2$ , м	0,001
Густина рідини $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1000
Тиск над тарілкою $P_1$ , Па	25000000
Тиск під тарілкою $P_2$ , Па	0
Маса рухомих частин клапана $m_m$ , кг	5,425
Маса пружини $m_{np}$ , кг	0,94
Густина матеріалу $\rho_m$ , кг/м <sup>3</sup>	7820
Величина попереднього підтискання	

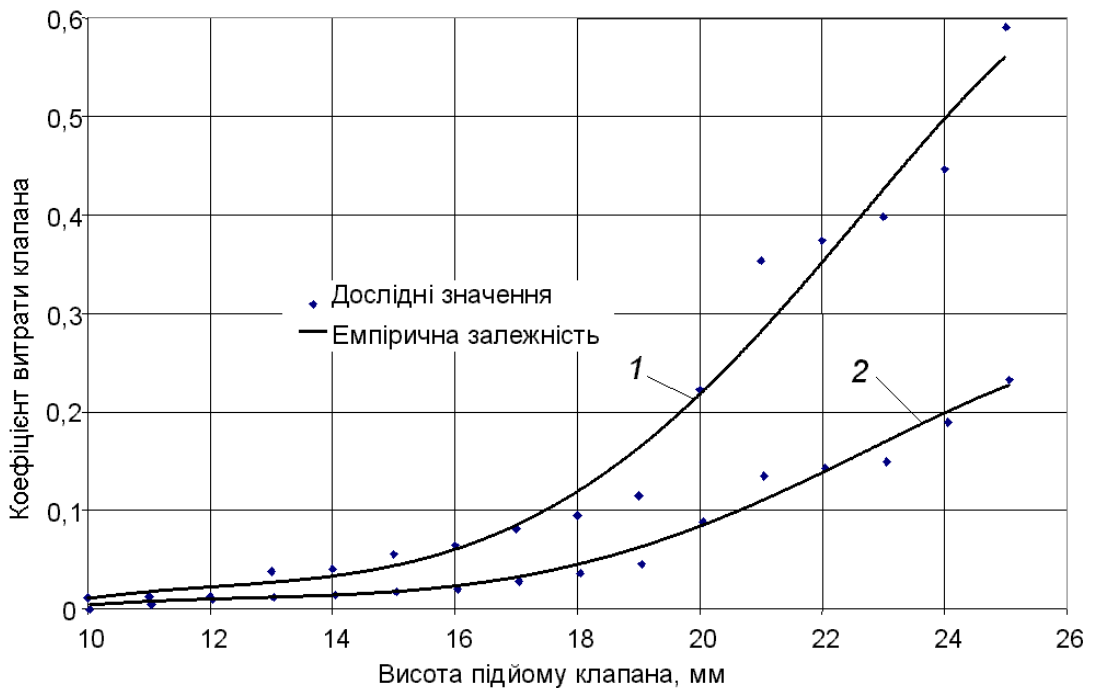


Рисунок 2 – Графік залежності коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому клапана при прямому (1) і зворотному (2) протіканні рідини

даткової програми FloWorks визначаємо коефіцієнти витрати для кожної дросельної щілини окремо.

Для визначення коефіцієнта витрати, після побудови моделі в середовищі SolidWorks використовуємо програму FloWorks. Для цього вказуємо площину вхідного та вихідного потоків і задаємо витрату рідини. В результаті роз-

пружини $l_0$ , м	0,028
Коефіцієнт жорсткості пружини $k_n$ , Н/м	6610
Висота підйому тарілки клапана $h$ , м	0
Коефіцієнт витрати дросельної щілини $\mu_1$	0,001317878

Коефіцієнт витрати дросельної щілини  $\mu_2$  0,001079772

$$V_k = \left\{ 4 \cdot 0,0013 \cdot (0,168 \cdot 0,001 + 0,001^2) \times \right. \\ \times \sqrt{\frac{2}{1000} \cdot (A - 25 \cdot 10^6)} + 4 \cdot 0,001 \times \\ \left. \times (0,138 \cdot 0,001 + 0,001^2) \sqrt{\frac{2}{1000} \cdot A} \right\} \times \\ \times (0,168^2 - 0,138^2)^{-1},$$

де

$$A = \frac{4}{3,14 \cdot (0,168^2 - 0,138^2)} \cdot \left( 25 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,168^2}{4} + \right. \\ \left. + \left( 5,425 + \frac{1}{3} \cdot 0,94 \right) \cdot 9,81 \cdot \left( 1 - \frac{100}{7820} \right) + 6610 \cdot 0,028 \right) \approx \\ \approx 76,91 \text{ МПа.}$$

Розрахована швидкість є меншою, ніж допустима, а, отже, безударна посадка тарілки забезпечується.

Залежність швидкості тарілки від висоти її підйому, побудована за допомогою програми Microsoft Excel, зображена на рис. 3.

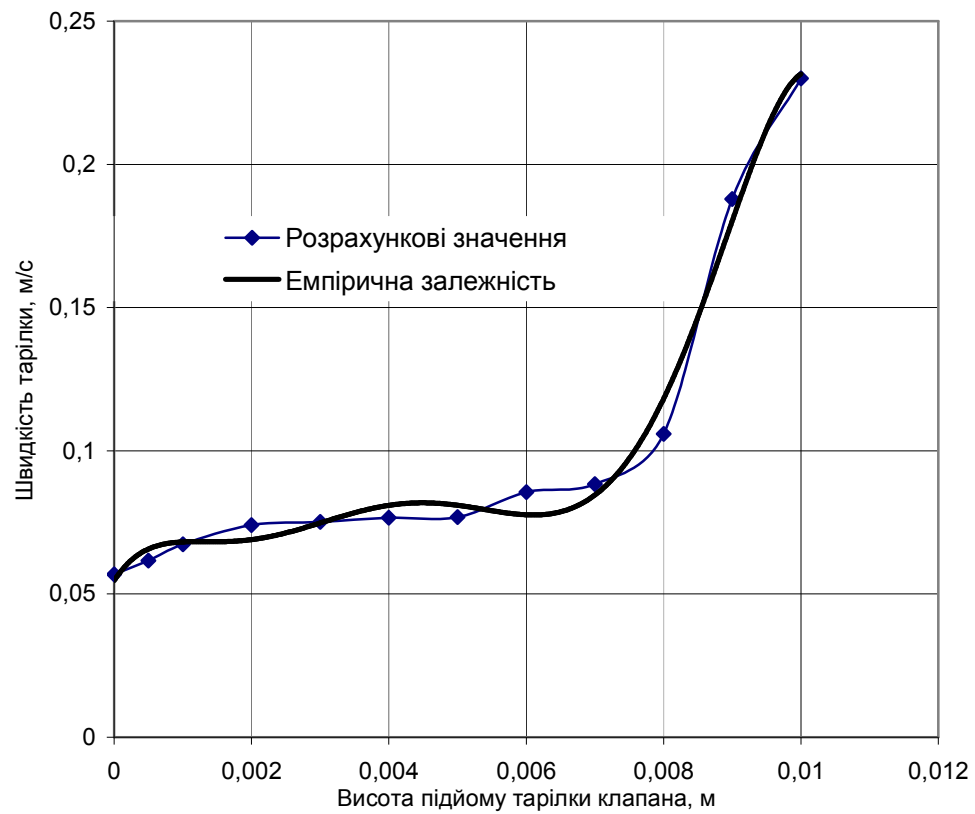


Рисунок 3 – Графік залежності швидкості тарілки  $V_k$  від висоти її підйому  $h$

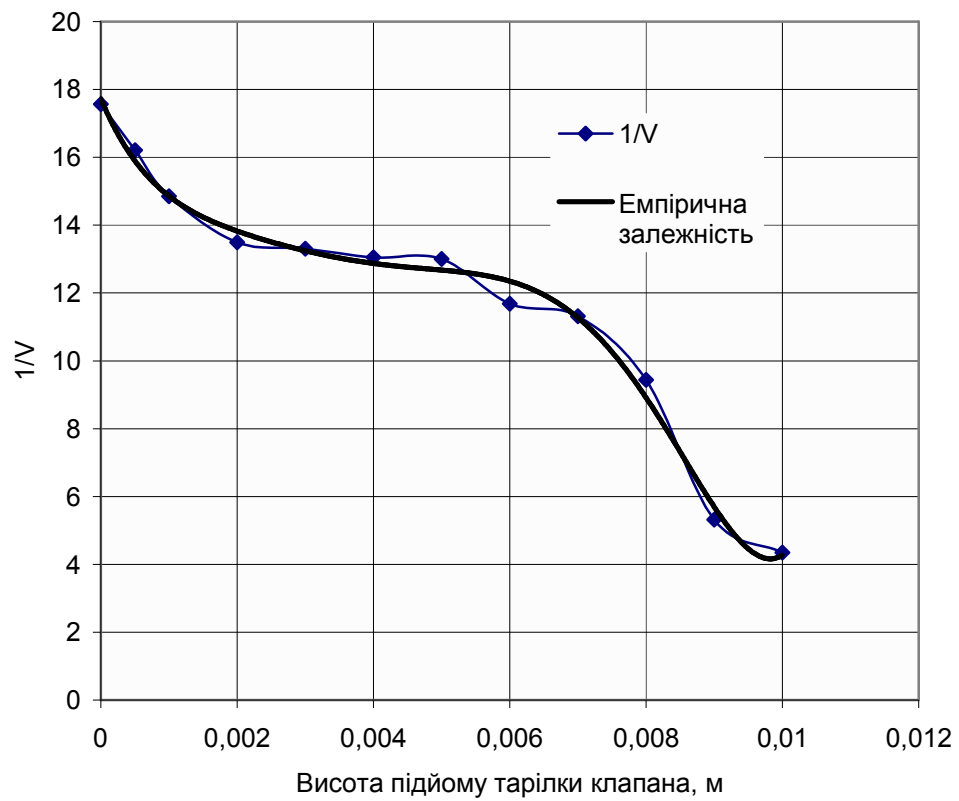


Рисунок 4 – Графік залежності параметра  $1/V_k$  від висоти підйому тарілки  $h$

Для визначення часу посадки тарілки побудуємо залежність  $V'_k = \frac{1}{V_k} = f(h)$  (рис. 4). Час посадки буде визначатися за формулою

$$t = \int_{h_0}^h V'_k(h) dh, \quad (15)$$

Для визначення залежності  $V'_k = f(h)$  скористаємося лінією тренда і отримаємо з достовірністю апроксимації 0,99286

$$V'_k = 619109162283008h^6 - 17048013074334h^5 + 177852348754h^4 - 927653190,30469h^3 + 2693278,79023h^2 - 4796,59315h + 17,7269. \quad (16)$$

Проінтегрувавши рівняння (16) в межах висоти підйому тарілки від 0 до 0,01 м, отримаємо час посадки тарілки

$$t = \int_0^{0,01} (V'_k) dh = \int_0^{0,01} (619109162283008h^6 - 17048013074334h^5 + 177852348754h^4 - 927653190,30469h^3 + 2693278,79023h^2 - 4796,59315h + 17,7269) dh = 0,116 \text{ с.}$$

З рівняння (1.13) випливає, що швидкість тарілки, а отже і час її посадки залежить від густини робочої рідини та робочого тиску. Але це вже окреме питання розрахунку та аналізу даних залежностей.

### Література

1. Клапан насоса. А.с. 709833 СССР, МКИ F04B 21/02, F16K 15/10. Ливак И.Д. Опубл. 15.01.80, Бюл. №2.
2. Николич А. С. Поршневые буровые насосы. – М.: Недра, 1973.
3. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

УДК 622.24

## СПЕЦИФІКА ФУНКЦІОНУВАННЯ ШПИНДЕЛЯ ВИБІЙНИХ ДВИГУНІВ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

М.С.Воробйов, В.М.Воробйов

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342

e-mail: public@nuing.edu.ua

*Излагаются результаты анализа влияния нелинейности упругой характеристики элементов систем вала и корпуса шпинделя с подшипниками качения на предварительную затяжку. Даны рекомендации по рациональному выбору жесткостных параметров шпинделя при его вибрационном нагружении в составе забойного двигателя.*

*The analysis results of influence of nonlinearity of the elastic characteristic of systems elements of a shaft and a spindle case with rolling bearings on a preliminary tightening are stated. The recommendations on a rational choice of rigidity parameters of a spindle are given at its vibrating load in structure of the face engine.*

Традиційно [1] попередній натяг пакета підшипників шпинделя вибійних двигунів призначається, вважаючи пружні характеристики системи вала та корпусу лінійними, а осьове навантаження постійним. Однак доведено [2], що наявність кульок в осьовій опорі кочення шпинделя формує додаткову від нерівномірності навантаження рядів нелінійність вказаних характеристик, а неспівпадання їх – нерівність амплітуд збурюючої сили кожної системи. Ця нелінійність формується тим, що, по-перше, сила пружності, яка діє збоку будь-якої кульки на кільце, півкубічно залежить від їх контактної деформації, а, по-друге, упорні підшипники тандемно з'єднані в пакет. Нехтування цими факторами призводить до небажаних наслідків при призначенні попереднього натягу елементів шпинделя на стадії монтажу та не дає змоги

адекватно проаналізувати вплив віброзахисних пристроїв на джерело коливаний — долото.

Так, у роботі [3] проведені дослідження впливу віброізолятора, який самопідлаштовується під зміну амплітуди коливаний долота і може забезпечити як захист осьової опори від коливаний, так і рекуперацію коливної енергії для підвищення ефективності руйнування породи. Показано, що при певному співвідношенні параметрів цього віброізолятора двічі за період коливаний системи “долото–УБТ–шпиндель–віброізолятор” енергія передається з джерела коливаний у віброізолятор (коли потужність віброізолятора перевищує потужність джерела коливаний додатна), і двічі вона повертається з віброізолятора до долота (коли потужність віброізолятора менше потужності джерела коливаний, яку розвиває долото, від'ємна). У такому віброізоляторі несиметричного типу досягається збільшення величини