

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

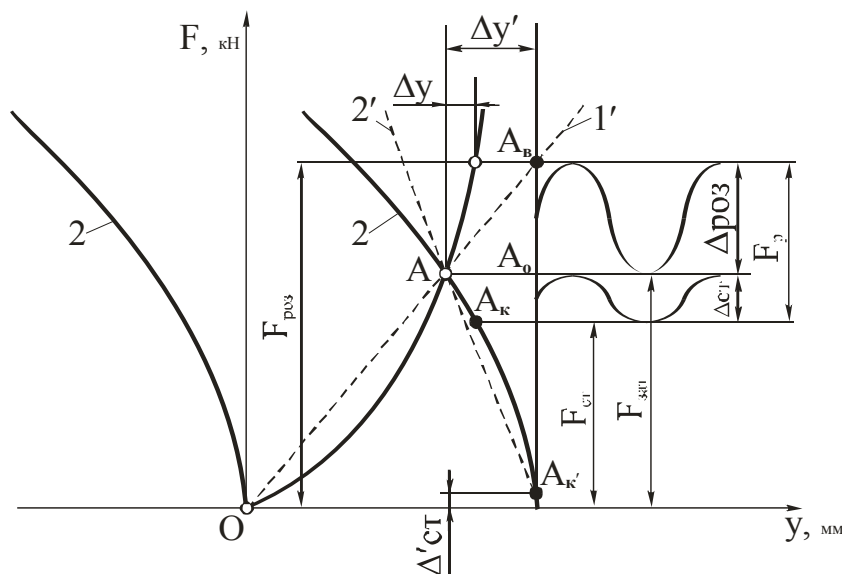


Рисунок 1

від’ємного значення вібропотужності та зменшення додатного його значення. За рахунок цієї різниці інтенсифікується процес руйнування породи долотом із забезпеченням певного запасу попереднього натягу осьової опори вибійного двигуна. Однак в цих дослідженнях не вдалось врахувати вплив вказаної нелінійності підсистем вала та корпусу на перерозподіл коливної енергії.

Метою цієї роботи є обґрунтування величини попереднього натягу шпинделя на базі аналізу специфіки його функціонування з врахуванням таких реальних факторів як нелінійність пружних характеристик систем вала та корпусу шпинделя при вібраційному навантаженні від долота в процесі буріння свердловини.

Як вказано в роботі [3], з врахуванням статичної невизначеності передачі осьового зусилля по рядах пакета підшипників та контакту кульок з кільцями по нахилених площинах, системи вала та корпусу мають жорсткі характеристики, близькі до півкубічної (крива 1 для елементів системи вала та крива 2 для елементів системи корпусу на рис. 1).

Нехай попередній натяг цих систем здійснено зусиллям  $F_{зам}$ , а робоча сила коливається від нуля до  $F_p$ . Тоді сила розтягу системи вала буде пульсувати з амплітудою (верхня хвиляста лінія на рис. 1)

$$\Delta_{роз} = F_{роз} - F_{зам} = \frac{F_p}{1 + \frac{C_2}{C_1}}, \quad (1)$$

а сила стиску системи корпусу — з амплітудою (нижня хвиляста лінія на рис. 1)

$$\Delta_{ст} = F_{зам} - F_{ст} = \frac{F_p}{1 + \frac{C_1}{C_2}}, \quad (2)$$

де  $C_1$  та  $C_2$  — зведений коефіцієнт жорсткості систем відповідно вала та корпусу.

Оскільки  $C_1 \neq C_2$ , то і амплітуди вібраційного навантаження  $\Delta_{роз} \neq \Delta_{ст}$ . Проаналізуємо вплив нелінійності пружних характеристик цих підсистем при однаковому попередньому натязі та робочій силі, яка відповідає  $F_p$ . Під дією  $F_p$  система вала з нелінійною пружною характеристикою скоротиться на  $\Delta y$ , а з лінійною — на  $\Delta y'$ , причому  $\Delta y' > \Delta y$  (див. рис. 1). З’єднуємо точку А, яка відповідає попередньому натягу з початком координат О, тоді отримуємо лінійний аналог пружної характеристики системи вала (пряма 1’ на рис. 1). Цю ж точку А з’єднуємо з точкою перетину нелінійної пружної характеристики системи корпусу 2 з віссю деформації  $y$ , тоді отримуємо відповідний аналог пружної характеристики системи корпусу (пряма 2’).

Суттєвою умовою правильної роботи стяжних з’єднань є постійна наявність залишку натягу ( $F_{ст} > 0$ ) при робочій силі  $F_p$ , який попереджує періодичне розкриття стику. Тому при визначенні сили натягу  $F_{зам}$  потрібно виходити безпосередньо з мінімальної сили стиснення стику  $F_{ст}$ , приймаючи її пропорційною максимальній робочій силі

$$F_{ст} = \nu F_p, \quad (3)$$

де  $\nu$  - коефіцієнт затяжки.

Амплітуда пульсації сили розтягу елементів системи вала

$$\Delta_{ороз} = \frac{1}{1 + \frac{C_2}{C_1}}. \quad (4)$$

Амплітуда пульсації сили розтягу елементів системи корпусу

$$\Delta_{ост} = \frac{1}{1 + \frac{C_1}{C_2}}. \quad (5)$$

Коефіцієнти асиметрії циклів, які визначають циклічну міцність елементів системи вала –

$$r_1 = \frac{F_o}{F_o} = \frac{\nu + \frac{1}{1 + \frac{C_1}{C_2}}}{\nu + 1}, \quad (6)$$

корпусу –

$$r_2 = \frac{F_{ocm}}{F_{ozat}} = \frac{\nu}{\nu + \frac{1}{1 + \frac{C_1}{C_2}}}. \quad (7)$$

При проектуванні шпинделей потрібно намагатися отримати по можливості високі значення  $r_1$  та  $r_2$ . Із співвідношень (6) і (7) видно, що максимум  $F_{poz}$  не залежить від  $\frac{C_1}{C_2}$ , але останнє співвідношення впливає на амплітуди пульсації  $\Delta_{ороз}$  і  $\Delta_{ocm}$ , коефіцієнти асиметрії  $r_1$  і  $r_2$ , напруження в елементах системи вала  $\sigma_1$  та корпусу  $\sigma_2$ . Зменшенням  $\frac{C_1}{C_2}$  (пружні елементи системи вала, жорсткі елементи системи корпусу) зменшуються  $\Delta_{ороз}$ ,  $r_2$ ,  $\sigma_2$  і збільшуються  $\Delta_{ocm}$ ,  $r_1$ ,  $\sigma_1$ ,  $F_{зост}$ . Зі збільшенням  $\frac{C_1}{C_2}$  (жорсткі елементи системи вала, пружні елементи системи корпусу) зменшуються  $\Delta_{ocm}$ ,  $r_1$ ,  $\sigma_1$ ,  $F_{зост}$  і зростають  $\Delta_{ороз}$ ,  $r_2$ ,  $\sigma_2$ .

Більш доцільно збільшувати  $C_2$ , при якому напруження в елементах системи вала не змінюються, а напруження в елементах системи корпусу зменшуються. Для шпинделя можна використати апробовані на практиці рекомендації для стяжних різьбових з'єднань [4]. Однак  $C_1$  і  $C_2$  потрібно призначати такими, щоби вони відповідали максимальним амплітудним значенням вібраційного навантаження, яке очікується за самої найгіршої вібраційної ситуації

при проходженні свердловини. Значення  $r_1 > 0,6$  і  $r_2 > 0,6$  практично повністю усувають вплив пульсації на циклічну міцність. Вибір ж їх значень більш ніж  $0,7 \div 0,8$  не має сенсу, оскільки не впливає на циклічну міцність.

### Висновок

На підставі даного аналізу при проектуванні вібраційно-навантажених шпинделей вибійних двигунів можна рекомендувати таке:

1. Співвідношення  $\frac{C_1}{C_2}$  доцільно вибирати

в межах  $0,5 \div 1,0$  для максимального амплітудного значення вібраційного навантаження, яке очікується при найгірших умовах буріння. Оптимальними можна вважати співвідношення  $\frac{C_1}{C_2} \approx 1,0$ , при якому досягаються рівновисокі значення  $r_1$  і  $r_2$  при найменших коефіцієнтах попереднього натягу  $\nu$ , напруженнях, габаритах і масі елементів.

2. Коефіцієнт попереднього натягу  $\nu$  слід вибирати з врахуванням характеру нелінійностей обох систем так, щоб при даній величині співвідношення  $\frac{C_1}{C_2}$  значення  $r_1$  і  $r_2$  були не нижче  $0,6$ .

### Література

1. Коцкулич Я.С., Кочкодан Я.М. Буріння нафтових і газових свердловин. – Коломия: Вік, 1999.
2. Иоанесян Ю.Р., Кузин Б.В., Малышев Д.Г. Турбобуры с подшипниками кочения. – М.: Недра, 1971.
3. Воробйов В.М. Удосконалення опори шпинделя вибійного двигуна та покращання умов її роботи: Дис...канд. техн. наук. – Івано-Франківськ, 2002.
4. Орлов П.И. Основы конструирования. – Кн. 1. – М.: Машиностроение, 1977. – С. 431-435.