

**М.Л. Білявський**

канд. техн. наук

**О.Р. Флюнт**

ПАТ «Укртрансгаз»

## Підвищення надійності роботи обертових машин нафтогазової промисловості

УДК 629.424.1

*У статті запропоновано два способи підвищення надійності роботи обертових машин нафтогазової промисловості за рахунок використання підшипників ковзання, які дають змогу рівномірно розподілити тиск мастильної рідини по поверхні вала.*

*В статье предложены два способа повышения надежности работы вращающихся машин нефтегазовой промышленности за счет использования подшипников скольжения, которые позволят равномерно распределить давление смазывающей жидкости по поверхности вала.*

*The paper proposes two ways to improve the reliability of rotating machinery of oil and gas industry through the use of rolling bearings that allow evenly distribute the pressure of lubricating fluid to the surface of the shaft.*

У нафтогазовій галузі часто використовують машини та устаткування, до конструкційного складу яких входять вузли підшипникового типу. Відмови підшипникових вузлів найчастіше обумовлені нерівномірним розподіленням навантаження по довжині контакту обертаючого тіла з підшипниковим вузлом. Це у свою чергу призводить до перегрівання, заклинювання та втрати працездатності машин або устаткування.

У зв'язку з цим до довговічності та компактності підшипників, які використовують у нафтогазовій промисловості, висувають досить суворі вимоги.

Зазначену проблему можна вирішити шляхом створення нових прогресивних схем роботи підшипникових вузлів.

У нафтогазовій галузі здебільшого застосовують класичні підшипники ковзання, які набули широкого вжитку в газоперекачувальному обладнанні, насосах та буровому устаткуванні.

Такі підшипники ковзання складаються з вала та верхнього і нижнього вкладишів, у яких передбачено порожнину з отворами для подачі мастильної рідини [1].

Однак у такого типу підшипниках не забезпечується рівномірного розподілення тиску мастильної рідини по поверхні вала.

Тому автором запропоновано два способи розв'язання вищеописаної проблеми.

### Гідростатичний підшипник ковзання

В основу гідростатичного підшипника ковзання покладено використання як мастильної рідини гідропласта та розміщення порожнини з отвором для подачі мастильної рідини у верхньому вкладиші.

У розробленому гідростатичному підшипнику ковзання, який із класичними аналогами має спільні ознаки – вал, корпус, верхній і нижній вкладиші, передбачено порожнину з отворами для подачі мастильної

рідини. Передбачено додатково розмістити у верхньому вкладиші порожнину й отвір для подачі мастильної рідини та два гвинти для закривання отворів, причому як мастильну рідину використовують гідропласт (у мас. %) поліхлорвінілову смолу марки М (20...10), дибутилфталат (59...88), стеарат кальцію (0,5...1), вакуумне масло (20,5...1), а отвори в корпусі та у верхньому і нижньому вкладишах мають внутрішню різьбу.

Вплив поєднання порожнини з отвором у верхньому вкладиші із застосуванням гідропласта як мастильної рідини для одержання зазначеного технічного результату полягає в тому, що забезпечується рівномірний доступ мастильної рідини по всій поверхні вала, а використання гідропласта, як відомо з [2], ґрунтується на засадах третього закону Паскаля, згідно з яким тиск на рідину, розміщену в замкнутому сосуді, передається одночасно в усі сторони з однаковою силою.

Гідростатичний підшипник ковзання (рис. 1) до роботи готують так: перед заливанням гідропласта 6 гідростатичний підшипник ковзання встановлюють на вал 1 і підігрівають до температури 120–160 °С. Після цього мастильну рідину, гідропласт 6, нагнітають через отвір 4; спочатку вона потрапляє у верхній вкладиш підшипника з порожниною і отвором для подачі мастильної рідини 2 та переходить до нижнього вкладиша підшипника з порожниною і отвором для подачі мастильної рідини 3, одночасно гідропластом 6 заповнюється простір між валом 9 та поверхнею вкладишів 2 і 3, при цьому через отвір 4 забезпечується звільнення від повітря порожнин верхнього та нижнього вкладишів 2 і 3. Якщо порожнини верхнього та нижнього вкладишів 2 і 3 повністю заповнені гідропластом 6, то отвори 4 і 5 закривають гвинтами 7 та 8.

Гідростатичний підшипник ковзання працює у такий спосіб. Вал 9 обертається, створюючи зусилля, які



3 магнітними силами притискається до поверхні вала 6, заповнюючи увесь простір між магнітами 7 та валом 6.

Математичну модель роботи машини, встановленої на двох підшипниках ковзання за рекомендаціями, наведеними в [5], може бути представлено так:

$$\begin{cases} M\ddot{h}_1 = P_z - \frac{p_0 - p}{2}(lB + bl) - \mu\dot{h}_1 \left( \frac{1}{4h} + \frac{1}{4h} \left[ \frac{l \times (B-b)^3}{4h} + \frac{b \times (L-l)^3}{4h} \right] \right) \\ Q_H = \frac{p_1 \times h_1^3}{3\mu} \times \left( \frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l} \right) + \frac{V_{\text{пр1}}}{E_M} \dot{p}_1 + \dot{h}_1 (Bl + bl - 2bl), \\ Q_H = \frac{p_0 \times h_0^3}{3\mu} \times \left( \frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l} \right) + \frac{V_{\text{про}}}{E_M} \dot{p}_0 + \dot{h}_0 (Bl + bl - 2bl), \\ h = h_\Sigma - h_1, \end{cases} \quad (1)$$

де  $M$  – приведена маса шпindelного вузла;  $h_0$  та  $h_1$  – зазори в лівому та правому підшипниковому вузлах;  $p_0$  і  $p_1$  – тиск рідини в лівому та правому підшипниковому вузлах;  $P_z$  – зовнішнє навантаження;  $B, l$  – ширина та довжина підшипникових опор;  $b, l$  – ширина та довжина гідравлічного кармана опори;  $\mu$  – динамічна в'язкість рідини;  $V_{\text{пр}}$  – приведений об'єм кармана підшипникового вузла;  $E_M$  – модуль об'ємної стисливості рідини;  $h_\Sigma = h_0 + h_1$  – сумарний діаметральний зазор у системі «вал–підшипникові вузли».

Для спрощення аналізу проводять лінеаризацію нелінійних рівнянь (1) розкладанням у ряд Тейлора. Далі зручно зробити перетворення лінеаризованої системи за Лапласом, переходячи до операторної форми запису рівнянь і вводячи позначення коефіцієнтів і постійних часу.

У результаті отримуємо математичну модель:

$$\begin{cases} k_1(T_1 S + 1) \cdot S \cdot \Delta h_1 = \Delta P_z + k_{21} \Delta p_1 - k_{20} \Delta p_0, \\ -k_{41}(T_{31} S + 1) \Delta h_1 = k_{31}(T_{21} S + 1) \Delta p_1, \\ -k_{40}(T_{30} S + 1) \Delta h_0 = k_{30}(T_{20} S + 1) \Delta p_0, \\ \Delta h_1 = -\Delta h_0, \end{cases} \quad (2)$$

де  $k_i$  та  $T_i$  – коефіцієнти та постійні часу;  $S$  – оператор диференціювання.

Структурні схеми функціонування підшипникових вузлів ковзання, які відповідають системі рівнянь (2), приведено на рис. 3.

Отже, у статті запропоновано два способи функціонування підшипників ковзання, які дають можливість підвищити надійність роботи обертових машин нафтогазової промисловості за рахунок рівномірного розподілення тиску мастильної рідини по поверхні вала.

Розроблені математичні моделі для розрахунку динамічних характеристик підшипників ковзання допомогли з'ясувати (рис. 4), що в розроблених підшипниках ковзання градієнт зміни величини відносного зміщення центра мас залежно від кута повороту вала відхиляється в діапазоні 5...8 мкм, що свідчить про рівномірність розподілення мастильної рідини по поверхні вала.

У разі застосування магнітного підшипника ковзання (див. рис. 2) рівень зміщень центра мас менший

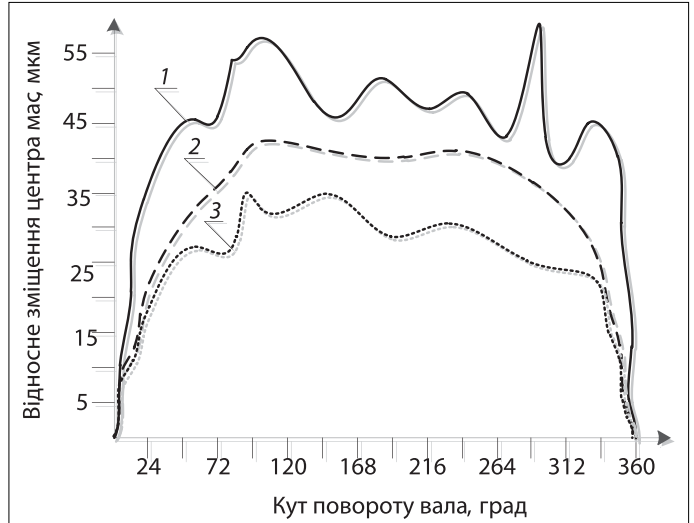


Рис. 4. Результати математичного моделювання відносного зміщення центра мас підшипника від кута повороту вала за частоти обертання 1000 об/хв та навантаження 1500 Н: 1 – традиційний підшипник ковзання з мастильною рідиною; 2 – розроблений гідростатичний підшипник ковзання, мастильна рідина–гідропласт; 3 – розроблений магнітний підшипник ковзання, мастильна рідина–магнітне мастило

за показники гідростатичного підшипника ковзання, що пов'язано з більш активною дією магнітного поля на магнітне мастило.

За результатами проведених досліджень створено робочий макет підшипників ковзання та зареєстровано два патенти на корисну модель.

Завдання оптимізації конструктивних та технологічних параметрів розроблених підшипникових вузлів можна вирішити шляхом розробки імітаційної моделі на основі отриманих математичних моделей.

У подальших планах – провести експериментальні дослідження ефективності роботи таких конструкцій підшипників із метою розробки практичних рекомендацій щодо їх запровадження у виробничому процесі.

#### Список літератури

1. Риппел Т.М. Проектирование гидростатических подшипников. – М.: Машиностроение, 1967. – 135 с.
2. Декларацийний патент на винахід № 43109 України. Гідростатичний підшипник ковзання / Ф.П. Сніговський, А.М. Сербін, Ю.Г. Тендітний; заявник та власник – Український державний морський технічний університет імені адм. Макарова. – № 2001021197; заяв. 20.02.2001; опубл. 15.11.2001, Бюл. № 10.
3. Владимиров В.М. Изготовление штампов, пресс-форм и приспособлений / В.М. Владимиров. – М.: Высшая школа, 1974. – 431 с.
4. Болотов А.Н. Триботехника подшипниковых опор и направляющих скольжения с магнитной разгрузкой: монография / А.Н. Болотов, В.Л. Хренов. – Тверь: ТГТУ, 1996. – 60 с.
5. Прокопенко В.А. Исследование возможностей применения схемы управления «насос–карман» в гидростатическом подшипнике / В.А. Прокопенко, Е.А. Черепова // Мат. Всероссийск. межвузовской науч.-техн. конф. – С-Пб: СПбГПУ, 2007. – Ч. III. – 172 с.