

ОЦІНКА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТІЛ КОЧЕННЯ ОПОР ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ ЗА КІНЕМАТИЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Р.С.Яким

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15., тел. (03422) 43024

e-mail: public@nung.edu.ua

Установлены основные кинематические элементы движения тел качения опоры шарошечных буровых долот. Создана теоретическая база, которая дает возможность осуществить оценку работоспособности рядов опоры долот.

The main kinematic elements of movement of three-cone rock bits bearing rolling parts are fixed. The theoretical base, which gives an opportunity to appraise the efficiency of rock bit bearing rows.

Конструкція тришарошкових доліт є результатом тривалого вдосконалення та вивчення практики їх відпрацювання. Якість і тип долота, що визначають його ефективність, залежить від низки конструктивних параметрів [1]. Основною проблемою під час проектування долота є надзвичайно обмежений об'єм, в якому необхідно розмістити всі механізми. Правила конструювання опор шарошкових доліт з опорою ролик-кулька-ролик (РКР) можуть бути виражені таким чином: радіальні навантаження повинні сприйматися тільки радіальними підшипниками, кульковий (замковий) підшипник повинен сприймати в період припрацювання долота тільки осьові навантаження. Основна функція кулькового (замкового) підшипника – сприйняття зворотного осьового навантаження, що відтискає шарошку від стінки свердловини, та обмеження осьового переміщення шарошки по цапфі лапи. Отже, встановлення основних кінематичних елементів руху тіл кочення опори шарошкових доліт з метою створення теоретичної бази для знаходження резерву підвищення їх довговічності є актуальним.

Вивченню кінематики шарошкових бурових доліт присвячено роботи [2–4] та ін. Автори приділили максимум уваги кінематиці ковзання шарошок по вибою, а також основним умовам, що визначають ефективність конструкцій шарошкових доліт. Проте поза увагою залишилися питання кінематики елементів рядів опори, які пропонується розглядати відповідно до рекомендацій розрахунку підшипників кочення [5]. Однак за таких умов кінематична оцінка працездатності рядів опори доліт буде неточною.

Для розв'язання даної проблеми слід встановити основні кінематичні елементи руху тіл кочення опори шарошкових доліт.

Гіпотезою дослідження є твердження про те, що вивчення кінематики елементів рядів опори дасть можливість створити теоретичну базу для оцінки працездатності бурового долота.

Під час буріння шарошки, перекочуючись з одного зубка на інший, спричинюють рух роликів і кульок рядів опори. Останні, перекочуючись по бігових доріжках, здійснюють обертово-поступальний рух навколо осі цапфи і долота. Для встановлення рівнянь руху роликів і

кульок опори навколо осі цапфи за нормальної умови роботи долота на вибої введемо системи координат $Oxyz$ і $O'x'y'z'$, пов'язані відповідно з тілом цапфи і елемента, що розглядається (рис. 1).

Направляючи осі Oz і $O'z'$ паралельно до осі цапфи і розташовуючи початок координат в центрі перерізу тіла обертання (ролика чи кульки) і бігової доріжки цапфи, прийемо, що площини Oxy і $O'x'y'$ співпадають.

Якщо при цьому позначити орти осей системи $Oxyz$ і $O'x'y'z'$ відповідно i, j, k і i', j', k' , то радіус-вектор довільної точки тіла кочення буде

$$\bar{r} = \bar{r}_0 + \bar{r}' =$$

$$= ix_0 + jy_0 + kz_0 + i'x' + j'y' + k'z',$$

де: \bar{r}_0, x_0, y_0, z_0 – початковий радіус-вектор та координати рухомої осі $O'x'y'z'$ в системі $Oxyz$;

\bar{r}', x', y', z' – радіус-вектор та координати розглядуваної точки в системі $O'x'y'z'$.

Проектуючи векторну рівність на осі $Oxyz$, отримаємо рівняння руху розглядуваної точки тіла

$$\begin{cases} x = x_0 + x' \cos(i \wedge i') + y' \cos(j \wedge i') + z' \cos(k \wedge i'), \\ y = y_0 + x' \cos(i \wedge j') + y' \cos(j \wedge j') + z' \cos(k \wedge j'), \\ z = z_0 + x' \cos(i \wedge k') + y' \cos(j \wedge k') + z' \cos(k \wedge k'). \end{cases} \quad (1)$$

Тут косинуси кутів ортів будуть мати вигляд

$$\begin{aligned} \cos(i \wedge i') &= \cos \omega_z t; \\ \cos(j \wedge i') &= \sin \omega_z t; \\ \cos(k \wedge i') &= 0; \\ \cos(i \wedge j') &= -\sin \omega_z t; \\ \cos(j \wedge j') &= \cos \omega_z t; \\ \cos(k \wedge j') &= 0; \\ \cos(i \wedge k') &= 0; \\ \cos(j \wedge k') &= 0; \\ \cos(k \wedge k') &= 1, \end{aligned} \quad (2)$$

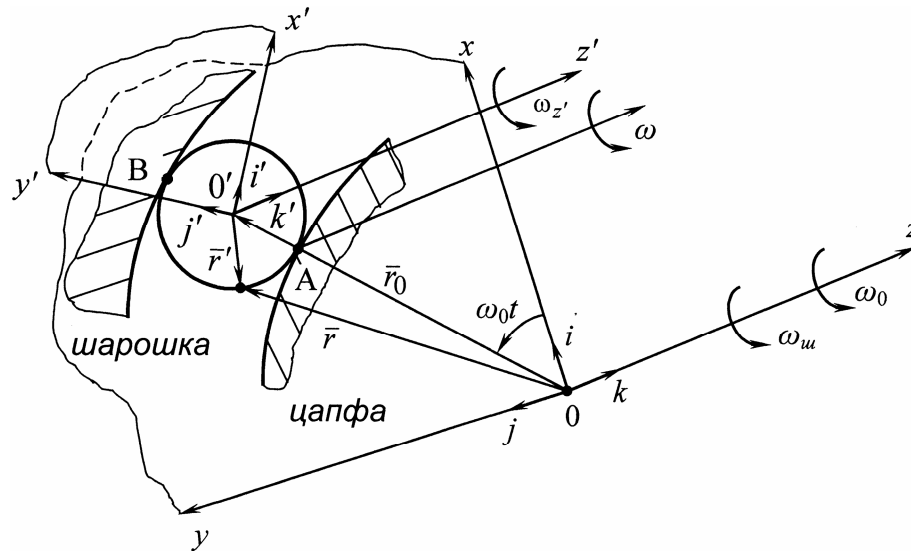


Рисунок 1 – Схема для визначення параметрів кочення елементів обертання опори долота

де $\omega_{z'}$ – кутова швидкість обертання тіла кочення навколо власної осі ($0'z'$)

Координати полюса системи $0'x'y'z'$ рівні

$$\begin{cases} x_0 = (r_0 + r_u) \cos \omega_0 t, \\ y_0 = (r_0 + r_u) \sin \omega_0 t, \\ z_0 = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де: r_u і r_0 – радіуси цапфи і тіла кочення;

ω_0 – кутова швидкість обертання тіла кочення навколо осі цапфи ($0z$).

Підставляючи значення (2) і (3) в (1), отримуємо:

$$\begin{cases} x = (r_0 + r_u) \cos \omega_0 t + x' \cos \omega_{z'} t + y' \sin \omega_{z'} t, \\ y = (r_0 + r_u) \sin \omega_0 t - x' \sin \omega_{z'} t + y' \cos \omega_{z'} t, \\ z = z'. \end{cases} \quad (4)$$

Якщо під час обертання долота площина $0'x'y'$ не ковзає по площині $0xy$, то швидкість точки В тіла кочення буде рівна швидкості бігової доріжки шарошки навколо осі цапфи, а швидкість точки А буде розташовуватися на миттєвій осі обертання тіла кочення. Тому

$$v_B = (2r_0 + r_u) \omega_{ш} = 2r_0 \omega.$$

Звідси

$$\omega = \frac{2r_0 + r_u}{2r_0} \omega_{ш}, \quad (5)$$

де: $\omega_{ш}$ – кутова швидкість обертання шарошки навколо осі цапфи;

ω – миттєва кутова швидкість обертання тіла кочення

Враховуючи, що швидкість початку координат системи дорівнює

$$v = \sqrt{\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2} = \omega(r_0 + r_u) \quad (6)$$

або

$$v = r_0 \omega = \frac{2r_0 + r_u}{2} \omega_{ш}, \quad (7)$$

можна встановити кутову швидкість обертання тіла кочення навколо цапфи $0z$:

$$\omega_0 = \frac{2r_0 + r_u}{2(r_0 + r_u)} \omega_{ш}. \quad (8)$$

Між кутовими швидкостями обертання шарошки $\omega_{ш}$ і долота ω_0 існує співвідношення

$$\omega_{ш} = k \omega_0$$

де k – передавальне відношення гладкої конічної шарошки, тобто

$$k = \frac{\sin(\alpha + \theta)}{\sin \alpha},$$

де α – половина кута конусності шарошки; θ – кут між осями шарошки і долота.

Тоді вирази (5) і (8) матимуть вигляд:

$$\omega = k \omega_0 \frac{2r_0 + r_u}{2r_0}, \quad (9)$$

$$\omega_0 = k \omega_0 \frac{2r_0 + r_u}{2(r_0 + r_u)} \omega_{ш}. \quad (10)$$

Таким самим способом визначимо кутову швидкість обертання тіла кочення навколо власної осі $0'z'$

$$\omega = k \omega_0 \frac{2r_0 + r_u}{2(r_0 + r_u)}. \quad (11)$$

Передавальне число тіла кочення k_0

$$k_0 = \frac{\omega_0}{\omega_0} = k \frac{2r_0 + r_u}{2(r_0 + r_u)}. \quad (12)$$

Коефіцієнт k_0 вказує: якщо долото здійснює n обертів, то довільне тіло кочення за розглянутих умов здійснює $k_0 n$ обертів навколо осі цапфи.

Під час руху кульки (за виключенням точок, розташованих в площині $0'x'y'$) всі точки дотикання її до поверхні бігових доріжок цапфи і шарошки будуть ковзати по їх поверхнях.

Таке ковзання у ролика буде здійснюватися по його основах.

Як свідчить практика відпрацювання шарошкових доліт з опорою РКР, замковий кульковий підшипник зазнає значного зношування на стадії припрацювання. У процесі роботи контакт кульок в навантаженій зоні відбувається по боковій стороні канавки, що прилягає до роликової доріжки. Це зумовлює зношування цапфи як в радіальному, так і в осьовому напрямках (рис. 2). У результаті зношування цапфи в осьовому напрямку є більшим за зношування в радіальному напрямку. У свою чергу, це призводить до руйнування буртика, як це наведено в [6].



Рисунок 2 – Характер зношування цапфи долота в навантаженій зоні

Зношування роликів по торцю розвивається досить інтенсивно, прискорюючись пластичною деформацією [7]. Це призводить до заокруглення основ роликів (рис. 3). Зношування по торцю ролика може становити 2-2,5 мм, що, в свою чергу, суттєво знижує довговічність роликів рядів опори.



Рисунок 3 – Розколювання, зношування тіл кочення секції відпрацьованого долота

Швидкість тертя-ковзання тіл кочення по бігових доріжках цапфи за довільного перерізу i буде

$$v_{TP}^u = \omega b_i = k\omega_\delta b_i \frac{2r_0 + r_u}{2r_0}, \quad (13)$$

де b_i – відстань від осі миттєвої кутової швидкості обертання до розглядуваного перерізу ($0 \leq b_i \leq r_0$).

Швидкість тертя ковзання тіл кочення на біговій доріжці шарошки буде

$$v_{TP}^u = v_{ui} - v_{0i} = k\omega_\delta(2r_0 + r_u - a) - k\omega_\delta(2r_0 - a_i) - \frac{2r_0 + r_u}{2r_0},$$

або

$$v_{TP}^u = k\omega_{TP} \frac{r_u}{2r_0} a_i, \quad (14)$$

де a_i – відстань від нормальної площини, що проведена через точку В до розглядуваного перерізу.

На рис. 4 зображено характер розподілу швидкості тертя-ковзання тіла кочення на бігових доріжках цапфи і шарошки.

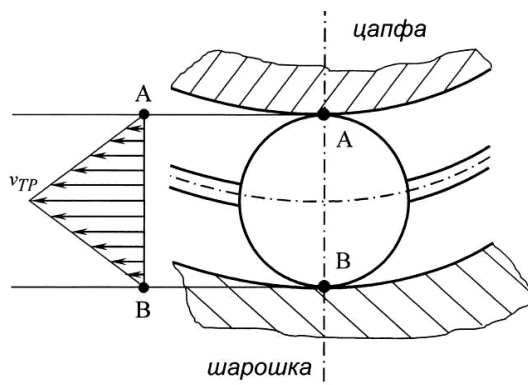


Рисунок 4 – Характер розподілу швидкості тертя-ковзання кульок по буртиках бігових доріжок кулькового замкового ряду опори

Час одиничного періоду обертання тіла кочення навколо осі цапфи

$$t_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$$

або

$$t_0 = \frac{2\pi}{k_0\omega_\delta}$$

Враховуючи, що

$$\omega_\delta = \frac{\pi n}{30},$$

отримаємо

$$t_0 = \frac{120(r_0 + r_u)}{n(2r_0 + r_u)k}, \quad (15)$$

де n – частота обертання долота.

Таким чином, отримані вирази (12), (13), (14), (15) є основними кінематичними елементами руху тіл кочення опори шарошkových доліт. Вони дають можливість здійснювати оцінку працездатності рядів опори доліт, що є актуальним при сучасному проектуванні шарошkových бурових доліт.

Надалі актуальним питанням є дослідження процесу навантаження контактних поверхонь опор шарошkových доліт.

Література

- 1 Международная инженерная энциклопедия. Серия: Нефтегазовая техника и технология: Международный транслятор-справочник. Буровой породоразрушающий инструмент. – Т. 1: Шарошечные долота / Под науч. ред. Кершенбаума В.Я., Торгашова А.В., Мессера А.Г. – М.: Нефть и газ, 2003. – 257 с.
- 2 Мокшин А.С., Владиславлев Ю.Е., Комм Э.Л. Шарошечные долота. – М.: Недра, 1971. – 216 с.
- 3 Шамансуров И.И., Стеглянов Б.Л. Кинематика шарошечных долот. – Ташкент: Фан УзССР, 1977. – 103 с.
- 4 Долгушин В.В. Исследование влияния конструктивных параметров на нагруженность и работоспособность элементов шарошечного долота: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.02 / Ленинградский политехнический институт. – Л., 1980. – 17 с.
- 5 Подшипники качения: Справочник. / Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.
- 6 Яким Р.С. Вплив експлуатаційних параметрів навантаження в замковому підшипнику тришарошкового бурового долота на його довговічність // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2007. – №1 (15). – С.67-72.
- 7 Яким Р.С. Вплив експлуатаційних параметрів навантаження в роликівому підшипнику тришарошкового бурового долота на його роботу // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 1 (22). – С.38-43.