

Машина нафтової та газової промисловості

УДК 622.673.3

DOI: 10.31471/2304-7399-2019-1(53)-132-141

КОМПЛЕКСНИЙ СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ ОБОДІВ ШКІВІВ БУРОВИХ УСТАНОВОК

Ю. Л. Гаврилів, Л. Д. Пітулей, С. Ю. Гаврилів, О. В. Ступар

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;

76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;

тел. (03422) 42264, 42453; e-mail: public@nung.edu.ua

Запропоновано комплексний спосіб відновлення зношених ободів шківів без їх демонтажу, який поєднує наплавку, профілювання і установку в спрофільований обод рухомої футеровки. Розроблено конструкцію голкофрезерного пристрою. Побудовано математичну модель залежності різальної здатності голкофрези від швидкості різання. Проведено перевірку адекватності моделі експериментальним даним. Виведено формулу продуктивності голкофрезерного пристрою. Дано рекомендації щодо конструювання профілю різальної частини голкофрези. Запропоновано конструкцію рухомої футеровки, виконану з окремих футеровочних елементів на пружних гнучких ланках. Запропоновано конструкцію на-тяжнього пристрою для компенсації видовження гнучких ланок.

Ключові слова: голкофреза, обод шківа, бурова установка, рухома футеровка, гнучка ланка

Експлуатація канатних систем у важких умовах роботи є причиною значного зношування ободів шківів (ОШ), в той час як інші елементи підіймальної установки перебувають в працездатному стані. Зношування ОШ відбувається нерівномірно в радіальному і боковому напрямках, що впливає на радіальне і бокове биття вантажопідіймального каната. Враховуючи те, що допустима величина зношування, величини радіального і бокового биття ОШ суворо регламентовані [2, 3], а монтажні роботи при їх заміні вимагають значних витрат, довговічність шківів підвищують шляхом відновлення їх ободів безпосередньо на підшківній площині, наприклад, електродуговим наплавленням. Очевидно, після наплавлення поверхня ОШ є нерівномірною, що підвищує швидкість зношування каната. Тому проблема підвищення довговічності жолоба шківа залишається актуальною.

Комплексний спосіб відновлення ободів шківів без їх демонтажу передбачає наплавлення і профілювання жолоба шківів з наступною установкою рухомої футеровки на пружних гнучких ланках.

Для профілювання ободів шківів бурових установок (ОШБУ) розроблено конструкцію голкофрезерного пристрою, схему якого подано на рис. 1. Пристрій складається з рами 1, на якій змонтовано підпружинену до обода шківів (ОШ) 2 вилку 3 з голокофрезою (ГФ) 4, електродвигуна 5, редуктора 6, карданного вала 7, рами 8, гвинта 9.

Вилка призначена для компенсації радіального та торцевого биття ОШ, а також для зміщення ГФ відносно ОШ. Радіальна подача ГФ відносно вилки здійснюється гвинтом 9.

Принцип дії пристрою полягає в наступному. Включають електродвигун. За допомогою гвинта подають ГФ до ОШ. Включають підіймальну машину та повільно обертають шків за допомогою каната, поступово притискаючи ГФ до ОШ.

Голкофреза складається зі щільно зібраних, розташованих радіально відрізків високоміцного сталевого дроту. При контакті з оброблюваною поверхнею голки відхиляються у бік, протилежний до напрямку обертання голкофрези, і впираються в сусідні голки. У цьому полягає відмінність голкофрез від відомих металевих щіток. Завдяки упору в сусідні голки деформація голок менша, а сила і глибина різання у багато разів перевищують відповідні величини для щіток. Голка утворює тут мікрорізець з невеликим негативним переднім кутом і знімає з поверхні металу дрібну стружку. Діаметр голок зазвичай складає 0,2–0,8 мм. Залежно від конкретних умов обробки застосовують голкофрези діаметром 80–600 мм, шириною 10–1000 мм. Голки закріплюють в корпусі фрези зварюванням по внутрішньому діаметру. В процесі обробки голки самогострюються, особливо при періодичній зміні напрямку обертання. Важливою перевагою голкофрез є їх високий термін служби – до 500 і навіть 2000 год. При цьому експлуатаційні характеристики, зокрема знімання металу і шорсткість обробленої поверхні, залишаються незмінними протягом всього періоду стійкості.

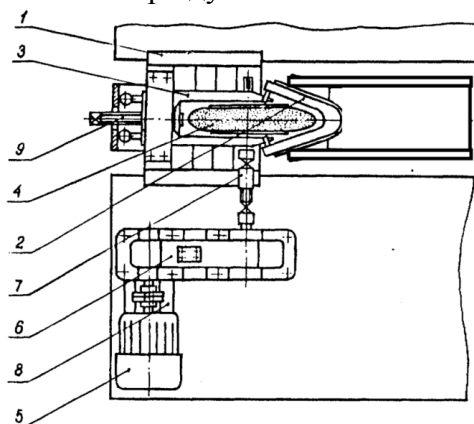


Рис. 1. Пристрій для профілювання ОШБУ

ГФ, які виготовляються серійно та мають циліндричну ворсову обойму, є непридатними для профілювання ОШ. Тому виникла потреба у розробленні спеціальної трисекційної ГФ, профіль різальної кромки якої відповідає профілю ОШБУ. Продуктивність ГФ залежить від конкретних умов роботи і визначається дослідним шляхом.

Оскільки ділянки контура ворсової обойми трисекційної профільної ГФ, на відміну від ГФ з циліндричною ворсовою обоймою, мають різні радіуси обертання (рис. 2), різальна здатність ГФ вздовж контура ворсової обойми є змінною.

Тому голкофрезерний пристрій проектувався таким чином, щоб ділянки ворсової обойми ГФ з мінімальним радіусом обробляли жолоб шківа з мінімальною швидкістю різання $v_{min} = 0,8$ м/с.

Як правило, для ГФ значення подачі приймаються в залежності від глибини різання, керуючись умовою постійності обертання величини знятого шару металу при заданій швидкості різання [1], тобто

$$Q = B \cdot s \cdot t = const, \quad (1)$$

де: B – ширина різальної частини ГФ; s – подача ГФ; t – глибина різання. З іншого боку [2],

$$Q = F \{v_p\},$$

де v_p – швидкість різання.

Дослідивши залежність значення St від швидкості різання v_p та вивірявши швидкість окремих ділянок ворсової обойми через ширину ГФ, продуктивність трисекційної ГФ можна подати як

$$Q = \int_0^B [St\{B\}] dB. \quad (2)$$

Дослідження різальної здатності серійно виготовленої ГФ зі сталі 45 радіусом 0,3 м у залежності від швидкості різання проведено на горизонтально-фрезерному верстаті 6М83Ш та верстаті фірми “HECKERT”.

Задаючись значеннями подовжньої подачі стола верстата та кількості обертів шпинделя, визначено швидкість різання v_p . Глибина різання вимірювалась мікрометром індикаторного типу. В результаті визначено значення st для ряду подач і середнє значення st для даної швидкості різання v_p . Результати обчислень зведено в табл. 1 та подано на рис. 3.

Залежність різальної здатності ГФ від швидкості різання представлено лінійною моделлю:

$$st = k_0 + k_1 \cdot v_p, \quad (3)$$

де k_0 і k_1 – коефіцієнти, що визначаються так:

$$k_0 = \left[\sum_{i=1}^n (st)_i \sum_{i=1}^n (st)_i v_{pi} \right] \times \left[N \sum_{i=1}^n v_{pi}^2 - \left(\sum_{i=1}^n v_{pi} \right)^2 \right]^{-1}; \quad (4)$$

$$k_1 = \left[N \sum_{i=1}^n (st)_i v_{pi} - \sum_{i=1}^n (st)_i \sum_{i=1}^n v_{pi} \right] \times \left[N \sum_{i=1}^n v_{pi}^2 - \left(\sum_{i=1}^n v_{pi} \right)^2 \right]^{-1}. \quad (5)$$

Для визначення величин, які входять до формули (4) і (5), складено табл. 2.

Отже, визначено коефіцієнти регресії $k_0 = 0,019 \text{ мм}^2 / \text{с}$, $k_1 = 4,849 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$, за якими складене рівняння регресії

$$st = 0,019 + 4,849 \cdot 10^{-3} \cdot v_{\delta} \tag{6}$$

Проведено перевірку адекватності моделі експериментальним даним за критерієм Фішера F:

$$F = s_2^2 \{st\} / s_1^2 \{st\}, \tag{7}$$

де $s_2^2 \{st\}$ – дисперсія адекватності; $s_1^2 \{st\}$ – дисперсія відновлення.

Дисперсія адекватності має вигляд:

$$s_2^2 \{st\} = \sum_{i=1}^n [(st)_1 - (st)_{Ri}]^2 / f,$$

де: $(St)_{Ri}$ – розрахункова величина, отримана з рівняння регресії (3); f – кількість ступенів вільності (в даному випадку $f = N - 2 = 3$); m – кількість паралельних дослідів.

Дисперсія відновлення має вигляд:

$$s_1^2 \{st\} = \sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^n (st_i - \bar{st})^2 / (m - 1)N.$$

Таблиця 1. Результати досліджень ріжучої властивості ГФ

S, мм/с		8,333	13,333	\bar{st} , мм/с
$v_{p1} = 879 \text{ мм/с}$	$t_{1, \text{мм}}$	0,515	0,340	4,412
	$st_1, \text{мм/с}$	4,291	4,533	
$v_{p2} = 989 \text{ мм/с}$	$t_{2, \text{мм}}$	0,595	0,360	4,879
	$st_1, \text{мм/с}$	4,958	4,800	
$v_{p3} = 1115 \text{ мм/с}$	$t_{3, \text{мм}}$	0,620	0,400	5,250
	$st_1, \text{мм/с}$	5,166	5,333	
$v_{p4} = 1256 \text{ мм/с}$	$t_{4, \text{мм}}$	0,170	0,430	5,825
	$st_1, \text{мм/с}$	5,913	5,733	
$v_{p5} = 1413 \text{ мм/с}$	$t_{5, \text{мм}}$	0,840	0,545	7,133
	$st_1, \text{мм/с}$	7,001	7,266	

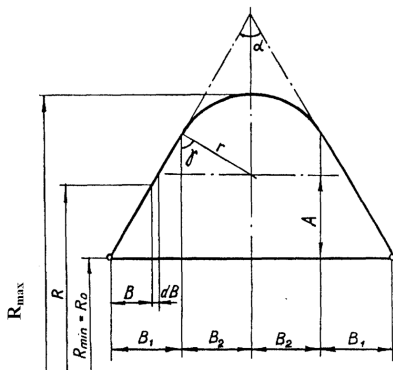


Рис. 2. Схема ворсової обойми голкофрези

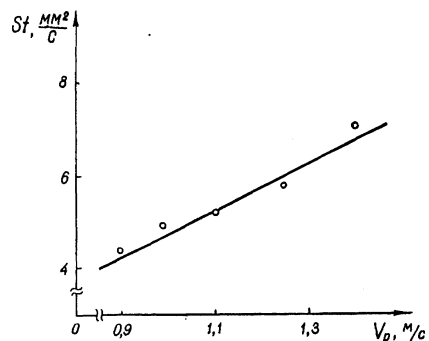


Рис. 3. Залежність ріжучої здатності голкофрези від швидкості різання

Таблиця 2. Дані для обчислення коефіцієнта регресії

№ досліджу	v_p , мм/с	\bar{st} , мм ² /с	v_p^2 , мм ² /с ²	$\bar{st} v_p$
1	849	4,412	722641	3878,15
2	989	4,879	978121	4825,33
3	1115	5,250	124325	5853,75
4	1255	5,825	1575025	7310,38
5	1413	7,133	1996569	10078,9
Сума	5651	27,499	6565581	31946,53

Таблиця 3. Розрахункова таблиця для визначення критерію Фішера

$(st)_1$	$(st)_2$	\bar{st}	$[st - (st)_{1,2}]^2$	$s_1(st)$	$(st)_{Ri}$	$[(st)_i - (st)_{Ri}]^2$
4,291	4,595	4,412	0,0146	0,0292	4,281	0,0172
4,958	4,800	4,879	0,0062	0,0125	4,815	0,0042
5,166	5,33	5,250	0,0070	0,0141	5,426	0,0310
5,916	5,733	5,825	0,0083	0,0166	6,104	0,0788
7,000	7,266	7,133	0,0177	0,0354	6,871	0,0686
Сума	-	-	0,0539	0,1079	-	0,1997

Дані для розрахунку критерію Фішера вказані в табл. 3.

Визначене з формули (7) значення критерію Фішера $F_R = 3,08$ значно менше за табличне значення $F_T = 9$. Отже, отримана модель адекватна експериментальним даним.

При $v_p = 0$ обробки шківів не відбувається, отже коефіцієнт k_0 наближається до нуля.

Для оцінювання значень коефіцієнтів регресії використано критерій Стюдента:

$$t_R \{k_i\} = |k_i| / s \{k_i\}, \quad (8)$$

де $s \{k_i\}$ – показник середньоквадратичного відхилення коефіцієнта регресії;

$$s \{k_1\} = s^2 \{st\} / m \sum_{i=1}^n v_p^2.$$

Дисперсію випадкової величини st визначено за формулою:

$$s^2 \{st\} = (m-1)Ns_1^2 \{st\} + (N-2)s_2^2 \{st\} / (mN-2),$$

де $s \{st\}$ – зведена оцінка дисперсії випадкової величини st за умови лінійного зв'язку.

За формулою (8) отримано розрахункові значення критерію Стюдента $t_R \{k_0\} = 1,23$ та $t_R \{k_1\} = 321,7$. Табличне значення даного критерію $t_T \{k_1\} = 2,306$ (ймовірність $p = 0,95$; кількість ступенів вільності дисперсії – 8).

Оскільки $t_R \{k_1\} \gg t_T$, а $t_R \{k_0\} < t_T$, коефіцієнт k_l є вагомим, а коефіцієнтом k_0 можна знехтувати.

Надійна абсолютна похибка коефіцієнта регресії визначається за формулою:

$$\{k_1\} = s\{k_1\}t_T.$$

В даному випадку $\{k_1\} = 3,51 \cdot 10^{-5}$ мм.

Надійний інтервал коефіцієнта, мм:

$$[4,814 \cdot 10^{-3}; 4,884 \cdot 10^{-3}],$$

тому рівняння (6) отримає вигляд:

$$st = k_1 v_p = 4,849 \cdot 10^{-3} v_p,$$

а рівняння (2)

$$Q = k_1 \int_0^B v_p \{B\} dB.$$

Для бокових поверхонь ГФ отримано:

$$\begin{aligned} 2Q_1 &= 2k_1 \int_0^{B_1} v_p dB = 2k_w \int_0^{B_1} (R_0 + Btg\gamma) dB = \\ &= 2k_w (2R_0 B_1 + B_1^2 tg\gamma). \end{aligned}$$

Для центральної частини ГФ маємо:

$$2Q_2 = 2k_w \int_0^{B_2} [R_0 + A + (r^2 - B^2)^{0,5}] dB = k_w (2B_2 R_0 + 2B_1 B_2 tg\gamma - B_2 r \cos\gamma + r^2 \gamma).$$

Таким чином, продуктивність ГФ визначаємо як

$$Q = k_w \cdot (2R_0 B_1 + B_1^2 tg\gamma + 2B_2 R_0 + 2B_1 B_2 tg\gamma - B_2 r \cos\gamma + r^2 \gamma). \quad (9)$$

Продуктивність голкофрезерного пристрою в процесі обробки ОШБУ, визначена за формулою (9), становить 540 мм³/с.

Голкофрезерування ОШ можна здійснювати протягом однієї або декількох ремонтних змін (наприклад, за 2-3 години у зміні). Швидкість голкофрезерування ОШБУ в радіальному напрямі становить 0,84–1,36 мм/год, що дає змогу розрахувати товщину знятого шару металу за період профілювання ОШБУ.

Голкофрезерування є ефективним способом профілювання ОШБУ. Оптимальні геометричні параметри голкофрези: діаметр – 0,6 м, ширина – 0,11 м. Оптимальні параметри голкофрезерування: мінімальна швидкість різання – 0,8 м/с, подовжня подача – 0,1–0,2 м/с, радіальна подача – 0,02–0,05 мм/об.

Профільований обод шківа може бути захищений від подальшого зношування футеровкою. Рекомендована футеровка називається рухомою, тому що ковзає по жолобу під час обертання шківа.

Пружна гнучка ланка разом з натяжним обладнанням є головними елементами конструкції рухомої футеровки, що з'єднують футеровочні елементи в єдину систему, що дозволяє максимально скоротити втрати часу на монтаж, демонтаж та обслуговування рухомої футеровки. Надійність в експлуатації рухомої футеровки залежить від здатності гнучкої ланки з натяжним обладнанням витримувати екстремальні навантаження, що виникають при аварійному гальмуванні барабану підіймальної машини, особливо при спуску вантажу вниз.

Розрахункову схему для обґрунтування параметрів гнучкої ланки з натяжним обладнанням показано на рис. 4. В момент аварійного гальмування барабану підіймальної машини на рухому футеровку в межах дуги обхвату шківу канатом діє рівномірно розподілене навантаження від підіймального канату і момент інерції шківів, що породжує сили тертя в парах «канат-футеровка» і «шків-футеровка». Встановлено, що оскільки коефіцієнт тертя підіймального канату по рухомій футеровці більший за коефіцієнт тертя останньої по ободу шківів, то в момент аварійного гальмування барабану підіймальної машини має місце ковзання ободу шківів відносно рухомої футеровки.

Футеровочні вставки (ФВ) поза зоною обхвату шківів канатом, контактуючи з ободом шківів, переміщуються вздовж гнучкої ланки. Відокремивши одну із ФВ поза дугою обхвату шківів канатом (див. рис. 1), використаємо для випадку, що розглядається, теорему про зміну кінетичної енергії матеріальної точки:

$$T - T_0 = \sum A_1 \quad (10)$$

де T і T_0 – кінетична енергія ФВ в початковому і кінцевому положеннях; $\sum A_1$ – сума робіт зовнішніх сил, що прикладені до ФВ при переміщенні з початкового положення в кінцеве.

Оскільки в кінцевому положенні ФВ знаходиться в стані спокою, то рівняння (10) приймає такий вигляд:

$$-T_0 = \sum A_1 \quad (11)$$

Запишемо рівняння (11) для k -го ФВ, рахуючи від точки набігання канату на шків (див. рис. 1):

$$-0,5(m\varphi_0^2 R^2) = F_1 \delta_k + G \sin \beta_k \delta_k - F_2 \delta_k - F_k \delta_k + F_{k+1} \delta_k, \quad (12)$$

де F_1 – сила взаємодії k -го ФВ і шківів; δ_k – переміщення k -го ФВ;

$$F_1 = (N_0 - P_{in}^n - G \cos \beta_k) f_1, \quad (13)$$

де N_0 – сила нормального тиску k -го ФВ на обід шківів від попереднього натягу гнучкої ланки

$$N_0 = 2P \sin(\pi / A). \quad (14)$$

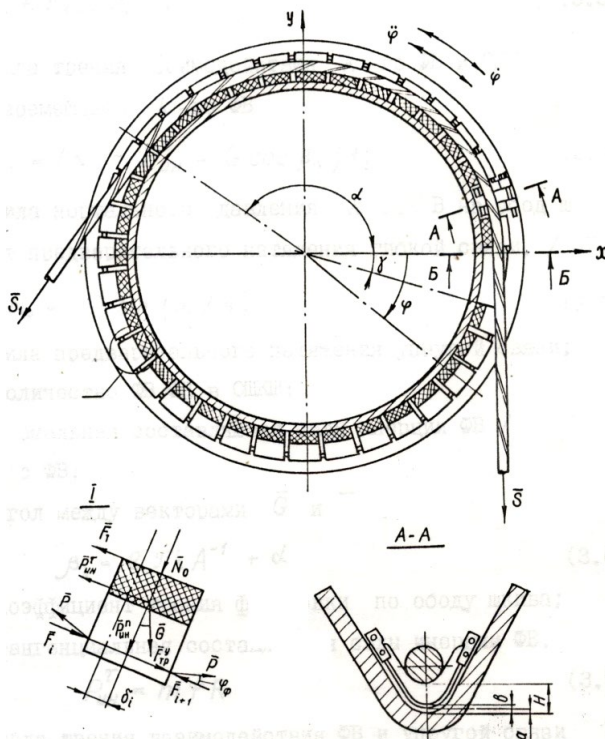


Рис. 4. Схема шків з рухомою футеровкою

В (14) P – сила попереднього натягу гнучкої ланки; A – кількість ФВ в ободі шків; P_{in}^n – нормальна складова сили інерції ФВ; G – вага ФВ; β_k – кут між векторами G і P_{in} ;

$$\beta_k = 2\pi k A^{-1} + \alpha, \tag{15}$$

f_l – коефіцієнт тертя футеровки по ободу шків; P_{in} – тангенціальна складова сили інерції ФВ

$$P_{in}^c = m\varphi'' R, \tag{16}$$

F_2 – сила тертя взаємодії ФВ і гнучкої ланки

$$F_2 = (N_0 + P_{in}^n + G \cos \beta_k) f_l, \tag{17}$$

де f_l – коефіцієнт тертя ФВ по гнучкій ланці; F_k – сила стиску k -го пружного елемента

$$F_k = cX_k, \tag{18}$$

де c – жорсткість гнучкого елемента; X_k – величина стиску k -го гнучкого елемента; F_{k+1} – сила стиску $(k+1)$ -го пружного елемента

$$F_{k+1} = cX_{k+1}. \tag{19}$$

Враховуючи що: $\delta_k = \sum_1^k X_i$ та $X_{n+1} = 0$

запишемо систему рівнянь для n ФВ поза дугою обхвату шківу канатом:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,5m\varphi_0^2 R^2 = -F_1 X_1 - G \sin \beta_k + F_2 X_1 + 0,5cX_1^2 - 0,5cX_1 X_2, \\ 0,5m\varphi_0^2 R^2 = -F_1(X_1 + X_2) - G \sin \beta_k (X_1 + X_2) + F_2(X_1 + X_2) + 0,5c(X_1 + X_2)X_2 - 0,5c(X_1 + X_2)X_3, \\ \dots\dots\dots \\ 0,5m\varphi_0^2 R^2 = -F_1 \sum_1^k X_i - G \sin \beta_k \sum_1^k X_i + F_2 \sum_1^k X_i + 0,5c X_k \sum_1^k X_i - 0,5c X_{k+1} \sum_1^k X_i, \\ \dots\dots\dots \\ 0,5m\varphi_0^2 R^2 = -F_1 \sum_1^n X_i - G \sin \beta_k \sum_1^n X_i + F_2 \sum_1^n X_i + 0,5c X_n \sum_1^n X_i. \end{array} \right.$$

Розв'язавши цю систему рівнянь відносно X_i , знайдемо δ_n , яке не повинно перевищувати деяке значення $\delta_{n \max}$. В іншому випадку ФВ по обидві сторони натяжного пристрою будуть піддані дії великих стиску-ючих сил. Крім того, виникає небезпека притиску скоб натягуючих пристроїв канатом до ободу шківу.

Визначимо максимально допустиме значення $\delta_{n \max}$ з умов недотикання скоб натяжного пристрою до ободу шківу. Допустимо, що ділянка гнучкого зв'язку з натяжним пристроєм між двома частинами ФВ представляє собою хорду АВ кола радіуса R_r . Тоді прогин h гнучкого зв'язку не повинен перевищувати величини проектної відстані скоби натяжного пристрою від жолобу шківу.

Враховуючи те, що

$$AB = 2[h(2R_r - h)]^{0,5} \quad (20)$$

знаходимо:

$$\delta_{n \max} = 2[a(2R_r - a)]^{0,5}. \quad (21)$$

Знайдемо $\delta_{n \max}$ з умови недотикання скоб натяжного пристрою піддільним канатом, тобто:

$$\delta_{n \max} = 2[(H - a - b)(2R_r - H + a + b)]^{0,5}. \quad (22)$$

Очевидно, що з двох значень $\delta_{n \max}$, отриманих з (13) і (14), треба вибирати менше.

Деформація першого елемента X_1 не повинна перевищувати критичної:

$$X_{1kp} = [\delta_{cm}] S_y / C, \quad (23)$$

де $[\delta_{cm}]$ – допустиме напруження стиску матеріалу пружних елементів; S_y – площа поперечного перетину пружного елемента.

Натяг гнучкої ланки в небезпечному перерізі Б-Б (див. рис.1) при аварійному гальмуванні барабана піддільної машини складає

$$Q = \left(\sum_1^n F_{21} + P \right) \quad (24)$$

і не має перевищувати

$$[Q] = P_p / [n], \quad (25)$$

де P_p – розривна сила пружного зв'язку; $[n]$ – коефіцієнт запасу міцності;
 $\sum_1^n F_{21}$ – сила тертя взаємодії ФВ і гнучкого зв'язку.

Неважко бачити, що наведені залежності дозволяють визначити параметри рухомої футеровки для будь-якого типорозміру шківа. Отже, відновлення профілів ОШБУ без їх демонтажу з подальшим профілюванням ГФ та установкою рухомої футеровки є можливим та доцільним.

Література

1. Лихтенштейн Д.Е. Механическая обработка труб / Д.Е. Лихтенштейн, В.Г. Саломатов. – М.: Металлургия, 1981. – 152 с.
2. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению / Е.А. Палашкин. – М.: Недра, 1981. – 510 с.
3. Иванов В.А. Прогнозирование развития конструкций канатных направляющих шкивов. / В.А.Иванов, В.Н. Петрина. – Ивано-Франковск: Факел, 1980. – 54 с.
4. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988.
5. Яблонский А.А. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике. – М., Интеграл-Пресс, 2001.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 06.09.2019 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором **Вольченком О.І.**,
д.т.н., професором **Кіндрачуком М.В.** (м. Київ)*

COMPLETE METHOD OF REMOVAL OF DRILLING PULLEY SIDE RINGS

Yu. L. Havryliv, L. D. Pitulei, S. Yu. Havryliv, O. V. Stupar
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivsk, Karpatska st., 15;
ph. (03422) 42264, 42453; e-mail: public@nung.edu.ua

An integrated method of restoring worn rims of pulleys without dismantling, which combines surfacing, profiling and installation in a profiled rim of the movable lining, is offered. The design of the needle milling device has been developed. A mathematical model of the dependence of the cutting power of a needle cutter on the cutting speed is constructed. The adequacy of the model with the experimental data is verified. The output formula of the needle milling device is shown. Recommendations are given for designing the profile of the cutting part of the needle cutter. The proposed design of the mobile lining, made of separate lining elements on elastic flexible links. The design of a tension device for compensation of elongation of flexible links is offered

Key words: *needle wheel, pulley rim, drilling rig, movable lining, flexible link.*