

---

---

**КРИЖАНІВСЬКИЙ Є.І., ВОЛЬЧЕНКО О.І.,  
ВОЛЬЧЕНКО М.О., ВОЛЬЧЕНКО Д.О.,  
СТОРОЖ Я.Б.**

**СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВІ  
ГАЛЬМА**

---

---

**2**

Міністерство освіти і науки України  
Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу

Крижанівський Є.І., Вольченко О.І.,  
Вольченко М.О., Вольченко Д.О., Сторож Я.Б.

**СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВІ ГАЛЬМА**  
Том 2

Івано-Франківськ, 2007

УДК 62-92.113

**Крижанівський Є.І., Вольченко О.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О., Сторож Я.Б. Стрічково-колодкові гальма:** Монографія (наукове видання). В 2-х томах. Том 2. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2007. – 215 с.: іл.

ISBN 966-694-017-5

**Рецензенти:**

**А.О. Петрик**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної механіки, ректор Кубанського технологічного університету (м.Краснодар, Росія);

**С.С. Гудз**, доктор технічних наук, професор кафедри “Експлуатація та ремонт автомобільної техніки” національного університету “Львівська політехніка” (м.Львів, Україна);

Рекомендовано до друку рішенням Вченої Ради Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Монографія призначена для студентів, аспірантів, наукових співробітників, викладачів вищих навчальних закладів та технікумів, а також спеціалістам-виробникам, які займаються теорією, розрахунком та конструюванням гальмівних пристроїв, зокрема стрічково-колодкових гальм.

У монографії викладені результати багаторічних теоретичних та експериментальних досліджень динамічної та теплової навантаженості багатопарних та серійних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок і показані шляхи їхнього удосконалення.

ISBN 966-694-017-5

Крижанівський Є., Вольченко О.,  
Вольченко М., Вольченко Д.,  
Сторож Я., 2007

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	6
<b>РОЗДІЛ 1</b>	
<b>ДИНАМІЧНА СТАБІЛІЗАЦІЯ У</b>	
<b>ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛАХ ГАЛЬМІВНИХ</b>	
<b>СИСТЕМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК</b>	
.....	
1.1 Вплив конструктивних параметрів фрикційного вузла на деформації та згинальні моменти гальмівної стрічки .....	7
1.2 Деформації на ділянці гальмівної стрічки .....	15
1.3 Напруження в поперечному перерізі гальмівної стрічки .....	16
1.4 Напружено-деформований стан фрикційної накладки .....	18
1.5 Розподілення сил в парі тертя фрикційного вузла .....	20
1.5.1 У процесі гальмування .....	20
1.5.2 У процесі гальмування при зношуванні пари тертя .....	20
1.6 Засоби динамічної стабілізації у фрикційних вузлах гальмівних систем бурових лебідок .....	26
<b>РОЗДІЛ 2</b>	
<b>ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА</b>	
<b>БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ</b> .....	
2.1 Перехід від однієї до двох пар тертя у фрикційних вузлах гальма .....	35
2.2 Стрічково-колодкові гальма з багатопарними фрикційними вузлами: конструкція та робота пар тертя .....	36
2.3 Динамічна навантаженість багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки .....	41
2.3.1 Сили тертя у фрикційних вузлах із парами тертя .....	41
2.3.2 Визначення зусиль натягу гальмівної стрічки та гальмівного моменту .....	45
2.4 Умови працездатності зовнішніх та внутрішніх пар тертя .....	47

<b>2.5 Теплова навантаженість та втрати енергії</b>	51
гальмівним шківом .....	

<b>РОЗДІЛ 3</b>	
<b>ПРИМУСОВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ</b>	
<b>ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-</b>	
<b>КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ .....</b>	
3.1 Примусове охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок .....	59
3.1.1 Багатоструменеві системи охолодження .....	60
3.1.1.1 Особливості роботи багатоструменевих систем охолодження .....	60
3.1.1.2 У тепловій діаграмі .....	63
3.1.1.3 При гідравлічних втратах .....	66
3.1.1.4 Витрати повітря через багатоструменеві ежектори системи .....	71
3.2 Конструкції систем для охолодження фрикційних вузлів гальма: .....	74
3.2.1 З багатоструменевими ежекторами .....	74
3.2.2 Ефектом “теплового насоса” .....	79
3.3 Принципи розробки багатоструменевих пристроїв та систем для примусового охолодження фрикційних вузлів .....	85
3.4 Особливості розрахунку експлуатаційних параметрів охолоджувальних теплоносіїв пристроїв та систем .....	89

<b>РОЗДІЛ 4</b>	
<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ</b>	
<b>НАВАНТАЖЕНОСТІ БАГАТОПАРНИХ</b>	
<b>ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-</b>	
<b>КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ</b>	
<b>БУРОВИХ ЛЕБІДОК .....</b>	
4.1 Задачі та методика експериментальних досліджень .....	99
4.2 Гальмівний стенд для досліджень багатопарних фрикційних вузлів .....	102
4.3 Вплив особливостей конструкції основних елементів багатопарних фрикційних вузлів на їхню працездатність .....	110
4.4 Порівняльний аналіз умов роботи різних типів фрикційних вузлів нетрадиційного гальма .....	115

4.5 Вимірювання та визначення у фрикційних вузлах гальма параметрів динамічної та теплової навантаженості .....	122
4.6 Результати досліджень та забезпечення працездатності багатопарних фрикційних вузлів гальм при їхній динамічній та тепловій навантаженості .....	130
4.7 Довговічність накладок різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма .....	144

## РОЗДІЛ 5

<b>ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК .....</b>	152
5.1 Умови обмеження працездатності багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок .....	152
5.2 Визначення теплових втрат гальмівних шківів .....	157
5.3 Зниження теплової навантаженості фрикційного контакту за рахунок самоохолоджувального гальмівного шківа .....	172
5.4 Визначення експлуатаційних параметрів серійного стрічково-колодкового гальма .....	178
5.5 Шляхи покращення працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм ...	188
<b>ВИСНОВКИ .....</b>	195
<b>ДОДАТКИ .....</b>	196
<b>ЛІТЕРАТУРА .....</b>	211

## ВСТУП

Енергонавантаженість різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок визначається величиною енергії, яка сприймається їхніми парами тертя у процесі гальмування.

Особливостями швидкоплинних процесів, які мають місце на поверхнях пар тертя, так і у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є виключно різні можливі форми динамічної та теплової навантаженості, між параметрами яких існує взаємозв'язок. Так, зусилля прикладені до кінців набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки гальма (один фізичний процес), породжує цілу низку динамічних та теплових явищ у його фрикційних вузлах (виникнення нормальних та дотичних сил, перерозподіл питомих навантажень, перехід від статичного до динамічного коефіцієнту тертя, реалізація гальмівного моменту, генерування на поверхнях тертя теплоти та її акумулювання і розсіювання, виникнення механічних та теплових деформацій, розвиток напружено-деформованого стану, зародження та виникнення коливань та зношування поверхонь тертя), охоплюють різні деталі та вузли (гальмівний шків з його ребордами; фрикційну накладку з елементами кріплення; гальмівну стрічку з набігаючою та збігаючою гілками та інші). При цьому робота гальмівних систем бурових лебідок впливає на зовнішнє середовище, в якому експлуатується бурова установка.

Все вищезазначене, а також природне, вимушене, примусове та нетрадиційне охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок знайшло у першому та другому томах даної монографії.

## РОЗДІЛ 1

### ДИНАМІЧНА СТАБІЛІЗАЦІЯ У ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛАХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

#### 1.1 Вплив конструктивних параметрів фрикційного вузла на деформації та згинальні моменти гальмівної стрічки

Сутність динамічної стабілізації на фрикційних контактах пар тертя стрічково-колодкових гальм основана на зміні питомих навантажень від мінімальних до максимальних по заданому закону. Процес динамічної стабілізації відбувається при зношуванні робочої поверхні фрикційних накладок при усталеному її руйнуванні. Однак, слід відмітити, що процес динамічної стабілізації дає ефект тільки при чіткому дотриманні заданого закону зміни питомих навантажень в парах тертя гальма при напружено-деформованому стані його фрикційного вузла.

Напружено-деформований стан фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма залежить від: впливу конструктивних параметрів фрикційного вузла на деформації і згинальні моменти гальмівної стрічки; деформацій ділянок гальмівної стрічки; напруження в поперечному перерізі гальмівної стрічки; напружено-деформованого стану фрикційної накладки; розподілу сил в парі тертя при гальмуванні; розподілу сил при гальмуваннях в процесі зношування пари тертя.

Досліджуваний фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурової лебідки представлений на рис.1.1. Дане стрічково-колодкове гальмо працює наступним чином. За рахунок різниці натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки 1 здійснюється притискання фрикційної накладки 2 до робочої поверхні гальмівного шківів 3, що сприяє його пригальмуванню або повній зупинці.

В табл. 1.1 наведені характеристики динамічної взаємодії накладки зі спряженими деталями фрикційного вузла при різних варіантах їхнього навантаження.



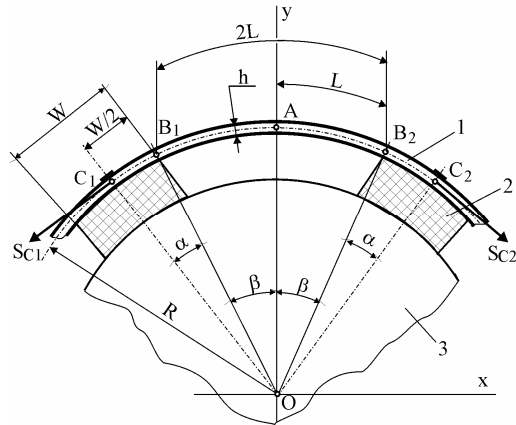


Рис. 1.1 Фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма з ділянкою  $C_1AC_2$  гальмівної стрічки, обмеженої місцями кріплення до неї двох сусідніх накладок: 1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмівний шків

Таблиця 1.1

Характеристики динамічної взаємодії накладки зі спряженими деталями фрикційного вузла

Варіант навантаження	$f$	Питомі навантаження, МПа			$K_{P.III}$	$b_p$ , МПа мм	$\tau_{p.L}$	$N_{ul}$	$F_T$
		$p_{max}$	$p_{min}$	$p_{сер}$					
		I	0	3,20				0,65	1,306
	0,35	5,12	0,14	1,306	3,81	0,1170	0,377	36,10	12,635
II	0	1,01	0,29	0,455	1,93	0,00095	0,051	12,60	0
	0,25	1,68	0,09	0,455	3,49	0,00293	0,325	12,60	3,152
III	0	5,62	0,80	1,848	2,61	0,00362	0,087	51,04	0
	0,35	10,31	0,15	1,864	5,54	0,00193	0,354	50,74	17,758

У табл. 1.1 використані наступні умовні позначення:  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання в парі “накладка-шків”;  $p_{max}$ ,  $p_{min}$ ,  $p_{сер}$  – питомі навантаження в парі “накладка-шків”: максимальні, мінімальні та середні;  $K_{р.ш}$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу питомого навантаження;  $b_p$  – кутовий коефіцієнт рівняння лінійної регресії;  $\tau_{р.L}$  – коефіцієнт кореляції;  $N_{ш}$  – сумарна радіальна сила взаємодії накладки з гальмівним шківом;  $F_T$  – сила тертя на поверхнях, які взаємодіють.

Спочатку зупинимось на закономірностях зміни деформації гальмівної стрічки. Останню можна охарактеризувати довжиною  $W_x$  ділянки стрічки, на якій відсутній контакт з накладкою, прогином  $\Delta_R$  і  $\Delta_y$ , відповідно, на усій довжині ділянки стрічки і в її радіальній площині симетрії (в точці  $A$ , див. рис. 1.2) і кутом  $\theta_B$  повороту перерізу стрічки в точці  $B$  (див. рис. 1.3).

Встановлено, що найбільший вплив на  $W_x$  має довжина ділянки стрічки між сусідніми накладками. Так, збільшення  $L$  з 5,0 до 130,0 мм супроводжується збільшенням  $W_x$  з 4,2 мм до 52,1 і 66,9 мм для стрічок, відповідно, з товщиною 4,0 і 6,0 мм. Причому в досліджуваному інтервалі зміни  $S$  (від 5,0 до 160,0 кН) зміна  $W_x$  тим більша, чим більшою є величина  $L$  і чим меншою є товщина стрічки.

Вплив зміни радіуса  $R_{ш}$  гальмівного шківа на деформацію ділянок стрічки над фрикційною накладкою не виявлено. Про це свідчить також той факт, що графіки залежностей  $W_x$  від  $L$ ,  $S$  і  $h$  практично збігаються для різних  $R_{ш}$  при умові рівності величин  $L$ ,  $S$  або  $h$ .

Перейдемо до розгляду впливу конструктивних параметрів фрикційного вузла і натягів стрічки на її прогини  $\Delta_R$  і  $\Delta_y$ . Домінуючий вплив на прогин стрічки має довжина ділянки стрічки між сусідніми накладками і її натяг. Зі збільшенням довжини  $L$  від 55,0 мм до 130,0 мм прогин збільшується приблизно на порядок, однак залишається менше 10,0 мм. Зменшення радіуса гальмівного шківа і товщини стрічки, при збільшенні натягу стрічки, супроводжується збільшенням її прогину. Причому при малих деформаціях залежності  $\Delta_y$  від  $S$ ,  $h$  і  $R_{ш}$  близькі до лінійних. Інтенсивність впливу розмірів  $h$  і  $R_{ш}$  підвищується зі збільшенням довжини  $L$ .

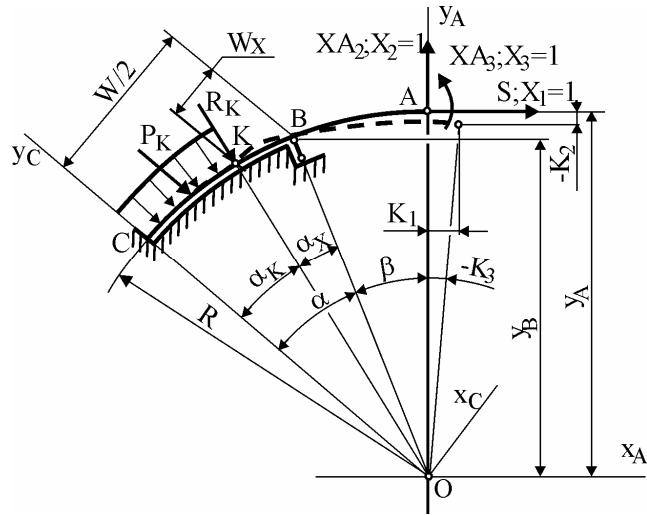


Рис. 1.2 Розрахункова схема ділянки  $ABC$  гальмівної стрічки (штриховою лінією вказане положення деформованої стрічки)

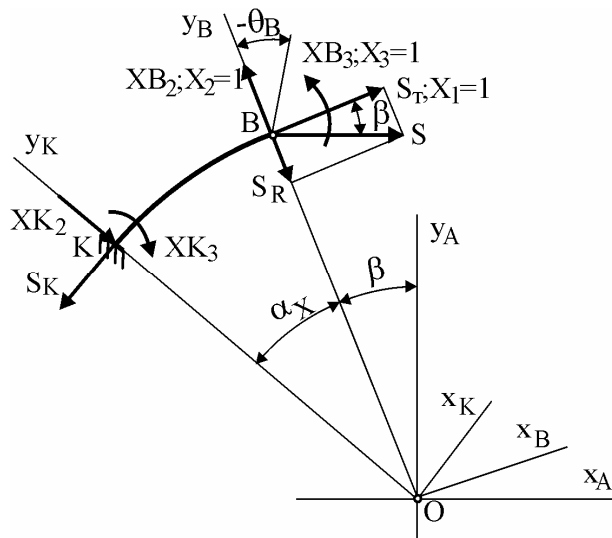


Рис. 1.3 Схема дії сил на ділянці  $BK$  гальмівної стрічки (основна система)

Геометрія ділянки деформованої стрічки між накладками апроксимується кубічними рівняннями. Для кривих, зображених на рис. 1.4, ці рівняння мають вигляд:

для кривої 1

$$y = 529,922 + 5,629 \cdot 10^{-3} \cdot x - 7,959 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 5,848 \cdot 10^{-6} \cdot x^3;$$

для кривої 2

$$y = 642,282 + 4,604 \cdot 10^{-3} \cdot x - 6,744 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 4,799 \cdot 10^{-6} \cdot x^3;$$

для кривої 3

$$y = 531,434 + 2,047 \cdot 10^{-3} \cdot x - 4,607 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 4,657 \cdot 10^{-6} \cdot x^3;$$

для кривої 4

$$y = 757,276 + 7,672 \cdot 10^{-4} \cdot x - 4,737 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 1,799 \cdot 10^{-6} \cdot x^3.$$

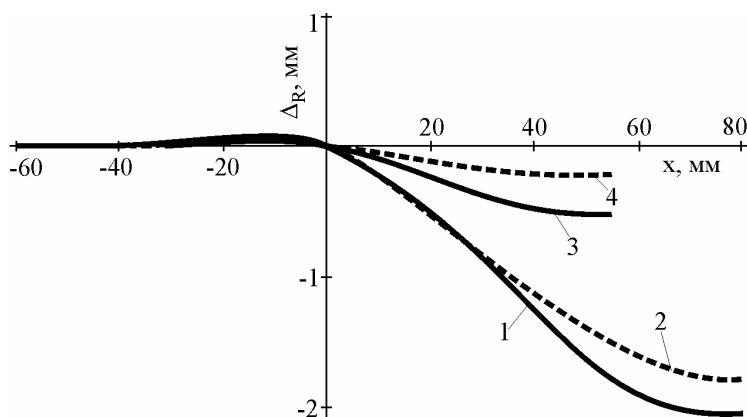


Рис. 1.4 Залежності прогину ділянки гальмівної стрічки над ( $x < 0$ ) і між ( $x > 0$ ) фрикційними накладками при  $S = 160$  кН ( $\Delta_R = \sqrt{x^2 + y^2} - R$ , де  $x$  і  $y$  – координати точок серединної лінії стрічки в системі координат  $x_A O y_A$ ):

1 –  $L = 80$  мм,  $R_{ш} = 500$  мм,  $h = 4$  мм; 2 –  $L = 80$  мм,  $R_{ш} = 612$  мм,  $h = 4$  мм; 3 –  $L = 55$  мм,  $R_{ш} = 500$  мм,  $h = 4$  мм; 4 –  $L = 55$  мм,  $R_{ш} = 725$  мм,  $h = 5$  мм

Середньоквадратичні відхилення для отриманих кривих (при двадцяти розрахункових точках) відповідно становлять в мм: 1 – 0,0317; 2 – 0,0258; 3 – 0,00766; 4 – 0,00285.

В завершенні огляду закономірностей зміни деформацій ділянки стрічки введемо ще один її параметр – кут  $\theta_B$

повороту перерізу  $B$  ділянки стрічки. Встановлено подібність впливу конструктивних параметрів  $L$ ,  $R_m$ ,  $h$  і натягів стрічки  $S$  на зміну кута  $\theta_B$  та прогину  $\Delta_y$ .

Зупинимося на взаємному зв'язку сил, які діють на ділянку гальмівної стрічки з заданими конструктивними параметрами і силою її натягу. Як відомо, джерелом сили, з якою стрічка притискає накладку до гальмівного шківів, є натяг стрічки  $S$ . Ця сила рівна  $S \cdot \sin \varphi$  [25]. Останній  $S \cdot \sin \varphi$  під час взаємодії ділянки стрічки з накладкою розкладається на дві складові. Перша – рівномірно розподілена сила, що передається накладці на ділянці  $CK$  (див. рис. 1.3) у вигляді сили  $P_K$ . Результати розрахунку досліджуваної моделі стрічки показують [10], що сила її натягу  $S_K$  на ділянці контакту з накладкою рівна силі натягу  $S$  з похибкою, що для переважної більшості комбінацій значень досліджуваних параметрів менша 0,5 %. Очевидно, вона, передусім, є похибкою обчислень тригонометричних функцій, які широко використовуються у розрахункових залежностях.

З урахуванням того, що  $S_K = S$ , залежність  $P_K = S_K \cdot \sin \alpha_K$  перетворюється і має вигляд

$$P_K = S \cdot \sin \alpha_K. \quad (1.1)$$

Друга складова сили  $S \cdot \sin \varphi$  – зосереджена сила у точці  $B$  – рівна  $R_B \cdot \cos \alpha$ . Результати розрахунків, свідчать про те, що

$$P_K + R_B \cdot \cos \alpha = S \cdot \sin \varphi. \quad (1.2)$$

Така закономірність спостерігається для усіх комбінацій досліджуваних конструктивних параметрів фрикційних вузлів гальм.

Нагадаємо, що сила  $P_K$  є проекцією на вісь  $Oy_K$  (див. рис. 1.2), тобто результуючою рівномірно розподіленої сили, яка діє в середній частині накладки на ділянку контакту  $CK$  з інтенсивністю  $S/R_m$ . На відміну від неї, реакція  $R_B$  (її проекція на вісь  $Oy_K$  рівна  $R_B \cdot \cos \alpha$ ) є зосередженою силою, яка діє на ділянку стрічки з боку накладки в точці  $B$  (на її краю). В зв'язку з чим, кількісне порівняння цих сил може слугувати характеристикою нерівномірності розподілу контактних сил між поверхнями фрикційного вузла, які взаємодіють. Однак з урахуванням залежності (1.2) скористаємося

співвідношенням  $\frac{R_B \cdot \cos \alpha}{S \cdot \sin \varphi}$ , яке є коефіцієнтом нерівномір-

ності розподілу контактних сил і позначимо його  $K_{P.C.}$ , і запишемо

$$K_{P.C.} = \frac{R_B \cdot \cos \alpha}{S \cdot \sin \varphi}. \quad (1.3)$$

Коефіцієнт  $K_{P.C.}$  вказує на те, яка частина із загальної сили, яка притискає фрикційну накладку до гальмівного шківів, зосереджена на краю накладки.

Покажемо, що між конструктивними параметрами фрикційного вузла і  $K_{P.C.}$  існує зв'язок. Для цього перетворимо залежність (1.3) з урахуванням (1.1), (1.2) і отримаємо

$$W_x = \frac{1}{2} W - R \cdot \sin(\alpha - \alpha_x);$$

$$K_{P.C.} = \frac{S \cdot \sin \varphi - S \cdot \sin \alpha_K}{S \cdot \sin \varphi} = 1 - \frac{\sin \alpha_K}{\sin \varphi} = 1 - \frac{W - 2W_x}{2R_u \cdot \sin \varphi}. \quad (1.4)$$

Формула (1.4) встановлює зв'язок між  $K_{P.C.}$  і  $W_x$ . Наявність такого зв'язку ілюструє рис. 1.5, де точками показані значення  $K_{P.C.}$ , які розраховані за формулою (1.3) для різних комбінацій конструктивних параметрів  $H$ ,  $R_u$  і  $L$  в досліджуваних інтервалах їхньої зміни при  $S = 160$  кН. Крім того, із залежності (1.4) випливає, що нерівномірність розподілу контактних сил зростає при збільшенні  $W_x$  і зменшенні  $W$ .

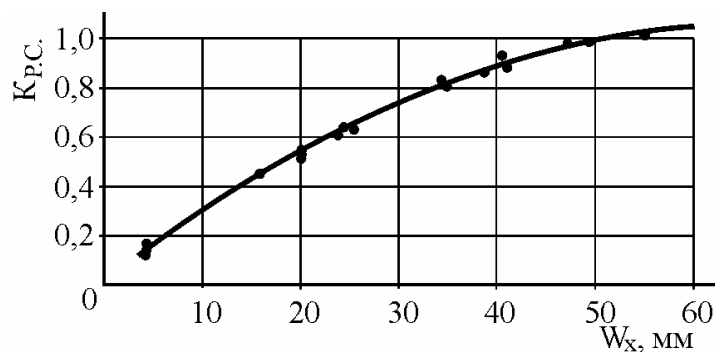


Рис. 1.5 Залежність коефіцієнта  $K_{P.C.}$  для контакту поверхонь „стрічка-фрикційна накладка” від  $W_x$

Встановимо вплив конструктивних параметрів фрикційного вузла і натягів гальмівної стрічки на згинальні моменти в перерізах  $A$  і  $B$  стрічки (моменти позначені через  $M_A$  і  $M_B$ ). Виявлено, що домінуючий вплив на згинальні мо-

менти мають параметр  $L$  і сила натягу стрічки. Зі збільшенням значень  $L$  і  $S$  моменти  $M_A$ ,  $M_B$  також збільшуються. Причому, залежність  $M_A$  і  $M_B$  від  $S$  близька до лінійної по всьому діапазону зміни  $S$ ; залежність  $M_A$  і  $M_B$  від  $L$  близька до лінійної тільки в інтервалі зміни  $L$  від 55,0 мм до 130,0 мм. Збільшення товщини гальмівної стрічки також призводить до збільшення згинальних моментів. Інтенсивність впливу зміни  $L$  підвищується зі збільшенням довжини ділянки гальмівної стрічки. Вплив зміни радіуса гальмівного шківів на згинальні моменти мають протилежний характер. Так, при збільшенні  $R_{ш}$  згинальні моменти в перерізах  $A$  і  $B$  гальмівної стрічки зменшуються. Цей вплив найбільш інтенсивно проявляється за рахунок більших товщин стрічки і відстаней між сусідніми накладками. Залежності  $M_A$  і  $M_B$  від  $R_{ш}$  практично лінійні для усіх розглядуваних комбінацій досліджуваних конструктивних параметрів фрикційного вузла гальма.

З аналізу епюр згинальних моментів для досліджуваної ділянки гальмівної стрічки (рис. 1.6) випливає наступне:

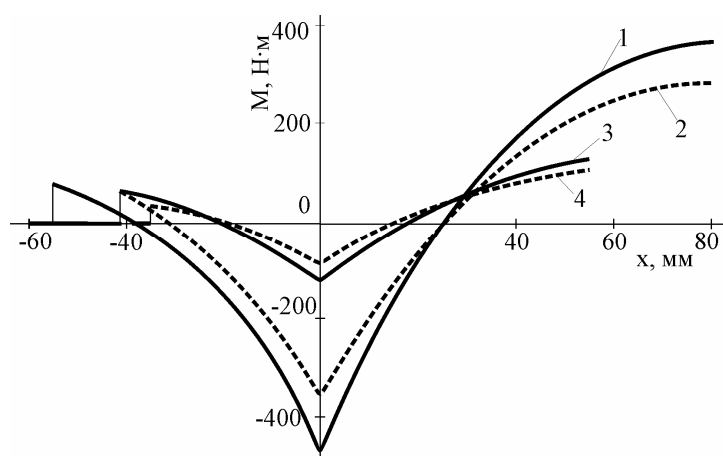


Рис. 1.6 Епюри згинальних моментів ділянки стрічки над ( $x < 0$ ) і між ( $x > 0$ ) фрикційними накладками при  $S = 160$  кН: 1, 2 –  $L = 80$  мм,  $R_{ш} = 500$  мм; 3, 4 –  $L = 55$  мм,  $R_{ш} = 725$  мм; 1, 3 –  $h = 6$  мм; 2, 4 –  $h = 4$  мм

згинальні моменти на ділянці стрічки змінюють знаки як між накладками, так і над накладкою; на ділянці стрічки, яка прилягає до фрикційної накладки згинальний момент рівний нулю; згинальні моменти в перерізах  $A$ ,  $B$  і  $K$  ділянки стрічки по модулю відповідають нерівності  $M_B > M_A \gg M_K$  (при умові незмінних величин  $S$ ,  $L$ ,  $h$  і  $R_{ш}$ ); в перерізах  $A$ ,  $B$  і  $K$  згинальні моменти по модулю підвищуються зі збільшенням величин  $h$ ,  $L$  і зі зменшенням  $R_{ш}$ .

Таким чином, встановлені закономірності впливу окремих конструктивних параметрів фрикційного вузла і сили натягу ділянки стрічки на її напружено-деформований стан і розподіл сил в її контакті з неробочою поверхнею фрикційної накладки.

## 1.2 Деформації на ділянці гальмівної стрічки

Радіус кривини серединної лінії гальмівної стрічки змінюється – стає більшим, ніж  $R$  (радіус кривини в ненавантаженому стані) на ділянці  $AB$ , отримує найбільші значення посередині ділянки між накладками – точка  $A$  на рис. 1.2, стає меншим за  $R$  на ділянці  $BK$  і залишається рівним  $R$  на ділянці  $CK$  [10]. На ділянці  $AB$  деформована стрічка з достатньо високою точністю (середньоквадратичне відхилення складає  $2,348 \cdot 10^{-4}$  мм) описується кубічним рівнянням в системі координат  $X_A O y_A$  (рис. 1.2)

$$y = 757,481 + 1,221 \cdot 10^{-4} x - 6,039 \cdot 10^{-4} x^2 + 1,012 \cdot 10^{-6} x^3.$$

Радіальне зміщення стрічки є найбільшим в точці  $A$ . Однак його величина відносно невелика. Так, при  $S = 160,0$  кН зміщення складає  $0,019$  мм, тобто  $3,38$  % від найбільшого можливого  $[R(1 - \cos \beta) = 757,5(1 - \cos 2,207^\circ) = 0,562$  мм].

Деформація гальмівної стрічки супроводжується дуже малим збільшенням кута  $\beta$  (при  $S = 160,0$  кН  $\Delta\beta$  складає  $0,0015$  %), що практично не впливає на розрахунок сили тертя і гальмівного моменту.

Гальмівна стрічка контактує з накладкою в точці  $B$  і на ділянці  $CK$ , довжина якої складає приблизно  $60,0$  % довжини накладки. Протяжність  $W_x$  ділянки  $BK$  стрічки, на якій відсутній контакт з накладкою, залежить незначно від натягу стрічки – при збільшенні  $S$  у  $80$  разів  $W_x$  зменшується на  $1,5$  %.



Сила, з якою гальмівна стрічка притискає фрикційну накладку до гальмівного шківa, отримана з урахуванням деформації стрічки ( $P_K + R_B \cdot \cos \alpha$ ), рівна силі, яка розрахована за відомою методикою ( $S \cdot \sin \varphi$ ) [1]. Так, врахування деформацій стрічки на її ділянках не впливає на розглядуваний гальмівний момент фрикційного вузла гальма.

Сила  $P_K + R_B \cdot \cos \alpha$  розподілена по довжині накладки нерівномірно: більша її частина ( $R_B \cdot \cos \alpha$ , 59,5-59,7 %) діє зосереджено на краю накладки в точці  $B$ , менша ( $P_K$ , 40,3-40,5 %) – рівномірно розподілена на ділянці  $CK$ . Такий нерівномірний розподіл сил в парі “робоча поверхня стрічки-неробоча поверхня накладки” є, очевидно, основною причиною нерівномірного зношування фрикційної накладки по її довжині.

Динамічна навантаженість гальмівної стрічки також неоднакова по її довжині. Сила натягу стрічки максимальна на ділянках  $AB$  і  $CK$  (практично рівна  $S$ ). Згинальний момент (рис. 1.7 б) максимальний в перерізі  $B$  стрічки. В перерізі  $A$  він складає 75,0 %, а в перерізі  $K$  – 19,1-19,7 % від максимального.

### 1.3 Напруження в поперечному перерізі гальмівної стрічки

Для розподілу еквівалентних напружень, розрахованих за формулою

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1 \sigma_2},$$

де  $\sigma_{екв}$  – еквівалентне напруження, яке визначається за IV теорією міцності;  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  – головні нормальні напруження; спостерігається подібне співвідношення (рис. 1.7 б) для перерізу  $A$  – 96,9 %; для перерізу  $K$  – 80,4 % від максимального напруження в перерізі  $B$  (192,2 МПа). Напруження на ділянці  $КС$  складає 75,7 % від максимального. Звідси випливає, що гальмівна стрічка навантажена приблизно рівномірно по довжині, хоча визначальним для міцності є її переріз  $B$ .

Поряд з цим слід відмітити, що наведені величини розраховані за умовою постійності розмірів поперечного перерізу стрічки по її довжині. Однак в перерізі  $C$  стрічки

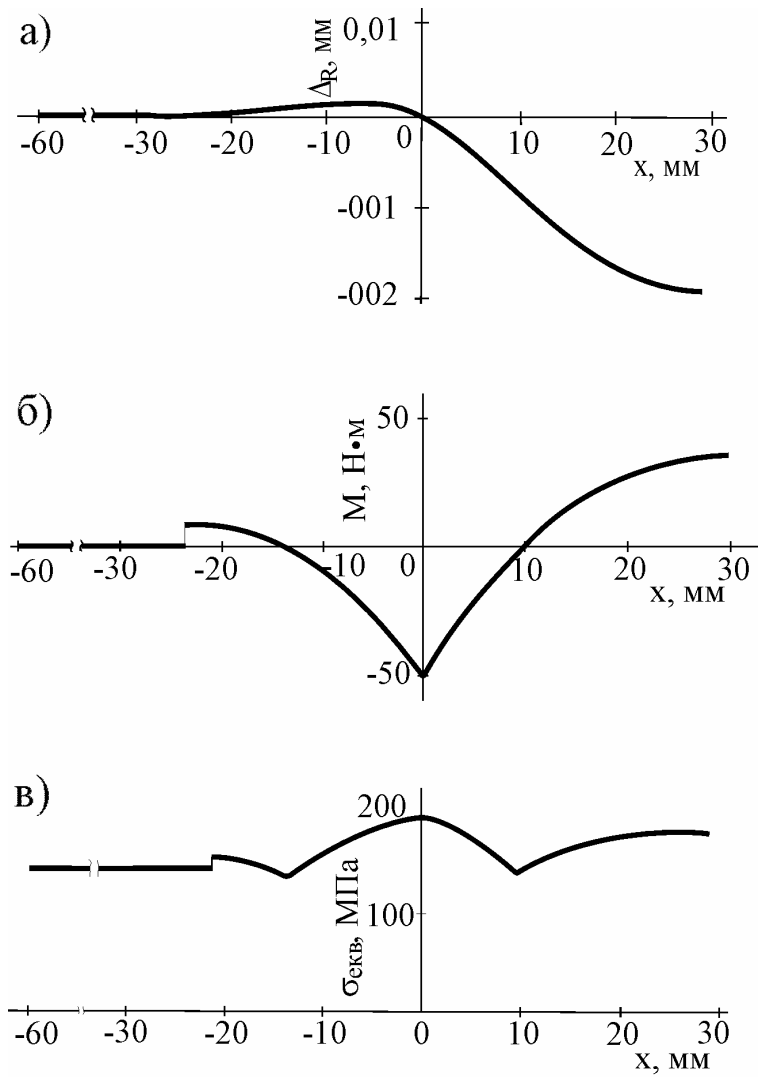


Рис. 1.7 а, б, в Графічні залежності прогину (а), згинального моменту (б), еквівалентних напружень (в) ділянки гальмівної стрічки над ( $x < 0$ ) і між ( $x > 0$ ) фрикційними накладками при  $S = 160$  кН ( $\Delta_R = \sqrt{x^2 + y^2} - R$ , де  $x$  і  $y$  – координати точок серединної лінії стрічки)

два поздовжніх пази шириною 5,0 мм кожний або два отвори діаметром 15,0 мм для кріплення накладки. В цьому випадку номінальні еквівалентні напруження в перерізі *C* збільшуються, відповідно, до 160,0 і 168,0 МПа. Переріз *A* стрічки може бути послаблений двома отворами діаметром 6,0 мм для кріплення опуклої пластини-розмежувача фрикційних накладок. Наявність таких отворів збільшує номінальне еквівалентне напруження до 197,0 МПа. В цьому випадку визначальним конструктивним параметром міцності є переріз *A* стрічки. Необхідно відмітити, що отвори або пази в стрічці є концентраторами напружень. Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для описаної конструкції стрічки рівний 3,0.

#### **1.4 Напружено-деформований стан фрикційної накладки**

Графічне зображення розв'язування задачі визначення деформації SE-моделі фрикційної накладки показано на рис. 1.8 у вигляді кольорових ізоповерхонь з візуалізацією контуру накладки до і після деформації. Із рис. 1.8 видно, що деформація накладок є нерівномірною. Найбільше радіальне зміщення спостерігається для точки  $B_H$  (-21,8 мкм – варіант навантаження 1 та -7,4 мкм – варіант 2). Тангенційне зміщення точки *E* накладки склало 21,3 і 5,3 мкм, відповідно, для варіантів навантаження 1 і 2.

Розподіл напружень в накладці також носить нерівномірний характер (рис. 1.8). Порівняння діаграм з різними варіантами навантажень вказує на те, що зі збільшенням навантаження і коефіцієнта тертя не тільки збільшуються абсолютні значення напружень і деформацій, але й відбувається їхня зміна по довжині накладки.

Зі збільшених зображень окремих ділянок моделі накладки (рис. 1.8) з найбільшими значеннями і градієнтами напружень видно, що на границях елементів моделі ізолінії плавні. Окремі зміщення не перевищують 4,0-6,0 % від лінійного розміру елементів. Це свідчить про те, що розміри і тип кінцевих елементів моделі відповідає особливостям задачі, і що точність результатів розрахунку з використанням цієї моделі є високою.

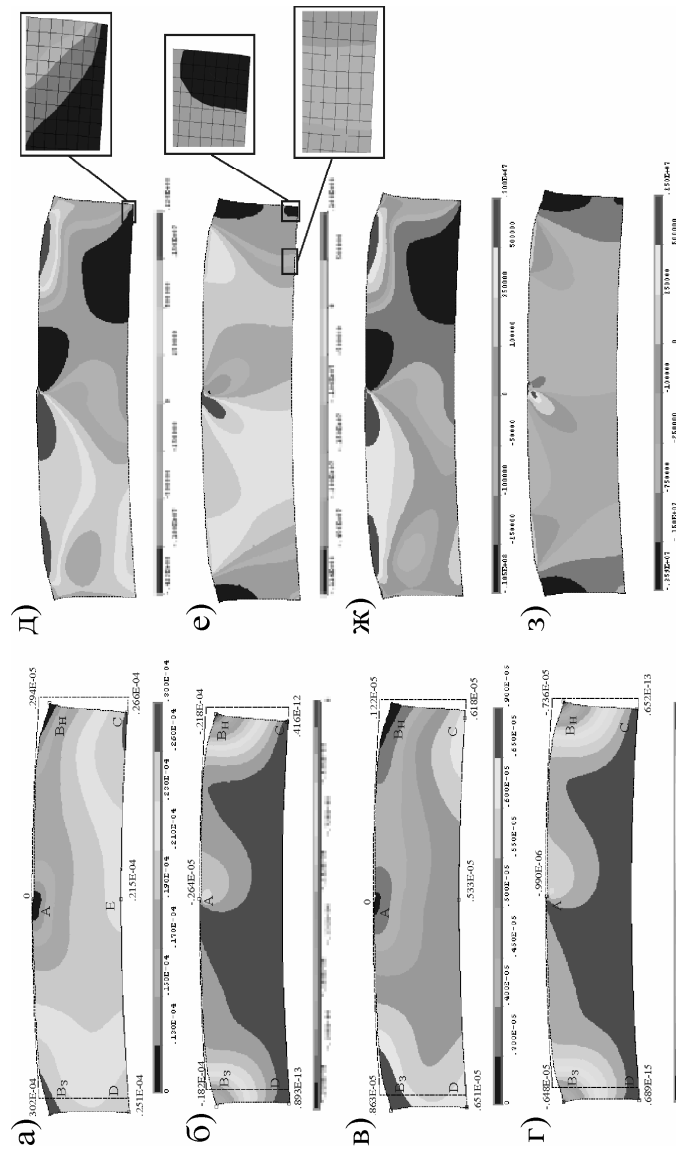


Рис. 1.8 а, б, в, г, д, е, ж, з. Діаграми деформацій (а-г) і напружень (д-з) у фрикційній накладці: в напрямку тангенціальному (а, в, д, ж) і радіальному (б, г, е, з) для ва-ріантів навантаження 1 (а, б, д, е) і 2 (в, г, ж, з)

## **1.5 Розподілення сил в парі тертя фрикційного вузла**

### **1.5.1 У процесі гальмування**

Питомі навантаження в парі тертя розподіляються по її довжині суттєво нерівномірно. Основною причиною такого розподілення є нерівномірний розподіл сил в контакті “стрічка-накладка”. Найбільші значення питомих навантажень на кривих 2 (рис. 1.9) спостерігаються по краях накладки, тобто там, де зосереджена найбільша сила її взаємодії зі стрічкою. Такий зв'язок розподілу сил між накладкою і спряженими деталями фрикційного вузла зумовлений, очевидно, відносно низькою жорсткістю при згині накладки і гальмівної стрічки.

Розподіл питомих навантажень в парі “накладка-шків” залежить від радіуса шківа. Зі зменшенням  $R_{ш}$  нерівномірність розподілу збільшується.

Сила тертя  $F_T$  зумовлює перерозподіл питомих навантажень в парах тертя – збільшує їх на набігаючих ділянках взаємодії і зменшує на збігаючих, що видно із порівняння кривих 1 і 2 на рис. 1.9. Ступінь нерівномірності розподілу підвищується в 1,95; 1,81 і 2,12 рази, відповідно, для варіантів навантаження I, II і III.

Вказані цифри свідчать про те, що нерівномірність розподілу сил в парі тертя підвищуються зі збільшенням сили тертя і, особливо, зі зменшенням радіусу гальмівного шківа.

Сумарна радіальна сила  $N_{ш}$  взаємодії накладки з гальмівним шківом, як і середні питомі навантаження пари тертя фрикційного вузла практично не залежать від коефіцієнта тертя при однакових умовах навантаження.

### **1.5.2 У процесі гальмування при зношуванні пари тертя**

Графічні залежності, які ілюструють характер зміни розподілу питомих навантажень  $p$  і лінійного зношування  $\xi$  накладки по її довжині, залежать від відносної тривалості  $t$  роботи пари тертя при варіантах навантаження I і II, наведені на рис. 1.10 і 1.11. Параметри силової взаємодії фрик-

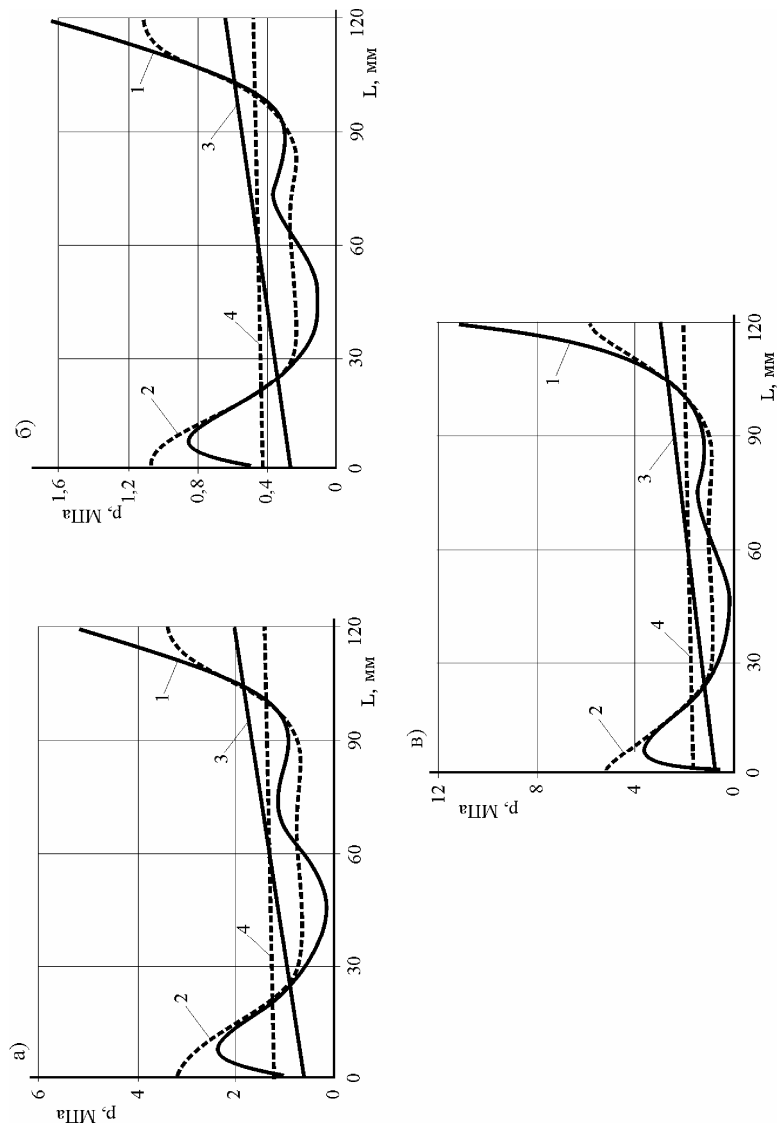


Рис. 1.9 а, б, в Розподіл питомих навантажень у парі „накладка-шків” при варіантах навантаження I (а), II (б) і III (в)

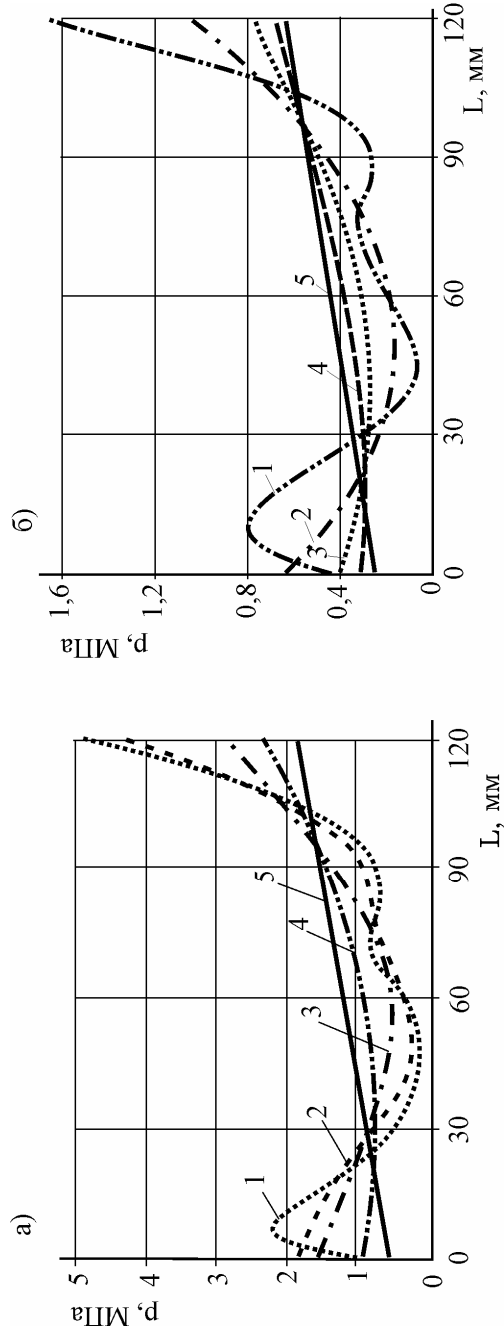


Рис. 1.10 а, б Розподіл питомого навантаження  $p$  в контакті між поверхнями шківів і накладок по її довжині  $L_H$  в діапазоні відносної тривалості  $t$  роботи фрикційної пари при варіантах навантаження I (а) та II (б):  
 1 -  $t = 0-2$ ; 2 -  $t = 17-23$ ; 3 -  $t = 47-57$ ; 4 -  $t = 97-111$ ; 5 -  $t = 130-155$ , 6 -  $t = 96-110$

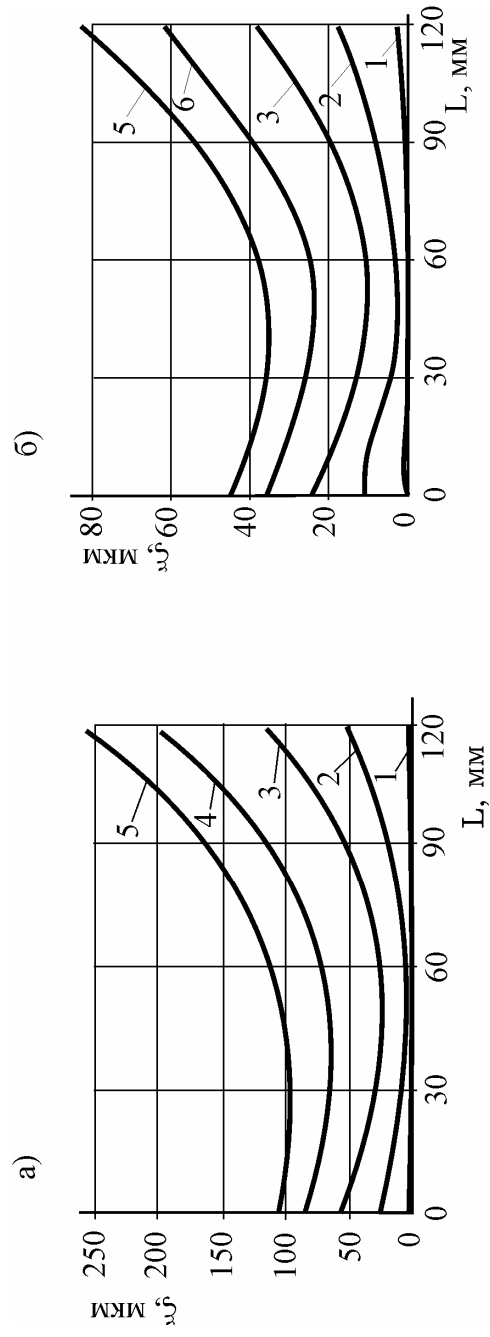


Рис. 1.11 *а, б* Залежності зміни лінійного зношування  $\zeta$  накладки по її довжині  $L_H$  від відносної тривалості  $t$  роботи фрикційної пари при варіантах навантаження I (*а*) та II (*б*):  
 1 –  $t = 2$ ; 2 –  $t = 23$ ; 3 –  $t = 57$ ; 4 –  $t = 111$ ; 5 –  $t = 155$ ; 6 –  $t = 110$



ційної накладки із спряженими деталями фрикційного вузла в ході поетапної зміни відносної тривалості роботи пари тертя [42].

Як видно з графіків на рис. 1.10 *a* і 1.11 *a*, в процесі зношування робочої поверхні фрикційної накладки спостерігається зменшення нерівномірності розподілу питомих навантажень. Коефіцієнт  $K_{P,III}$  для варіанта навантаження I зменшився від 3,812 до 1,085, а для варіанта навантаження II – відповідно, від 3,489 до 0,769. При цьому середнє значення питомого навантаження в парі тертя, а також сумарні сили ( $N_{ш}$  і  $F_T$ ) взаємодії накладки із шківом і реакція  $R_A$ , не залежать від тривалості взаємодії фрикційного вузла.

За величинами  $N_i$  і розмірами елементарних ділянок розрахуємо питомі навантаження у вузлах ділянки  $CD$  і визначимо їхні значення: максимальне ( $p_{max}$ ), мінімальне ( $p_{min}$ ) і для крайніх вузлів зі сторони набігаючої ( $p_H$ ) і збігаючої ( $p_3$ ) гілок гальмівної стрічки. Крім цього, розрахуємо такі характеристики розподілу питомих навантажень вздовж дуги  $CD$  накладки: коефіцієнт кореляції  $\tau_{p,L}$  між питомими навантаженнями і довжиною пари тертя, коефіцієнт нерівномірності розподілу питомого навантаження  $K_{P,III}$

$$K_{P,III} = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{сер}}, \quad (1.5)$$

і кутовий коефіцієнт  $b_p$  рівняння лінійної регресії

$$p = p_{сер} + b_p \left( L - \frac{1}{2} L_m \right), \quad (1.6)$$

де  $L$  – координата вузла на дузі  $CD$  ( $L = 0$  для вузла в точці  $D$ );  $L_m$  – довжина дуги  $CD$ .

Параметри лінійного зношування  $\xi$  мають аналогічні індекси. Характеристики розподілу зношування робочої поверхні накладки по її довжині знаходимо за залежностями вигляду

$$k = \frac{\xi_{max} - \xi_{min}}{\xi_{сер}}, \quad (1.7)$$

$$\xi = \xi_{сер} + b_p \left( L - \frac{1}{2} L_m \right). \quad (1.8)$$

Розглянемо роботу ділянки гальмівної стрічки з фрикційною накладкою в процесі усталеного гальмування. Параметри рівняння лінійної регресії, які використовуються

для опису розподілу питомих навантажень по довжині накладки, не змінюються зі збільшенням тривалості роботи пари тертя. Така стабільність силової взаємодії фрикційної пари може бути пояснена тим, що сила, яка діє на накладку зі сторони гальмівної стрічки (під час досліджень не змінилася).

Порівняння зміни величин  $p_H$  і  $p_3$  по краях накладки і на центральних її ділянках на перших і останніх етапах проведення модельного експерименту дозволяє вважати, що після досягнення лінійного розподілення  $p$  по довжині накладки воно зберігається і в процесі подальшої роботи фрикційної пари. На це вказують також дані про те, що на останніх етапах досліджень моделі величин  $\tau_{p,L}$  і  $K_{p,III}$  змінюються незначно, а середні питомі навантаження є сталими протягом усього періоду досліджень.

Зазначимо, що сумарна радіальна сила, яка діє на накладку зі сторони гальмівної стрічки є більшою, ніж сумарна радіальна реакція від гальмівного шківів для усіх варіантів її навантаження. Різниця цих сил тим більша, чим більшою є різниця між силами натягу набігаючих і збігаючих ділянок стрічки і, як наслідок, чим більший кутовий коефіцієнт в рівнянні лінійної регресії. Це пов'язано з тим, що сили тертя на набігаючій ділянці поверхні більші, ніж на збігаючій. Тому сумарний вектор цих сил має компоненту, яка направлена від робочої поверхні гальмівного шківів до накладки, що зменшує від нього радіальну реакцію.

Виділимо ще одну особливість поведінки накладки в процесі зношування, яка впливає на формування експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма. Сили, прикладені від гальмівної стрічки до накладки притискають її до циліндричної поверхні гальмівного шківів з радіусом  $R_{ш}$ . Оскільки зношування робочої поверхні накладки є нерівномірним – вона втрачає свою початкову циліндричну форму того самого радіуса, – але при цьому вона деформується (згинається). Крім цього, в зв'язку з асиметрією зношування, відбувається поворот накладки. Пояснюється це наступним чином. Під час навантаження робоча поверхня накладки контактує зі шківом першопочатково у місці з найменшим її зношуванням. Зовнішні сили, які діють на неї, утворюють нерівноважний момент відносно місця початкового контакту. Момент сил зумовлює поворот накладки по циліндрич-

ній поверхні шківів, місце контакту зміщується до досягнення стану рівноваги.

Суттєво нерівномірний розподіл питомих навантажень пов'язаний з нерівномірним розподілом сил в парі “робоча поверхня гальмівної стрічки-неробоча поверхня накладки”, консольним кріпленням накладки до стрічки і відносно низькою жорсткістю згину вузла “стрічка-накладка”. Очевидно, самим незначним зменшенням поверхні контакту і різким збільшенням питомих навантажень можна пояснити підвищене зношування робочих поверхонь накладок, які першими входять у контакт з робочою поверхнею гальмівного шківів в початковій стадії гальмування. Відомо, що таке аномальне зношування спостерігається на практиці для накладок, встановлених на середній ділянці гальмівної стрічки і біля її збігаючої гілки. Вказані накладки серійних конструкцій фрикційних вузлів гальма першими контактують з робочою поверхнею гальмівного шківів на початку гальмування.

Таким чином, як в процесі припрацювання, так і усталених режимах гальмування фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки відбувається стабілізація динамічних параметрів і зношування, не дивлячись на несталість мікрогеометрії взаємодії пар тертя, яка наближається до деяких раціональних для даного режиму роботи вузла параметрів; відбувається вирівнювання питомих навантажень на поверхнях тертя, і як наслідок, спостерігається квазивирівнювання зношування робочої поверхні фрикційної накладки.

### **1.6 Засоби динамічної стабілізації у фрикційних вузлах гальмівних систем бурових лебідок**

Одним із основних засобів стабілізації навантаженості у фрикційних вузлах гальмівних систем бурових лебідок є уточнення методики розрахунку їхніх експлуатаційних параметрів. Проілюструємо це на нерівномірному зношуванні робочої поверхні фрикційної накладки.

Нерівномірне зношування фрикційної накладки супроводжується, як встановлено модельними дослідженнями, її поворотом. Такий поворот накладки викликає зміну сил (їхніх величин і напрямків), що діють на неї з боку га-

льмівної стрічки та шківів. Врахування змін силової взаємодії накладки зі спряженими деталями, пов'язаних з її поворотом, лежить в основі подальшого уточнення методики розрахунку експлуатаційних параметрів гальма.

Зміну розміщення контакту „стрічка-накладка” ілюструє рис. 1.12 а, де суцільними лініями показано початкове

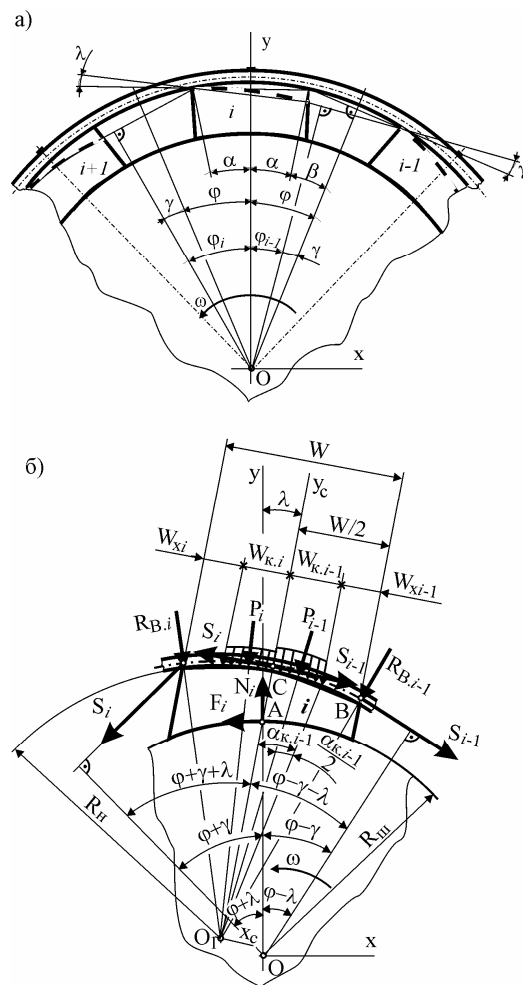


Рис. 1.12 а, б Схема кутових змін деталей фрикційного вузла внаслідок нерівномірного зношування фрикційної накладки (а) і розподіл сил у контакті накладки зі спряженими деталями (б)

положення елементів фрикційного вузла, а штриховими – після деякого зношування фрикційної накладки. Розглядається конструкція фрикційного вузла з постійним кроком розміщення накладок на дузі охоплення стрічки. Для спрощення аналізу на рисунку зображено тільки кутове зміщення (кути  $\lambda$  і  $\gamma$ ), тобто та частина зміщення поверхні контакту накладки та стрічки, яка викликана різницею зношування набігаючої та збігаючої ділянки накладки. При цьому вважається, що різниця зношування відповідних точок сусідніх накладок неістотна. Оскільки кути  $\lambda$  і  $\gamma$  невеликі, зазвичай менші  $1,5^\circ$ , то з достатньою для подальшого аналізу точністю можна прийняти, що

$$\frac{\lambda}{\gamma} = \frac{2(\varphi - \alpha)}{2\alpha} = \frac{\varphi}{\alpha} - 1, \quad (1.9)$$

де  $\lambda$  – кут повороту поверхні контакту „накладка-стрічка”;  $\gamma$  – кут повороту лінії контакту стрічки з крайніми точками сусідніх накладок.

Раніше, ніж аналізувати умови рівноваги окремої фрикційної накладки в процесі гальмування, розглянемо сили (рис. 1.12 б), що діють у контакті “накладка-стрічка”:

1. Під дією сили натягу  $S$  гальмівна стрічка притискається до накладки з циліндричною поверхнею контакту радіусом  $R_H$  на ділянці шириною  $W_K$  з рівномірно розподіленою силою  $q$ , а з краєм накладки – з силою  $R_B$ . За допомогою засобів математичного аналізу можна показати, що рівнодійну  $P$  розподіленої сили  $q$  можна визначити за формулою

$$P = S \cdot \alpha_\kappa, \quad (1.10)$$

де  $\alpha_\kappa$  – центральний кут ділянки накладки, до якої прикладена рівномірно розподілена сила  $q$ .

Сила  $P$  радіальна (як і  $q$ ) і прикладена до середини ділянки стрічки.

2. На ділянці шириною  $W_x$  стрічка не контактує з накладкою. Величина  $W_x$  залежить від довжини  $L$  ділянки стрічки між накладками. Цю залежність у досить широкому діапазоні зміни  $L$  у першому наближенні можна апроксимувати прямою лінією. Оскільки  $L = R(\varphi - \alpha)$ , а для конкретної конструкції фрикційного вузла гальма кут  $\alpha$  є постійною величиною (принаймні в процесі зношування фрикційного вузла змінюється незначно), то можна вважати, що величина  $W_x$  лінійна відносно кута  $\varphi$ . Як видно з рис. 1.12 б, кут  $\varphi$

внаслідок нерівномірного зношування фрикційної накладки відносно контакту “накладка-стрічка” збільшується для набігаючої ділянки і зменшується з протилежного боку на величину  $\gamma + \lambda$ . Тобто  $\varphi_{i-1} = \varphi - (\gamma + \lambda)$ , а  $\varphi_i = \varphi + (\gamma + \lambda)$ . Звідси лінійну залежність  $W_x$  від зміни кута  $\varphi$  можна подати у вигляді

$$W_x = W_{x.o} \pm b(\gamma + \lambda), \quad (1.11)$$

де  $W_{x.o}$  – значення  $W_x$  при  $\gamma + \lambda = 0$ ;  $b$  – кутовий коефіцієнт лінійного рівняння.

З урахуванням залежності (1.9) рівняння (1.11) набуде остаточного вигляду

$$W_x = W_{x.o} \pm b \frac{\varphi}{\alpha} \gamma. \quad (1.12)$$

У формулах (1.11) і (1.12) знак “+” стосується збігаючої ділянки накладки, а знак “-” – набігаючої.

Тоді рівнодійна  $P$  сили  $q$  для початкового стану фрикційного вузла дорівнює

$$P_o = S \cdot \arcsin \frac{W_K}{R_H} = S \cdot \arcsin \frac{W - 2W_{x.o}}{2R_H},$$

а в процесі зношування стане рівною

$$P = S \cdot \arcsin \frac{W - 2 \left( W_{x.o} \pm b \frac{\varphi}{\alpha} \gamma \right)}{2 \cdot R_H}. \quad (1.13)$$

3. В процесі нерівномірного зношування накладки кути  $\gamma$  і  $\lambda$  збільшуються, що супроводжується, в першу чергу, перерозподілом сил між набігаючою та збігаючою ділянками накладки. Тобто в процесі повороту накладки інтенсивність дії причини, що його зумовлює, зменшується. Тому слід сподіватися, що в певний момент роботи гальма настає стан рівноваги. При досягненні рівноваги лінійний нерівномірний розподіл питомих навантажень у контакті “накладка-шків” переходить у рівномірний (коефіцієнт  $b_p$  стає рівним нулю). Внаслідок таких змін рівнодійна реакція (сили  $F_i$  і  $N_i$ ) на накладку з боку гальмівного шківів суміщається з площиною симетрії накладки.

Підкреслимо важливість останньої зміни для підвищення точності результатів розв'язку рівнянь рівноваги накладки. Ця зміна дає підстави вважати рівняння рівноваги –

суму проєкцій сил на вісь  $Oy_C$  – більш точними порівняно з іншими існуючими методиками.

Запишемо умову рівноваги  $i$ -ої накладки (див. рис. 1.12 б) під дією зовнішніх сил трьома рівняннями статки:

$$\sum M_{O_i} = 0; (S_{i-1} - S_i) \cdot R - (F_i \cos \lambda + N_i \sin \lambda) \cdot R_u = 0; \quad (1.14)$$

$$\sum F_{yc} = 0;$$

$$S_{i-1} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma) + S_i \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma) - N_i \cdot \cos \lambda + F_i \cdot \sin \lambda = 0; \quad (1.15)$$

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0; & (S_{i-1} - S_i)R - R_u + P_{i-1} \cdot R_u \sin \frac{\alpha_{\kappa, i-1}}{2} + R_{B, i-1} \cdot R_u \cdot \sin \alpha - \\ & - P_i \cdot R_u \cdot \sin \frac{\alpha_{\kappa, i-1}}{2} - R_{B, i} \cdot R_u \cdot \sin \alpha = 0. \end{aligned} \quad (1.16)$$

Перетворимо рівняння (1.14) і (1.15) з урахуванням залежності між  $F_i$  та  $N_i$  – до вигляду

$$\begin{aligned} F_i &= \frac{R \cdot f(S_{i-1} - S_i)}{R_u \cdot (f \cdot \cos \lambda + \sin \lambda)}, \\ F_i &= \frac{f(S_{i-1} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma) + S_i \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma))}{\cos \lambda - f \cdot \sin \lambda}. \end{aligned} \quad (1.17)$$

Прирівняємо праві частини отриманих рівнянь і, після незначних перетворень, одержимо вираз для визначення відношення  $S_i$  до  $S_{i-1}$

$$\frac{S_i}{S_{i-1}} = \frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + tg \lambda}{1 - f \cdot tg \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + tg \lambda}{1 - f \cdot tg \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)}. \quad (1.18)$$

Виділимо відношення  $S_i/S_{i-1}$  з рівняння (1.16). Для цього поділимо його на  $R_u$ , замінимо  $P$  виразом з рівняння (1.13) та врахуємо, що

$$R_B = \frac{S \cdot (\sin(\varphi \pm (\lambda + \gamma)) - \sin \alpha_\kappa)}{\cos \alpha}.$$

Отже,

$$\frac{S_i}{S_{i-1}} = \frac{\frac{R}{R_u} - 1 + \alpha_{\kappa,i-1} \cdot \sin \frac{\alpha_{\kappa,i-1}}{2} + \operatorname{tg} \alpha \cdot (\sin(\varphi - \lambda - \gamma) - \sin \alpha_{\kappa,i-1})}{\frac{R}{R_u} - 1 + \alpha_{\kappa,i} \cdot \sin \frac{\alpha_{\kappa,i}}{2} + \operatorname{tg} \alpha \cdot (\sin(\varphi + \lambda + \gamma) - \sin \alpha_{\kappa,i})}, \quad (1.19)$$

$$\text{де } \alpha_{\kappa} = \arcsin \frac{W - 2 \left( W_{x.o} \pm b \frac{\varphi}{2} \gamma \right)}{2R_H}.$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (1.18) і (1.19), одержуємо рівняння, з якого при відомих параметрах конструкції фрикційного вузла ( $R, R_u, R_H, \varphi, \alpha, W, W_{x.o}$  і  $b$ ) визначаємо кути  $\lambda$  і  $\gamma$ . Зазначимо, що виразити явно кут  $\lambda$  чи  $\gamma$  через параметри конструкції вузла в такому рівнянні неможливо – його розв'язок можна отримати лише чисельними методами. Тому це рівняння тут не наводиться.

З порівняння правих частин формул (1.18) і (1.19) випливає, що кути  $\gamma$  і  $\lambda$  не залежать від величин натягу стрічки, тобто вони однакові для усіх накладок фрикційного вузла за умови рівного кроку їхнього розміщення на стрічці.

Знайдемо вирази для визначення натягу стрічки  $S_i$  через  $S_H$ , гальмівних сил, що розвиваються  $i$ -ою накладкою і гальмом в цілому, для описаних вище умов. Опускаючи проміжні викладки запишемо остаточні формули:

- для натягу стрічки біля  $i$ -ої накладки

$$S_i = S_H \cdot \left( \frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)} \right)^i; \quad (1.20)$$

- для натягу збігаючої гілки стрічки

$$S_3 = S_H \cdot \left( \frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)} \right)^n; \quad (1.21)$$

- для залежності сили тертя у фрикційній парі біля  $i$ -ої накладки від натягу набігаючої гілки стрічки



$$F_i = \frac{S_H \cdot f \cdot (\sin(\varphi + \lambda + \gamma) + \sin(\varphi - \lambda - \gamma))}{(\cos - f \cdot \sin \lambda) \cdot \left(1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \sin(\varphi + \lambda + \gamma)\right)} \times$$

$$\times \left( \frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)} \right)^{i-1}; \quad (1.22)$$

- для гальмівної сили, що створюється усіма фрикційними парами гальма

$$F_r = \frac{R \cdot f \cdot S_H}{R_u \cdot (f \cdot \cos \lambda + \sin \lambda)} \left[ 1 - \frac{\left(1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)\right)^n}{\left(1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)\right)^n} \right] \text{ або}$$

$$F_r = \frac{R \cdot f \cdot S_3}{R_u \cdot (f \cdot \cos \lambda + \sin \lambda)} \left[ \frac{\left(1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)\right)^n}{\left(1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \lambda}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)\right)^n} - 1 \right]. \quad (1.23)$$

Аналіз формул (1.17)-(1.23) дає підстави вважати, що зі збільшенням кута  $\lambda$  і  $\gamma$  сили тертя  $F_i$  біля  $i$ -ої накладки, гальмівна сила і відношення  $S_H/S_3$  зменшуються порівняно з відповідними параметрами гальма без повороту накладки. Це означає, що в процесі припрацювання нових фрикційних накладок до моменту досягнення стану рівноваги в повороті накладок внаслідок нерівномірного зношування відбувається зміна експлуатаційних параметрів гальма – збільшуються його гальмівні сила та момент (при незмінному натягу  $S_H$  стрічки).

Для ілюстрації впливу нерівномірного зношування фрикційних накладок на експлуатаційні параметри гальма виконаємо розрахунок відношень  $S_H/S_3$  натягу гальмівної стрічки на її протилежних гілках для лебідок з параметрами, описаними у варіанті навантаження 1 зі зміною коефіцієнта тертя в діапазоні 0,25-0,50. Попередньо розрахуємо кутовий

коефіцієнт  $b$  рівняння (1.12). Для цього скористаємося математичною моделлю гальмівної стрічки для  $W_x$ . Значення  $W_x$  для  $L_1 = 29,18+5$  мм і  $L_2 = 29,18-5$  мм складають, відповідно, 26,316 і 19,907 мм.

Отже, кутовий коефіцієнт

$$b = \frac{W_{x.34} - W_{x.24}}{L_1 - L_2} \cdot \frac{R \cdot \pi}{180} = \frac{26,316 - 19,907}{34,18 - 24,18} \cdot \frac{757,5 \cdot \pi}{180} = 8,476 \text{ мм/град.}$$

Тут враховано, що зміна кута  $\beta$  внаслідок нерівномірного зношування накладки дорівнює куту  $\gamma$ , а  $\beta=L/R$  і  $W_{x0}=23,73$  мм.

Розрахунки показують, що внаслідок повороту накладки деформація гальмівної стрічки істотно змінюється. Так, рівняння (1.12) перетворюється в  $W_x=23,73\pm 12,594 \cdot \gamma$  і в діапазоні зміни кута  $\varphi = 6,75\pm 1^\circ$   $W_x$  змінюється в межах 11,136-36,324 мм.

Сумісним розв'язком рівнянь (1.18) і (1.20) чисельним методом із заміною неявних параметрів отримуємо залежності кутів  $\gamma$  і  $\lambda$  від коефіцієнта тертя, які добре описуються (середнє квадратичне відхилення для кута  $\gamma$  рівне  $1,272 \cdot 10^{-3}$  град. для шести точок) лінійними рівняннями:

$$\lambda = 0,0072 + 1,378 \cdot f ; \quad \gamma = 0,015 + 2,837 \cdot f .$$

Одержані результати кількісно збігаються з експериментальними даними, наведеними в роботі [5]. В останній вказується, що нерівномірність зношування накладок гальмівної лебідки БУ-2500 ЕП склала 5,0-15,0 %, що при середньому зношуванні накладки 10,0 мм складає 0,5-1,5 мм зміни товщини по довжині. За розрахунками для середнього коефіцієнта тертя у фрикційній парі 0,35 кут повороту накладки складає  $\lambda = 0,0072 + 1,378 \cdot 0,35 = 0,490^\circ$ . При довжині накладки  $W = 120,0$  мм такий кут дає різницю товщини накладки на її краях 1,03 мм ( $\text{tg}0,49^\circ \cdot 120 = 1,03$ ).

Оцінимо вплив нерівномірного зношування кожної фрикційної накладки, що супроводжується її поворотом на кут  $\lambda$ , на експлуатаційні параметри гальма. На основі даних видно, що в результаті повороту накладок відношення  $S_H/S_3$  збільшується на 2,4-2,9 %. Така зміна  $S_H/S_3$  супроводжується збільшенням гальмівних сил і моментів – відношення  $S_H/S_3$  є складовою формул для визначення наведених вище параметрів.

На основі теоретичних досліджень розроблена конструкція удосконаленого фрикційного вузла стрічково-

колодкового гальма з наступною формулою винаходу на патент.

Фрикційні накладки на дузі охоплення гальмівної стрічки встановлені без розпірних планок та розміщені від границі поділу набігаючої та збігаючої гілок вправо та вліво на кути охоплення, які відповідають двом-трьом накладкам, а зі сторони переважного обертання гальмівного шківa, тобто зі сторони набігаючих ділянок гальмівної стрічки та фрикційних накладок, останні мають фаску на неробочій поверхні, ширина якої визначається за допомогою залежності вигляду

$$b_{\phi} = \frac{b}{2} \frac{1 - \frac{\sin \varphi_c}{\sin \varphi_n} + 2f \frac{R}{R_c} \sin \varphi_c}{1 + f \frac{R}{R_c} \sin \varphi_c} + f \left( H + \frac{h}{2} \right) \frac{1 + \frac{\sin \varphi_c}{\sin \varphi_n}}{1 + f \frac{R}{R_c} \sin \varphi_c},$$

де  $b$ ,  $b_c$  – ширина: фрикційної накладки та фаски на ній зі сторони неробочої поверхні;  $H$ ,  $h$  – товщина: накладки та стрічки;  $R$ ,  $R_c$  – радіус: робочої поверхні гальмівного шківa та серединної лінії гальмівної стрічки;  $f$  – середня величина коефіцієнта тертя ковзання в парі “робоча поверхня накладки – робоча поверхня шківa”;  $\varphi_n$ ,  $\varphi_c$  – кути нахилу набігаючих та збігаючих ділянок гальмівної стрічки;  $\alpha_{\phi}$ ,  $\gamma$  – кут фаски по ширині та висоті накладки зі сторони її неробочої поверхні; і при цьому кут  $\gamma$  по висоті накладки повинен бути не менше кута, котрий визначається за залежністю вигляду

$$\beta = \varphi - \arcsin \frac{b}{2R_c} - \frac{1}{2} \arcsin \frac{b - 2b_{\phi}}{2R_c},$$

де  $\beta$  – половина кута від точки прикладання зусилля, котре виникає на набігаючій ділянці стрічки та накладки (де закінчується фаска) до бокової поверхні сусідньої накладки, яка розміщена в напрямку зворотному обертанню гальмівного шківa;  $\varphi$  – половина кута між віссю симетрії двох сусідніх фрикційних накладок (позитивне рішення на видачу патенту на винахід Росії по заявці №2004135282/11 від 02.10.2006р.)

Однак більш ефективно працюють у стрічково-колодкових гальмах багатопарні фрикційні вузли.

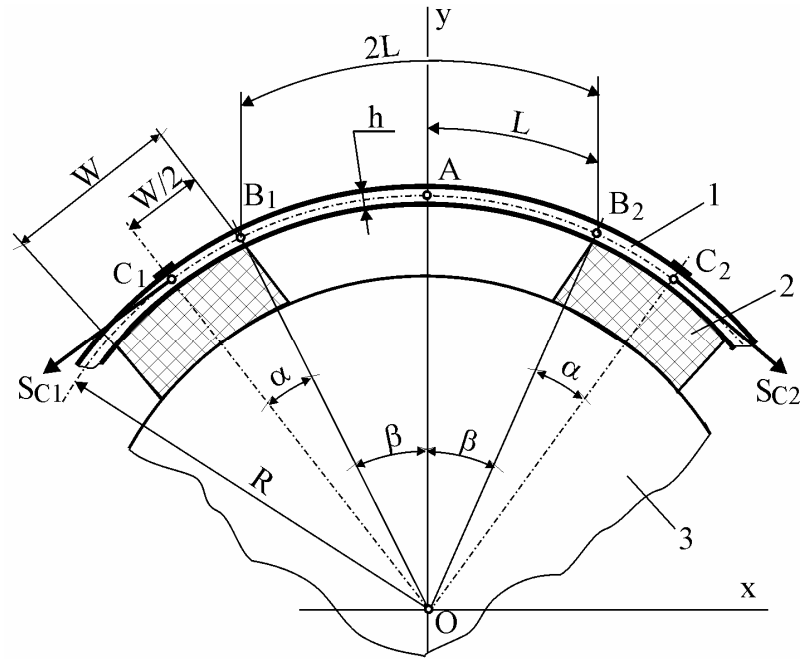


Рис. 1.1 Фрикційний вузол стрічково-колоткового гальма з ділянкою  $C_1AC_2$  гальмівної стрічки, обмеженої місцями кріплення до неї двох сусідніх накладок: 1— гальмівна стрічка; 2 — фрикційна накладка; 3 — гальмівний шків

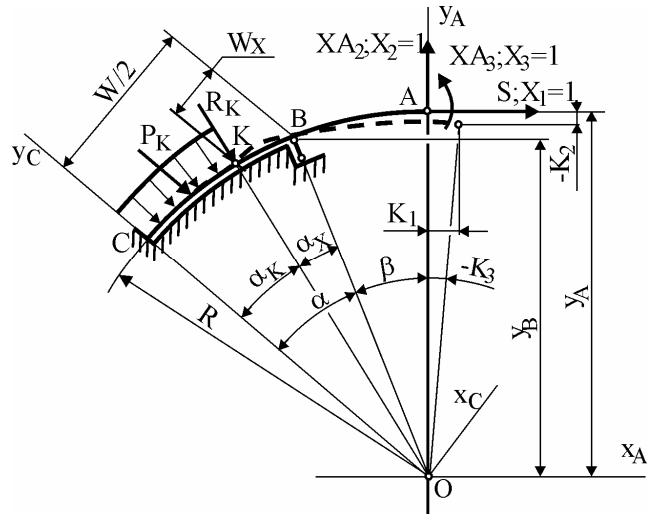


Рис. 1.2 Розрахункова схема ділянки ABC гальмівної стрічки (штриховою лінією вказане положення деформованої стрічки)

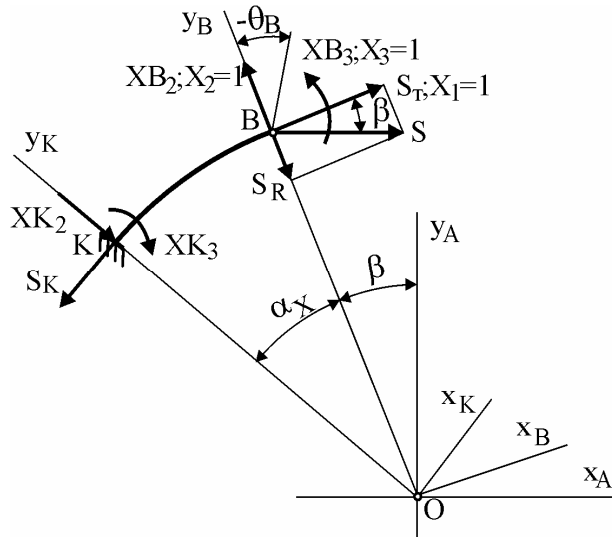


Рис. 1.3 Схема дії сил на ділянці BK гальмівної стрічки (основна система)

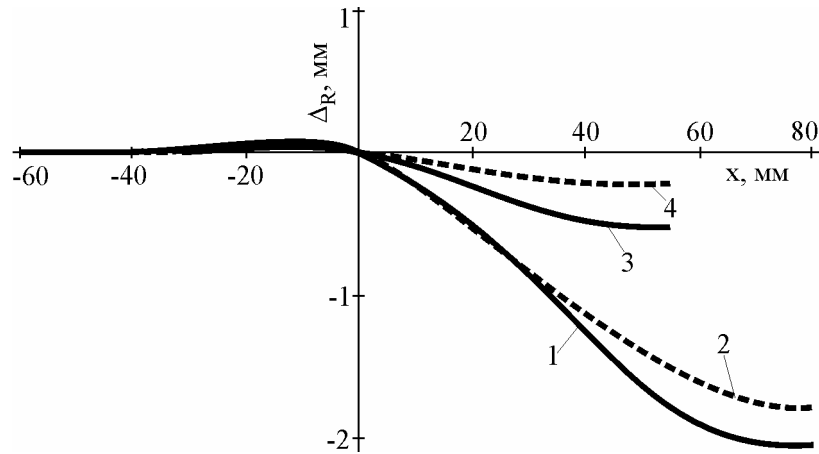


Рис. 1.4 Залежності прогину ділянки гальмівної стрічки над ( $x < 0$ ) і між ( $x > 0$ ) фрикційними накладками за  $S = 160$  кН ( $\Delta_R = \sqrt{x^2 + y^2} - R$ , де  $x$  і  $y$  – координати точок серединної лінії стрічки в системі координат  $x_A O y_A$ ):  
 1 –  $L = 80$  мм,  $R_{uu} = 500$  мм,  $h = 4$  мм; 2 –  $L = 80$  мм,  $R_{uu} = 612$  мм,  $h = 4$  мм; 3 –  $L = 55$  мм,  $R_{uu} = 500$  мм,  $h = 4$  мм; 4 –  $L = 55$  мм,  $R_{uu} = 725$  мм,  $h = 5$  мм

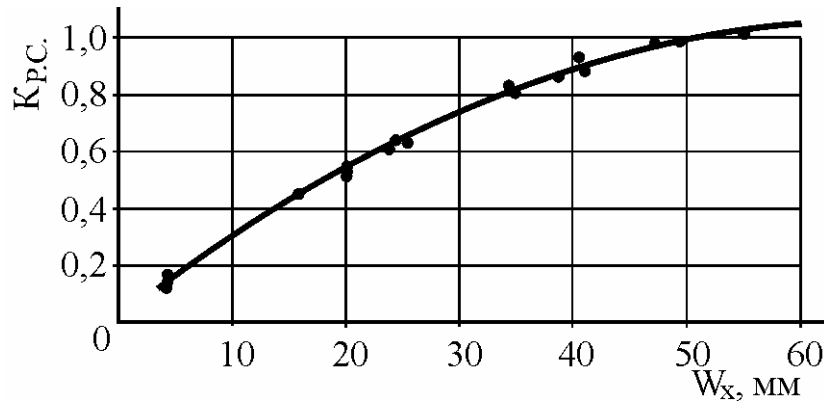


Рис. 1.5. Залежність коефіцієнта  $K_{PC}$  для контакту поверхонь „стрічка-фрикційна накладка” від  $W_x$

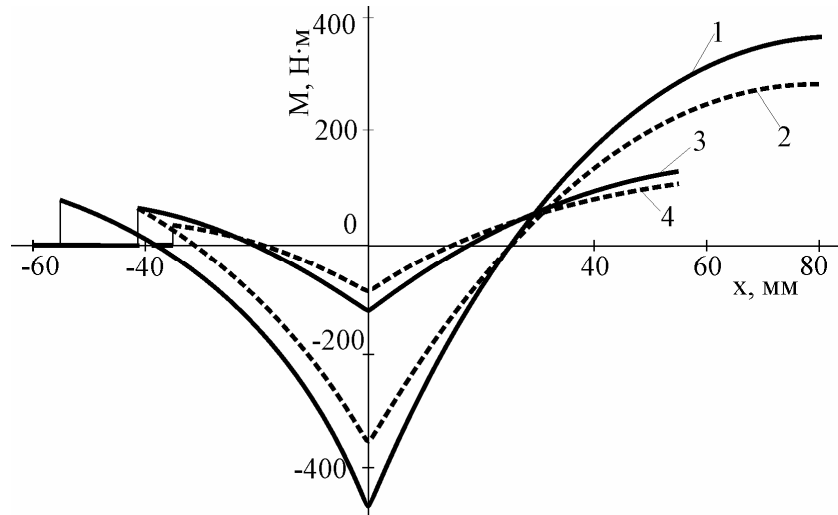


Рис. 1.6 Епюри згинальних моментів ділянки стрічки над ( $x < 0$ ) і між ( $x > 0$ ) фрикційними накладками за  $S = 160$  кН: 1, 2 –  $L = 80$  мм,  $R_{ul} = 500$  мм; 3, 4 –  $L = 55$  мм,  $R_{ul} = 725$  мм; 1, 3 –  $h = 6$  мм; 2, 4 –  $h = 4$  мм

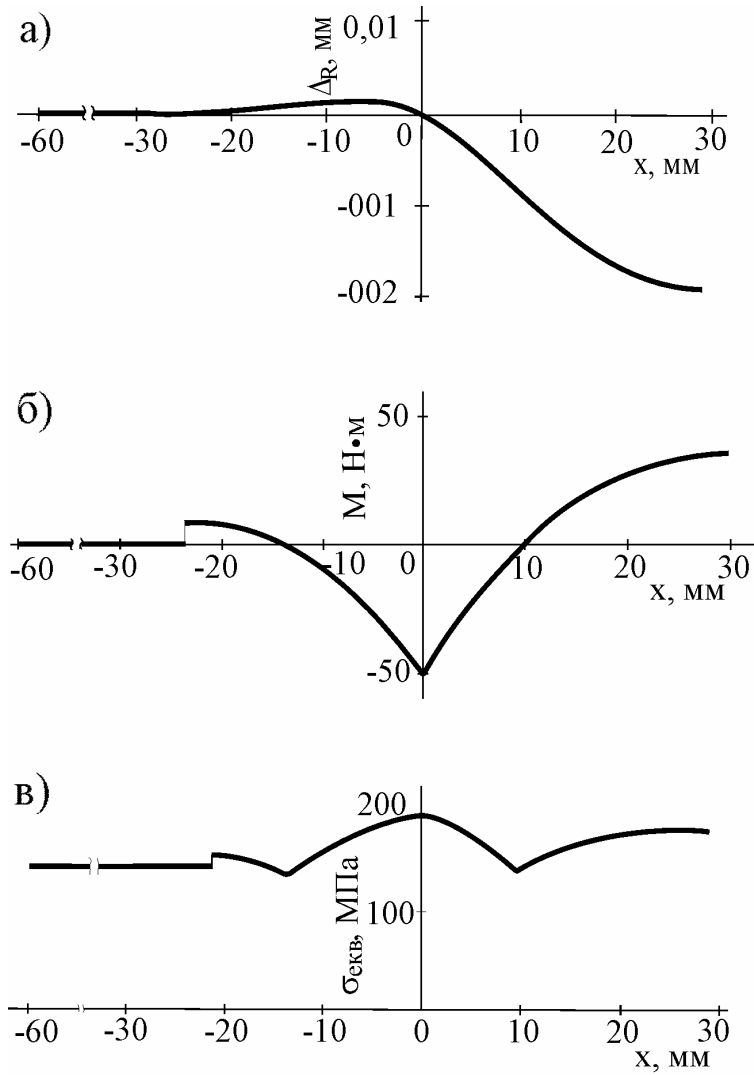


Рис. 1.7 а, б, в Графічні залежності прогину (а), згинального моменту (б), еквівалентних напружень (в) ділянки гальмівної стрічки над ( $x < 0$ ) і між ( $x > 0$ ) фрикційними накладками при  $S = 160$  кН ( $\Delta_R = \sqrt{x^2 + y^2} - R$ , де  $x$  і  $y$  – координати точок серединної лінії стрічки)



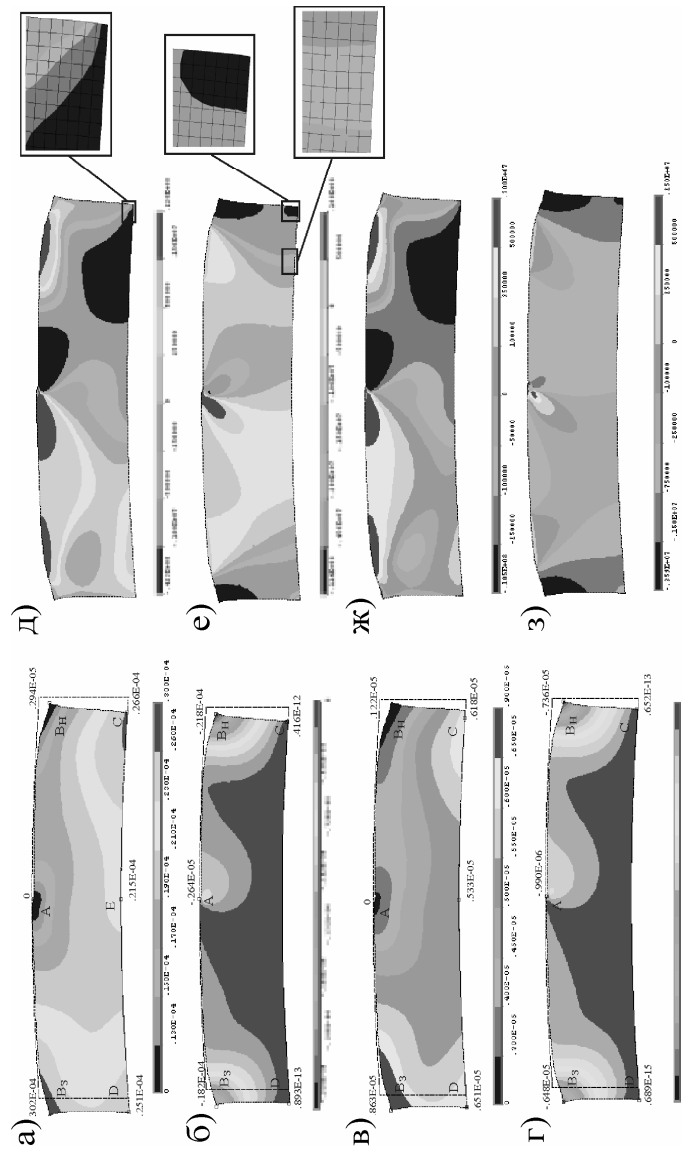


Рис. 1.8 а, б, в, г, д, е, ж, з Діаграми деформацій (а-е) і напружень (д-з) у фрикційній накладці: в напрямку тангенціальному (а, в, д, ж) і радіальному (б, г, е, ж) для варіантів навантаження 1 (а, б, д, е) і 2 (в, г, ж, з)

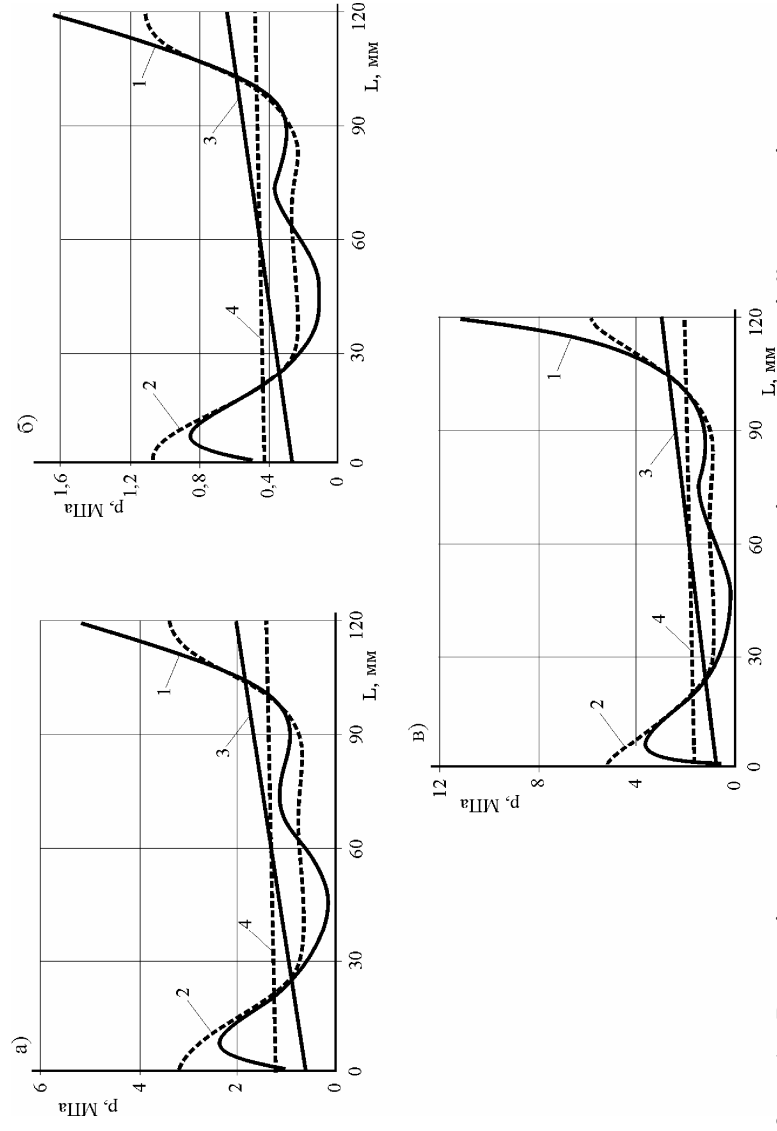


Рис. 1.9 а, б, в Розподіл питомих навантажень у парі „накладка-шків” при варіантах навантаження I (а), II (б) і III (в)

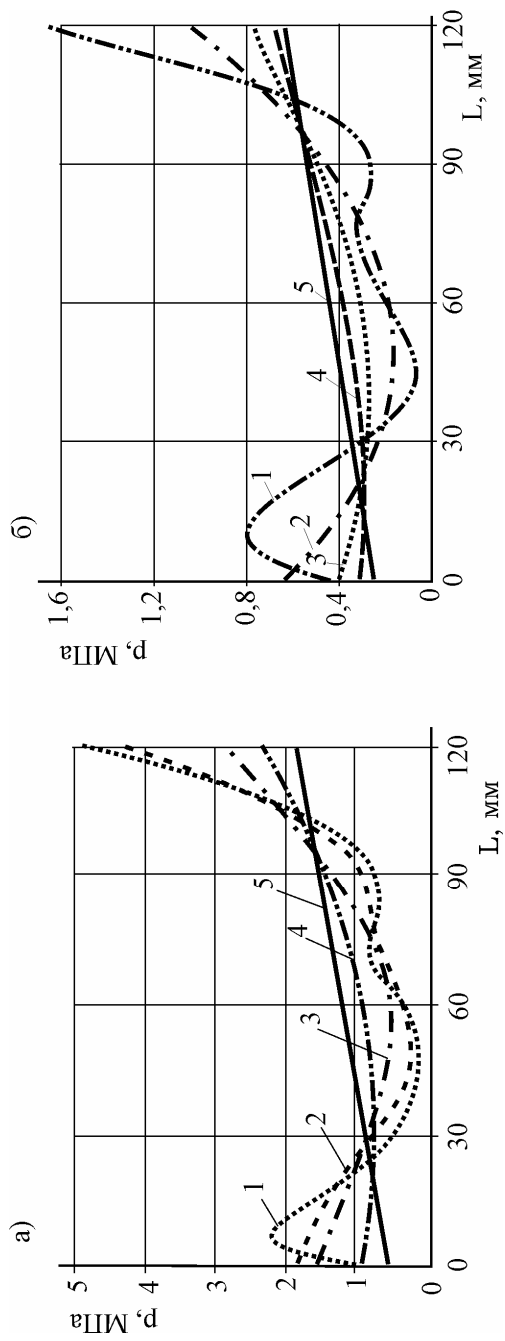


Рис. 1.10 а, б Розподіл питомого навантаження  $p$  в контактї між поверхнями шківів і накладок по її довжині  $L_H$  в діапазонї відносної тривалості  $t$  роботи фрикційної пари (варіант навантаження I (а) і варіант навантаження II (б)):  
 1 –  $t=0-2$ ; 2 –  $t=17-23$ ; 3 –  $t=47-57$ ; 4 –  $t=97-111$ ; 5 –  $t=130-155$ , 6 –  $t=96-110$

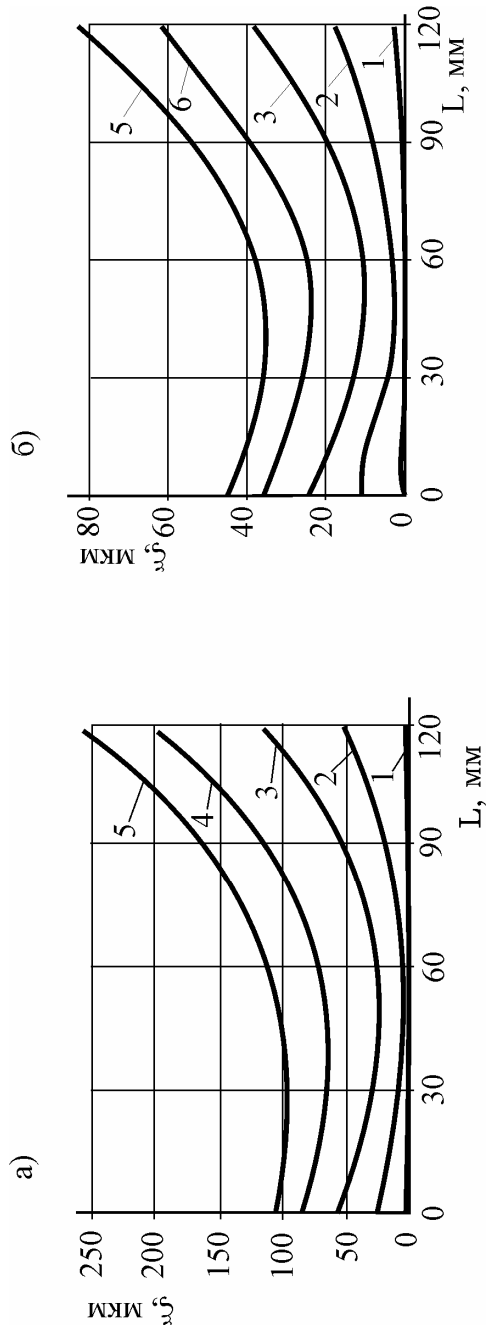


Рис. 1.11 а, б Залежності зміни лінійного зношування  $\zeta$  накладки по її довжині  $L_H$  від відносної тривалості  $t$  роботи фрикційної пари (варіант навантаження I (а) і варіант навантаження II (б)):  
 1 -  $t = 2$ ; 2 -  $t = 23$ ; 3 -  $t = 57$ ; 4 -  $t = 111$ ; 5 -  $t = 155$ ; 6 -  $t = 110$

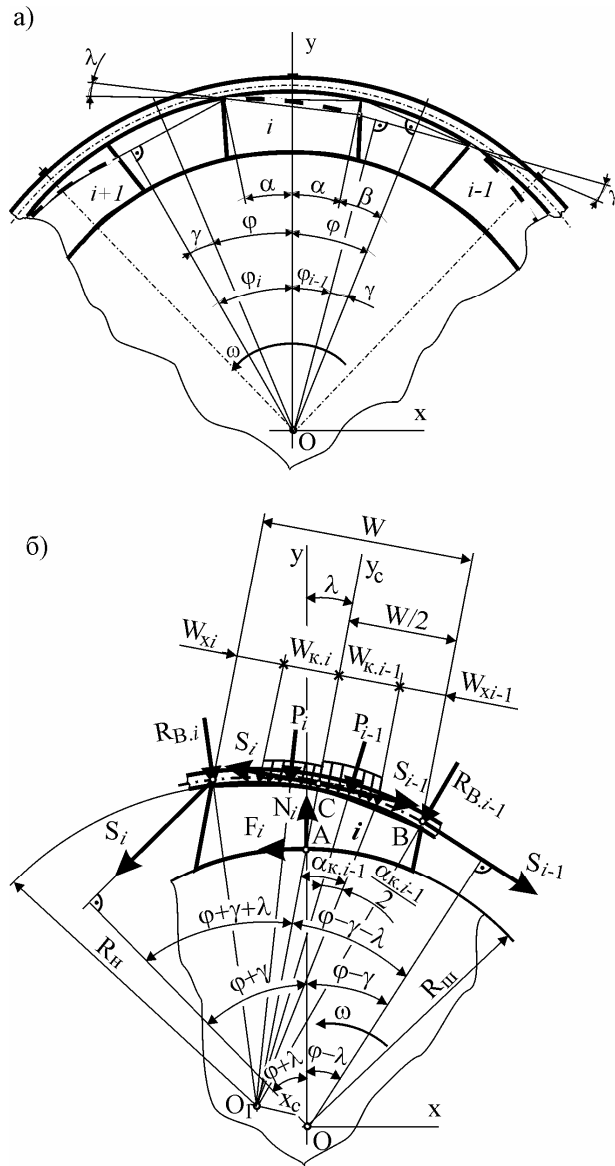


Рис. 1.12 а, б Схема кутових змін деталей фрикційного вузла внаслідок нерівномірного зношування фрикційної накладки (а) і розподіл сил у контакті накладки зі спряженими деталями (б)

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО- КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА БУРОВОЇ ЛЕБІД- КИ

#### 2.1 Перехід від однієї до двох пар тертя у фрикційних вузлах гальма

Для стрічково-колодкових гальм, що мають фрикційні вузли різних типів, та працюють у повторно-короткочасному режимі навантаження, інтервал зміни середніх питомих навантажень складає 0,3-1,5 МПа, початкових швидкостей ковзання – 1,0-20,0 м/с, середніх температур поверхонь тертя – 100-1000 °С.

При певній сукупності фізико-механічних властивостей матеріалів, що труться, швидкості ковзання, питомих навантажень, температури тощо на поверхнях тертя виникатиме певна шорсткість, що відповідає заданим умовам тертя. При зміні умов тертя змінюється і шорсткість поверхонь, що впливає на інтенсивність зношування пар тертя гальма. Вона може бути істотно зменшена не лише раціональним вибором матеріалів пар тертя, але й розумним їхнім розташуванням у спряженнях.

У залежності від твердості ( $H$ ) та розмірів поверхонь дотику ( $A_H$ ) взаємодіючих пар тертя за пропозицією Д.Н.Гаркунова, доцільно розрізняти наступні умови взаємного розташування матеріалів пари:

$$H_1 > H_2; A_{H_1} < A_{H_2}; \quad (2.1)$$

$$H_1 < H_2; A_{H_1} > A_{H_2}. \quad (2.2)$$

Перший випадок відповідає ковзанню робочої поверхні гальмівного шківа, найменшої номінальної поверхні дотику по внутрішній поверхні фрикційної накладки, що має меншу твердість, проте більшу поверхню дотику. Таке розташування поверхонь фрикційних пар тертя вважатимемо „прямою парою тертя”. Остання є у серійному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки.

У прямій парі тертя гребені нерівності поверхні тертя гальмівного шківів, що залишилися після механічної обробки, розташовуються по гвинтовій лінії, а рух кожної точки поверхні відбувається по колу, що зумовлює зростання кількості відірваних частинок фрикційного матеріалу від робочої поверхні фрикційної накладки. При цьому також відбувається зношування поверхні гальмівного шківів. Металеві частинки останнього, що осіли на внутрішній поверхні накладки, служать чинником інтенсифікації зношування робочої поверхні шківів. При цьому частина продуктів спрацювання, скупчуючись між поверхнями тертя, прискорює зношування обох поверхонь. Крім того, взаємодія твердого матеріалу робочої поверхні гальмівного шківів з нерухомою м'якою робочою поверхнею фрикційної накладки сприяє виникненню інтенсивної пластичної деформації у зоні їхнього контакту. Остання призводить до збільшення номінальної та фактичної площі контакту, що сприяє підвищенню коефіцієнта тертя, зниженню питомих навантажень, збільшенню сили тертя, та як наслідок, помітному збільшенню інтенсивності спрацювання поверхонь тертя.

З усього вищевикладеного випливає, що всі фізико-механічні процеси, що відбуваються у матеріалах пар тертя серійних стрічково-колодкових гальм, зумовлені динамічним перевантаженням їхніх пар тертя, та як наслідок, достатньо високою тепловою навантаженістю.

Отже, прямі пари тертя у серійному стрічково-колодковому гальмі потребують динамічного розвантаження. Це доцільно зробити застосовуючи новий тип фрикційного вузла, у якому зовнішня та внутрішня поверхні фрикційної накладки виконують функції елементів зворотно-прямої пари тертя гальма.

## **2.2 Стрічково-колодкові гальма з багатопарними фрикційними вузлами: конструкція та робота пар тертя**

Ефективним способом покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є збільшення фактичної площі взаємодії їхніх фрикційних вузлів. Ця обставина, у свою чергу, призведе до збільшення коефіцієнта взаємного перекриття поверхонь тертя гальма, яка може досягатись використанням зовнішніх та внутрі-

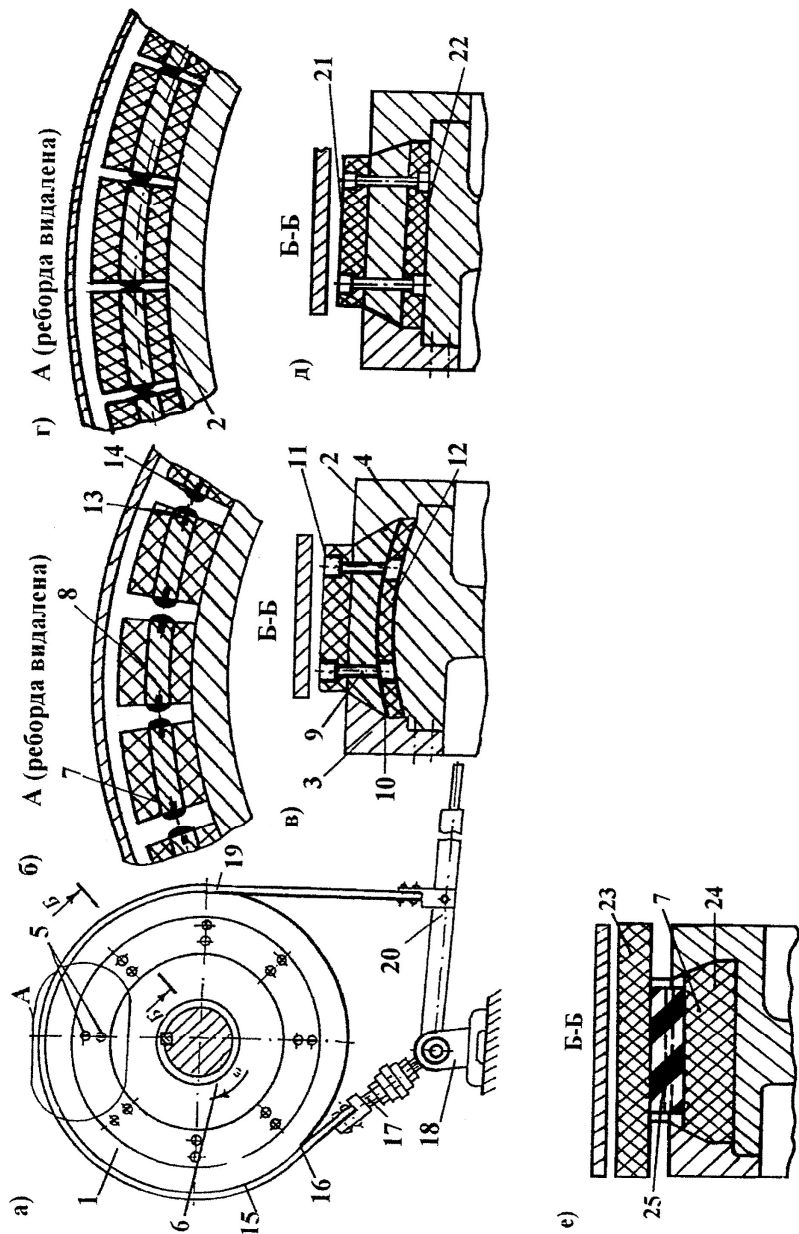
шніх пар тертя. Дві поверхні (зовнішня та внутрішня) рухомої накладки у фрикційному вузлі гальма, навантажені кожна нормальною силою  $N$ , мають при однакових умовах більшу поверхню взаємодії в окремо розглянутих парах тертя „внутрішня поверхня гальмівної стрічки-зовнішня поверхня фрикційної накладки” та „внутрішня поверхня фрикційної накладки-робоча поверхня гальмівного шківів”, ніж у парах тертя „внутрішня поверхня нерухомих фрикційних накладок-робоча поверхня гальмівного шківів”.

Професор А.В. Чичинадзе в одній зі своїх багаточисельних робіт [39, 40] вказав, що одним із шляхів суттєвого зниження динамічної та теплової навантаженості пар тертя гальм є розробка багатопарних конструкцій їхніх фрикційних вузлів. Така рекомендація в повній мірі відноситься і до фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

На рис. 2.1 *a* зображене стрічково-колодке гальмо з багатопарними фрикційними накладками; на рис. 2.1 *б, в* – вид А на зовнішні та внутрішні фрикційні вузли, накладки яких встановлені із зазором та без зазору; на рис. 2.1 *в, д, е* – розріз Б-Б рис. 2.1 *a* – поперечний розріз фрикційних вузлів гальма.

Стрічково-колодке гальмо з багатопарними фрикційними вузлами складається з гальмівного шківів 1, що має опуклу робочу поверхню 2, з боків якого розташовані реборди 3, 4. Ліва реборда 3 виконана знімною, а права – складає одне ціле зі шківом 1. Ліва реборда 3 кріпиться до тіла гальмівного шківів 1 за допомогою гвинтів 5. Шків 1 розташований на підйомному валі 6 лебідки. У гальмівному шківі 1 виконане поглиблення, яке із внутрішніми поверхнями реборд 3 і 4, з опуклою робочою поверхнею шківів 1 і частиною фрикційного елемента 7 утворюють з'єднання типу „ластівчин хвіст з опуклою поверхнею”. У свою чергу, фрикційний елемент 7 складається з основи 8, до якої за допомогою кріпильних гвинтів 9 і гайок 10 прикріплені опукла зовнішня 11 і увігнута внутрішня 12 фрикційні накладки. Основа 8 фрикційного елемента 7 виготовлена з теплопровідного матеріалу, який має невелику питому вагу, наприклад, з алюмінієвого сплаву. У бічних поверхнях основи 8 є циліндричні отвори 13, у які встановлені пружні елементи 14 у вигляді „кнопок”. Фрикційні елементи 7 встановлені по периметру гальмівного шківів 1 і обертається ра-





зом із ним. Зовнішні фрикційні накладки огинає гальмівна стрічка 15, збігаюча гілка якої 16 кріпиться за допомогою гвинтових стрижнів 17 до опори 18. При цьому набігаюча гілка 19 гальмівної стрічки 15 прикріплена до важеля керування 20.

Рис. 2.1 а, б, в, г, д, е

Конструктивною особливістю фрикційного вузла гальма, зображеного на рис. 2.1 д є те, що зовнішня 21 та внутрішня 22 поверхні накладок виконані опуклими. Іншим конструктивним варіантом (рис. 2.1 е) зовнішня 23 та внутрішня 24 фрикційні накладки приформовані до прошарку гуми 25 і таким чином утворюють єдиний фрикційний елемент 7.

Конструкції фрикційних вузлів гальма, зображені на рис. 2.1 б, в та 2.1 г, д відрізняються тим, що сумарний статичний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя є більшим у першому варіанті, ніж у другому. Це пов'язано з тим, що використана опукла робоча поверхня 2 шківів 1 та увігнута внутрішня поверхня 12 фрикційних накладок.

Найбільший статичний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма має конструкція фрикційного вузла гальма представлена на рис. 2.1 е, так як зовнішня поверхня 23 накладки має таку ширину як і гальмівний шків 1 з ребрами 3, 4. Відповідно й таку ж ширину має і гальмівна стрічка 15.

Таким чином, видно, що статичний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя нетрадиційних гальм у значній мірі залежить від форми фрикційного елемента, який взаємодіє з металевими деталями вузла тертя.

Стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками працює наступним чином: при переміщенні важеля 20 гальма відбувається затягування гальмівною стрічкою 15 фрикційних елементів 7. При цьому відбувається взаємодія внутрішніх поверхонь набігаючої 19 і збігаючої 16 гілок гальмівної стрічки 15 з опуклими зовнішніми поверхнями фрикційних накладок 11 гальмівного шківів 1, що обертається. У зв'язку з тим, що зусилля натягу збігаючої 16 гальмівної стрічки 15 значно менше ніж набігаючої гілки 19, то фрикційні елементи 7 будуть прагнути потрапити під збігаючу гілку 16. У той же час, ударяючись між собою бічними поверхнями, фрикційні елементи 7 за допомогою пружних елементів 14 будуть створювати додаткові сили тертя на зовнішніх та внутрішніх (між увігнутою внутрішньою поверхнею фрикційної накладки 12 та опуклою робочою поверхнею 2 шківів 1). При подальшому збільшенні зусилля затягування гальмівною стрічкою 15 взаємодія між зовнішніми парами тертя припиняється і внутрішня поверхня стрічки 15 ніби

прилипає по дузі охоплення до опуклих зовнішніх поверхонь фрикційних накладок 11.

Обхопивши таким чином більшу частину фрикційних елементів 7, гальмівна стрічка 15 затискає їх і дозволяє працювати внутрішнім парам тертя, що приводить до зупинки гальмівного шківів 1.

У конструкції фрикційного вузла гальма, зображений на рис. 2.1 *з, д*, зазори між накладками відсутні, і тому між ними не буде тих ефектів, які властиві фрикційним накладкам, що встановлені із зазором (рис. 2.1 *б, в*).

Дещо по-іншому працюють фрикційні елементи 7 гальмівного вузла, зображені на рис. 2.1 *е*. При затягуванні гальмівною стрічкою 15 фрикційних елементів 7 зовнішні фрикційні накладки 23 просідають за рахунок податливості прошарку гуми 25. При цьому відбувається взаємодія поверхні стрічки 15 із зовнішньою поверхнею накладки 23 та внутрішньої поверхні фрикційного елемента 7 із робочою поверхнею гальмівного шківів 1. При подальшому збільшенні зусилля затягування гальмівною стрічкою 15 взаємодія між зовнішніми парами тертя припиняється і внутрішня поверхня стрічки 15 ніби прилипає по дузі охоплення до опуклих зовнішніх поверхонь фрикційних накладок 11. При цьому прошарок гуми 25 просідає на таку висоту, коли починається взаємодія внутрішньої поверхні зовнішньої накладки 23 із ребордами 3, 4 шківів 1. Крім того, відбувається взаємодія внутрішніх поверхонь фрикційних елементів 7 із робочою поверхнею гальмівного шківів 1. Це приводить до повної зупинки гальмівного шківів 1.

При цьому динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя гальма значно більший, ніж зовнішніх пар тертя. Найбільший динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма буде в конструкції фрикційного вузла гальма, зображеного на рис. 2.1 *е*. Крім того, відбувається по чергове включення в роботу зовнішніх і внутрішніх пар тертя гальма. Більше того, поверхні тертя зовнішніх і внутрішніх пар знаходяться у площині обертання гальмівного шківів 1.

Після завершення процесу гальмування гальмівна стрічка 15 розмикається й продовжується обертання шківів 1 із фрикційними елементами 7 на ньому. Надалі процеси пригальмовування і повної зупинки гальмівного шківів повторюються.

Демонтаж та монтаж фрикційних елементів 7 на робочу поверхню 2 гальмівного шківів 1 роблять таким чином. Після зносу робочих поверхонь фрикційних накладок 11 та 12 до припустимої величини відгвинчують гвинти 5 і знімають реборду 3. Після чого видаляють фрикційні елементи 7 і знімають із їхньої основи 8 фрикційні накладки 11 та 12, а на їхнє місце встановлюють нові. Потім роблять монтаж фрикційних елементів 7 на робочу поверхню 2 гальмівного шківів 1, установивши при цьому на місце реборду 3. У випадку великої кривини робочої поверхні 2 гальмівного шківів 1 у реборді 4, виконаної як одне ціле зі шківом 1, роблять знімний сектор (на кресленні не показаний) більшим, ніж ширина фрикційного елемента 7. Виконавши монтаж фрикційних елементів 7 на робочу поверхню 2 гальмівного шківів 1, встановлюють і кріплять змінний сектор і реборду 3.

Знання особливостей роботи зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм із рухомими фрикційними накладками дозволяє перейти до розгляду їхньої динамічної навантаженості.

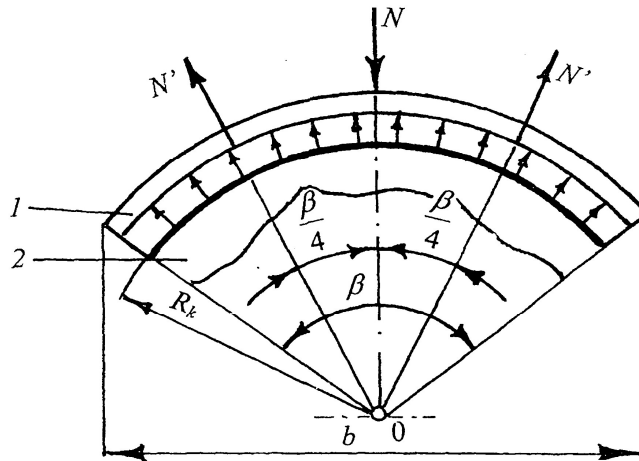
### 2.3 Динамічна навантаженість багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

#### 2.3.1 Сили тертя у фрикційних вузлах із парами тертя

Внутрішніми з опуклими поверхнями. Визначимо сили тертя у внутрішній парі тертя “внутрішня поверхня фрикційної накладки-робоча поверхня гальмівного шківів” у будь-якому поперечному перерізі фрикційного вузла гальма. На фрикційну накладку діє рівнодійна нормальна сила  $N$ , яка створюється під час процесу гальмування, коли  $S_H - S_3 = \Delta S$  (де  $S_H$ ,  $S_3$  – натяги набігаючої та збігаючої гілки гальмівної стрічки).

У зв'язку з тим, що закономірність розподілу питомих навантажень вздовж ширини гальмівного шківів невідома, приймаємо, що вона є сталою, тобто  $p = \text{const}$ .

На рис. 2.2 використані наступні позначення:  $R_K$  – радіус кривини спряжених поверхонь шківів та накладок;  $\beta$  –



**Рис. 2.2** Схема розподілу питомих навантажень по ширині фрикційного контакту гальма: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків

накладки.

Замінімо рівномірно розподілене питоме навантаження ( $p$ ) двома рівнодійними силами  $N'$ , точки прикладення яких розташовані під кутом  $\beta/4$  від середньої точки поверхні шківа.

З умови рівноваги

$$N' = \frac{N}{2 \cos \beta/4}.$$

Сила тертя на поверхні фрикційного контакту в цьому випадку рівна

$$F_T = 2 \cdot N' \cdot f_1, \quad (2.3)$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя ковзання між поверхнями шківа та накладки.

Після підстановки в залежність (2.3) отримуємо:

$$F_T = \frac{N}{\cos \frac{\beta}{4}} \cdot f_1, \quad (2.4)$$

де  $\frac{f_1}{\cos \beta/4} = f_1'$  – зведений коефіцієнт тертя ковзання між поверхнями шківів та накладки.

Таким чином, за рахунок виконання опуклих спряжених поверхонь шківів та накладок уздовж їхньої ширини, коефіцієнт тертя ковзання збільшується в залежності від величини центрального кута  $\beta$ .

Зовнішніми та внутрішніми. На відміну від фрикційного вузла, у якому накладки пружно з'єднані між собою, при визначенні зусиль натягів гальмівної стрічки та гальмівного моменту, при нез'єднаних між собою накладках, необхідно враховувати їхні сили інерції.

Сили, що діють на фрикційну накладку, яка з'єднана зі шківом за допомогою з'єднання “ластівчин хвіст”, зображені на рис. 2.3. На рис. 2.3 використані наступні позначення:

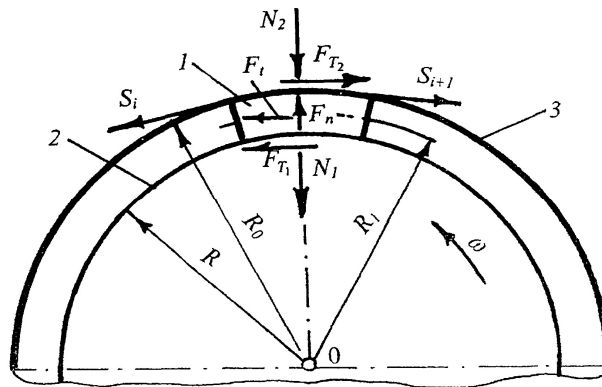


Рис. 2.3 Схема сил, що діють на фрикційну накладку при роботі гальмівного вузла: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків; 3 – гальмівна стрічка

$F_{t1}, F_{t2}$  – сили тертя у внутрішній та зовнішній парі тертя гальма;  $N_1, N_2$  – рівнодійні питомих навантажень на внутрішній та зовнішній робочі поверхні фрикційної накладки;  $F_t, F_r$  – дотична та відцентрова сила інерції накладки;  $R_0, R, R_1$  – радіуси: зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладки та її середній.

При обертанні гальмівного шківa зі швидкістю  $\omega$  виникає відцентрова сила інерції накладкa

$$F_n = m\omega^2 \cdot R_1 = \frac{G}{g}\omega^2 R_1, \quad (2.5)$$

де  $m$ ,  $G$  – маса та вага накладкa;  $g$  – прискорення вільного падіння.

У порівнянні з питомими навантаженнями, які виникають у зовнішніх парах тертя, вага фрикційної накладкa є малою величиною, тому при описі експлуатаційних параметрів гальма нею нехтуємо.

Сила тертя на зовнішній поверхні накладкa визначається за залежністю

$$F_{T_2} = S_{i+1} - S_i,$$

де  $S_{i+1}$ ,  $S_i$  – зусилля натягу на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки  $i$ -ої накладкa фрикційного вузла гальма.

Рівнодійна питомих навантажень на зовнішніх парах тертя фрикційного вузла гальма

$$N_2 = \frac{F_{T_2}}{f_2} = \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2}. \quad (2.6)$$

З умови рівноваги фрикційної накладкa знаходимо

$$N_1 = -N_2 + F_n. \quad (2.7)$$

Тоді сила тертя у внутрішніх парах тертя буде рівна

$$F_{T_1} = N_1 \cdot f_1 = (F_n - N_2) \cdot f_1. \quad (2.8)$$

При розімкненому гальмі бурової лебідкa, при опусканні колони бурильних труб у свердловину гальмівний шків обертається з кутовою швидкістю  $\omega_0$ . При цьому відцентрова сила буде рівна

$$F_n = \frac{G}{g}\omega_0^2 R.$$

Так, наприклад, якщо прийняти, що  $\omega_0 = 50,0 \text{ с}^{-1}$ ;  $R=0,725 \text{ м}$ , то отримаємо

$$F_n = \frac{50^2 \cdot 0,725}{9,81} G = 181,25G.$$

Таким чином, при відсутності з'єднання накладок між собою при обертанні гальмівного шківa вони притискаються зі значною силою  $F_n$  до його робочої поверхні. Тому, на початковій стадії гальмування робочими поверхнями є зовнішні пари тертя фрикційних вузлів

гальма. При цьому напрям сили  $N_l$ , що діє з боку робочої поверхні гальмівного шківів на внутрішню поверхню фрикційної накладки протилежний напрямку нормальній сили інерції  $F_n$  (див. рис. 2.3).

### 2.3.2 Визначення зусиль натягу гальмівної стрічки та гальмівного моменту

Фрикційні накладки, що з'єднані зі шківом за допомогою "ластівчиного хвоста" у розгальмованому стані є рухомими, як відносно гальмівного шківів, так і гальмівної стрічки. Під час гальмування стан їхньої рухомості при певних умовах стає періодичним. На початковій стадії гальмування накладки нерухомі відносно гальмівного шківів, а на кінцевій стадії – відносно гальмівної стрічки.

При отриманні нижченаведених залежностей прийнято, що в розгальмованому стані накладки не відриваються від робочої поверхні шківів, так як вони постійно знаходяться в з'єднанні типу "ластівчин хвіст" і при цьому сила попереднього натягу пружин зрівноважує сили інерції накладок. При цьому впливом сил інерції накладок на величину гальмівного моменту знехтувано.

Якщо фрикційні накладки між собою з'єднані пружними елементами, а поверхня гальмівного шківів є циліндричною, то зусилля натягу в стрічці можна визначати за допомогою залежностей, отриманих у роботі [38]. При цьому коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх та внутрішніх пар тертя повинен бути однаковим.

Зусилля в набігаючій гілці стрічки над  $i$ -ою накладкою

$$S_{i+1} = S_3 e^{f_{21}\alpha_1} \cdot e^{f_{22}\alpha_2} \dots \cdot e^{f_{2i}\alpha_i},$$

(2.9)

де  $S_3$  – зусилля на збігаючій гілці гальмівної стрічки;  $f_{21}, f_{22} \dots f_{2i}$  – коефіцієнт тертя ковзання між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки, і відповідно, зовнішньою поверхнею першої, другої та  $i$ -ої фрикційної накладки;  $e$  – основа натурального логарифму;  $\alpha_i$  – центральний кут  $i$ -ої накладки.



Зусилля натягу на збігаючій гілці  $i$ -ої накладки

$$S_i = S_3.$$

На основі залежності (2.9) отримуємо, що зусилля натягу збігаючої гілки стрічки над  $i$ -ою накладкою:

$$S_i = \frac{S_{i+1}}{e^{f_i \alpha_i}}.$$

(2.10)

Тоді зусилля натягу набігаючої гілки стрічки буде дорівнювати:

$$S_H = S_3 e^{f_{2i} \alpha_1 + \dots + f_{2n} \alpha_n},$$

(2.11)

де  $\alpha_n$  – центральний кут  $n$ -ої накладки, яка охоплена гальмівною стрічкою;  $f_{2n}$  – коефіцієнт тертя ковзання між поверхнями гальмівної стрічки та  $n$ -ої накладки.

Виходячи з того, що можна розрахувати зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілки стрічки переходимо до визначення гальмівного моменту на початковій стадії гальмування

$$M_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n (S_{i+1} - S_i) R_0, \quad (2.12)$$

де  $n$  – кількість накладок, яка одночасно охоплюється гальмівною стрічкою;  $R_0$  – радіус зовнішньої поверхні накладки.

Якщо прийняти, що  $\alpha_i = \alpha = \text{const}$ , а  $f_i = f = \text{const}$ , то можна записати

$$S_i = S_3 \cdot (e^{f\alpha})^{i-1}; \quad S_{i+1} = S_3 \cdot e^{f\alpha_i}.$$

Тоді гальмівний момент буде визначатися залежністю вигляду

$$M_{\Gamma_1} = S_3 R_0 (e^{f\alpha} - 1) (1 + e^{f\alpha} + e^{2f\alpha} + \dots + e^{(n-1)f\alpha}). \quad (2.13)$$

На кінцевій стадії гальмування зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілки стрічки можна визначати із залежностей (2.9), (2.10) та (2.11), якщо коефіцієнт тертя ковзання  $f_{2i}$  замінити на коефіцієнт тертя ковзання між робочою поверхнею шківів та  $i$ -ою накладкою ( $f_{li}$ ).

Гальмівний момент, який розвивається внутрішніми парами тертя гальма під час кінцевої стадії гальмування

$$M_{r_2} = \left[ S_3 (e^{f_1 \alpha n} - 1) \frac{1}{k} + 2S_{II} f_1 m \sin \frac{\alpha}{2} \right] R,$$

(2.14) де  $k$  – співвідношення коефіцієнтів тертя ковзання:  $k = f_1 / f_2$ ;  $S_{II}$  – сила натягу пружного елемента;

$m$  – кількість накладок на шківі.

Аналіз залежностей (2.9)-(2.14) показав наступне:

- при умові  $f_2 > f_1$  маємо, що робочими поверхнями при гальмуванні є як зовнішні, так і внутрішні пари тертя гальма. У процесі гальмування вони періодично змінюються, тобто стрічково-колодкове гальмо має фрикційні вузли з накладками, періодично рухомими відносно робочих поверхонь гальмівної стрічки та шківа. Зусилля натягу в гальмівній стрічці та гальмівний момент, у цьому випадку, визначаються залежностями (2.9)-(2.14);

- при умові  $f_1 \geq f_2$  необхідно враховувати натяг пружних елементів, який призведе до того, що питомі навантаження на внутрішніх парах тертя будуть більшими, ніж на зовнішніх парах тертя гальма. Така нерівність зберігається під час усього періоду гальмування, тому сили тертя у внутрішніх парах тертя будуть завжди більшими, ніж у зовнішніх. З даної умови випливає, що накладки є нерухомими відносно шківа, а робочими є поверхні зовнішніх пар тертя і в цьому випадку реалізуються тільки зворотні пари тертя гальма. Дану умову можна отримати ще і за рахунок збільшення площі взаємодії внутрішньої поверхні фрикційної накладки з робочою поверхнею гальмівного шківа, ніж її зовнішньої поверхні зі стрічкою. В цьому випадку питомі навантаження у внутрішніх парах тертя будуть меншими, ніж у зовнішніх. Зусилля натягу гальмівної стрічки та гальмівний момент визначаються за залежностями (2.9)-(2.13).

#### 2.4 Умови працездатності зовнішніх та внутрішніх пар тертя

Перша стадія гальмування спряженими поверхнями гальмівної стрічки та фрикційної накладки можлива при виконанні умови

$$M_{0_1} > M_{0_2}, \quad (2.15)$$

де  $M_{0_1}, M_{0_2}$  – моменти опору сил, що діють на зовнішній та внутрішній поверхнях накладки. На підставі рис. 2.3 визначаємо

$$M_{0_2} = (S_{i+1} - S_i) \cdot R_0; \quad (2.16)$$

$$M_{0_1} = F_{T_1} \cdot R + M_t = (F_n - N_2) \cdot f_1 \cdot R + M_t, \quad (2.17)$$

де  $M_t$  – момент дотичної сили інерції;

$$M_t = F_t \cdot R_1 = m \cdot R \cdot \varepsilon \cdot R_1, \quad (2.18)$$

де  $\varepsilon$  – кутове прискорення фрикційної накладки під час гальмування.

Підставивши в залежність (2.17) значення (2.5), (2.6), (2.7), (2.8) та (2.17) після перетворень отримуємо

$$M_{0_1} = \left( \frac{-S_{i+1} - S_i}{f_2} + \omega^2 R_1 m \right) f_1 R + \varepsilon m R R_1. \quad (2.19)$$

Тоді умову (2.15) запишемо у вигляді

$$(S_{i+1} - S_i) R_0 < \left( \frac{-S_{i+1} - S_i}{f_2} + \omega^2 R_1 m \right) f_1 R + \varepsilon m R R_1. \quad (2.20)$$

Згідно робіт [23, 38] приймаємо закон гальмування лінійним, тобто

$$\omega = \omega_0 - \varepsilon \cdot t, \quad (2.21)$$

де  $t$  – час від початку гальмування.

З урахуванням (2.21) після перетворень нерівності (2.20) отримуємо

$$(\omega_0 - \varepsilon t)^2 > \frac{(S_{i+1} - S_i) \left( R_0 + \frac{f_1}{f_2} R \right) - \varepsilon m R R_1}{m f_1 R R_1}. \quad (2.22)$$

Звідки маємо:

$$t < \frac{\omega_0 - \sqrt{\frac{(S_{i+1} - S_i) \left( R_0 + \frac{f_1}{f_2} R \right) - \varepsilon m R R_1}{m f_1 R R_1}}}{\varepsilon}.$$

(2.23)

У свою чергу, при лінійному законі гальмування

$$\varepsilon = \frac{\omega_0 - \omega_k}{t_k},$$

де  $\omega_k$ ,  $t_k$  – кутова швидкість та період процесу гальмування.

При гальмуванні до зупинки гальмівного шківa  $\omega_k = 0$ , тоді  $\varepsilon = \omega_0/t_k$ .

Нерівність (2.23) виконується при таких умовах

$$(S_{i+1} - S_i) \left( R_0 + \frac{f_1}{f_2} R \right) > \varepsilon m R R_1;$$

(2.24)

тоді

$$\omega_0 > \frac{\sqrt{\frac{(S_{i+1} - S_i) \left( R_0 + \frac{f_1}{f_2} R \right) - \varepsilon m R R_1}{m f_1 R R_1}}}{\varepsilon}.$$

(2.25)

Задавшись співвідношенням коефіцієнтів тертя ковзання  $f_1$  та  $f_2$  можна визначити експлуатаційні параметри, за якими відбувається процес гальмування на першій стадії при взаємодії зовнішніх пар тертя гальма. Зокрема, можна визначити один із натягів гілки стрічки при відомому іншому, завдяки якому відбувається перша стадія гальмування.

Друга стадія гальмування спряженими поверхнями накладки та шківa починається з часу

$$t = \frac{\omega_0 - \sqrt{\frac{(S_{i+1} - S_i) \left( R_0 + \frac{f_1}{f_2} R \right) - \varepsilon m R R_1}{m f_1 R R_1}}}{\varepsilon}.$$

(2.26)

При цьому натяг збігаючої гілки стрічки стає таким, коли

$$M_{0_2} > M_{0_1}. \quad (2.27)$$

Така умова призводить до того, що фрикційна наклад-ка стає нерухомою по відношенню до гальмівної стрічки та рухомою відносно гальмівного шківів.

Таким чином, в цьому разі  $F_n = 0$  та  $F_t = 0$ .

Тоді залежності для  $M_{0_1}$  та  $M_{0_2}$  будуть мати вигляд:

$$M_{0_1} = \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} f_1 R;$$

(2.28)

$$M_{0_2} = (S_{i+1} - S_i) R_0.$$

(2.29)

Умова (2.27) із врахуванням залежностей (2.28) та (2.29) має наступний вигляд

$$(S_{i+1} - S_i) R > \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} f_1 R,$$

звідки

$$f_2 > f_1 \frac{R}{R_0},$$

(2.30)

оскільки  $R_0 > R$ , то має бути, що  $f_2 < f_1$ .

При опуклій робочій поверхні шківів коефіцієнт тертя ковзання  $f_1$  необхідно замінити на коефіцієнт тертя ковзання  $f_1'$ .

Таким чином, при виконанні умови (2.30) фрикційні пари тертя “стрічка-накладка” та “накладка-шків” періодично змінюються. Якщо відбувається повний період гальмування від  $\omega = \omega_0$  до  $\omega = 0$ , то час гальмування зовнішніми парами тертя (перша стадія) визначається за допомогою залежності (2.23), а час гальму-

вання внутрішніми парами тертя (друга стадія) за допомогою залежності вигляду

$$t_1 = t_K - t, \quad (2.31)$$

де  $t_K$  – час повного періоду гальмування.

Зусилля натягу в гілках гальмівної стрічки та гальмівний момент, який розвиває нетрадиційне гальмо на першій стадії гальмування, визначається з допомогою залежностей (2.11)-(2.13).

На другій стадії гальмування зусилля натягу гілок гальмівної стрічки визначаються за допомогою залежностей (2.9), (2.10), (2.11) при умові заміни коефіцієнтів тертя ковзання  $f$  на  $f_1'$ .

Гальмівний момент визначається за допомогою залежності (2.14), якщо прийняти, що  $S_{II} = 0$ , тобто отримаємо

$$M_{Г_2} = S_3 \left( e^{f_1' an} - 1 \right) \frac{f_1'}{f_2}. \quad (2.32)$$

Якщо умова (2.28) не виконується, тобто

$$f_2 < f_1 \frac{R}{R_0}, \quad \text{то} \quad M_{0_1} > M_{0_2}$$

і тому працюють тільки зовнішні пари тертя весь період гальмування. У цьому випадку зусилля натягу гілок стрічки та гальмівний момент визначаються за допомогою залежностей (2.9), (2.10), (2.11) та (2.13).

Таким чином, на основі вищевикладеного, перейдемо до вимог щодо критеріїв працездатності різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

## 2.5 Теплова навантаженість та втрати енергії гальмівним шківом

Відомо, що необхідною умовою зовнішнього тертя є наявність додатного градієнта механічних властивостей кожного з тіл тертя по глибині, тобто тонкий

поверхневий шар, що бере участь у терті, повинен мати меншу міцність, ніж матеріал основи. У сучасних парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, додатний градієнт забезпечується шляхом розм'якшення поверхневого шару під дією теплоти тертя. При відносному ковзанні двох поверхонь дотику пар тертя стрічково-колодкового гальма, внаслідок пружних та пластичних деформацій їхніх контактуючих плям та подолання молекулярної взаємодії, макрорух переходить у мікрорух, впорядкований рух – у хаотичний, тобто у тепловий. У точках дискретного контакту взаємодіючих пар тертя гальма виникають температурні спалахи – теплота розповсюджується з однієї сторони у середину гальмівного шківа та фрикційних накладок (теплопровідністю – кондуктивним теплообміном), а, з другого боку, від їхніх поверхонь розсіюється в оточуюче середовище (променевим теплообміном та вимушеною конвекцією). При закінченні гальмування, тобто при розімкненому гальмі, гальмівний шків виступає у ролі акумулятора теплоти та від нього також спостерігаються вищевказані процеси теплообміну з тією лише різницею, що замість вимушеної конвекції буде природна.

У безпосередній близькості від точок контакту поверхонь тертя гальма утворюються окремі півкульові ізотермічні поверхні, що зливаються у спільну поверхню на деякій глибині ободу гальмівного шківа та фрикційних накладок. Розташування ізотермічних поверхонь у двох фрикційних елементах характеризує величину температурного градієнта.

Регулювати градієнт температури у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма бурової лебідки можна: зміною розміру поверхні теплопередачі, а отже, й коефіцієнтів тепловіддачі; примусовим охолодженням пар тертя; обмазкою поверхонь металічного фрикційного елемента теплоізоляційним матеріалом; застосуванням електропідігріву тощо.

Складність розрахунку поверхневих температур пар тертя стрічково-колодкового гальма обумовлена різними видами теплообміну від поверхонь гальмівного шківа в оточуюче середовище та складністю задання для його різних поверхонь граничних умов.

Необхідно відмітити, що поверхнева температура пар тертя гальма та температурні градієнти, що в них реалізуються, істотно впливають на тертя ковзання, обумовлюючи нестабільні зносо-фрикційні властивості поверхневих шарів, та як наслідок, змінні експлуатаційні параметри гальма у цілому.

Відомі способи визначення кількості теплоти (так званої калориметрії), що полягають у використанні різних типів калориметрів, а саме: звичайний калориметр змінної температури з ізотермічною оболонкою; масивний калориметр змінної температури з ізотермічною оболонкою; калориметр змінної температури з адіабатичною оболонкою; диференціальний калориметр із змінною температурою; калориметр постійної температури [27].

Однак представлені способи визначення часток теплоти, що генерується, акумулюється й розсіюється у навколишнє середовище гальмівним шківом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки не можуть бути використані з наступних причин: через велику масу гальмівного шківа; не можливо окремо оцінити інтенсивність природного й вимушеного конвективного охолодження поверхонь гальмівного шківа; не можна точно оцінити втрати теплоти від радіаційного теплообміну від поверхонь гальмівного шківа; не можливо врахувати втрати теплоти від кондуктивного теплообміну гальмівного шківа до фланця барабана лебідки.

Відомі методи розв'язання задач теплопровідності, до яких відносяться: аналітичний, чисельний, аналоговий, графічний і експериментальний. За допомогою перерахованих методів визначають значення температур у досліджуваних об'єктах розрахунковим чи експериментальної шляхом [39, 47]. У використуваних залежностях для розрахунку кількості теплоти, яка розсіюється від гальмівного шківа стрічково-колодкового гальма необхідно знати не тільки різницю температур  $(t_n - t_o)$ , де  $t_n$ ,  $t_o$  – температури нагрівання поверхні гальмівного шківа та навколишнього середовища, але і коефіцієнти інтенсивності процесів, тобто тепловіддачі при природній та вимушеній конвекції, а також при радіаційному теплообміні. Що стосується визначення втрат теплоти від гальмівного шківа кондуктивним теплообміном, то вони майже ніколи не визначалися. Це викликано тим, що їх просто ніхто не врахо-



вус. Знання поверхневих температур пар тертя гальма в процесі його експлуатації, дозволяє робити правильний вибір матеріалу для фрикційних накладок із допустимою температурою, яка прогнозується, як для найслабшої ланки фрикційного вузла.

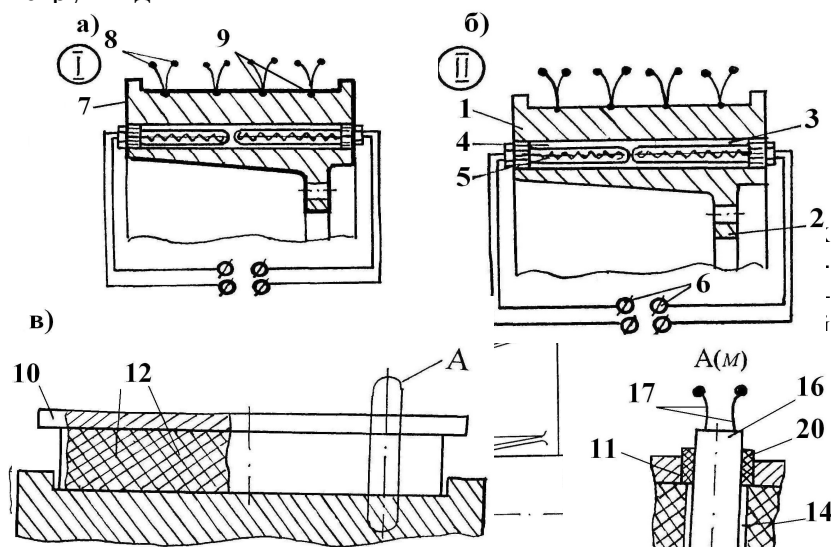
Недоліком методів розрахунку є те, що при визначенні втрат теплоти у досліджуваному гальмівному шківі обов'язково необхідно знати два параметри: температури поверхні та коефіцієнти тепловіддачі вимушеної та природної конвекції та випромінювання. Перші розраховуються, а другі приймаються з довідкової літератури як деякі усереднені величини.

Мета дослідження – визначення втрат теплоти в гальмівному шківі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки температурним способом для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при природній і вимушеній конвекції та випромінюванні, а також кондуктивним теплообміном для правильного вибору матеріалів фрикційних накладок і роботи в інтервалах поверхневих температур нижче допустимих.

Способи нагрівання й охолодження гальмівних шківів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, при оцінці їхнього теплового балансу, полягають у визначенні втрат теплоти від поверхонь гальмівного шківя радіаційним теплообміном, природною й вимушеною конвекцією, а також шляхом передачі теплоти теплопровідністю (кондуктивним теплообміном) від виступу гальмівного шківя до фланця барабана лебідки (позитивне рішення на видачу патенту на винахід Росії по заявці №2004126381/11 від 26.01.2006 р.).

Способи нагрівання й охолодження гальмівних шківів стрічково-колодкового гальма здійснюється в лабораторних і промислових умовах у чотири етапи.

Перший етап. У лабораторних умовах визначаються втрати теплоти радіаційним теплообміном від нагрітого гальмівного шківя. Для цього беруть (рис. 2.4 а, б) два серійних гальмівних шківя 1, що мають виступи 2 і порожнину 3 у його ободі. Останню заповнюють легкоплавким металом 4 (калієм, натрієм, літієм). Там же, в порожнині 3, знаходяться нагрівальні пристрої 5, установлені по її периметру і під-



ключені до клем 6 електричного ланцюга. При цьому, поверхня першого з гальмівних шківів 1 цілком покрита теплоізоляцією 7, тобто теплоізольована від навколишнього середовища. На робочій поверхні гальмівного шківа 1 встановлені термопари 8 із термоелектродами 9, підключеними до реєструючої апаратури (на кресленні не показана), для фіксації термо-ЕРС і за тарувальним графіком вона потім переводиться в температуру. Перед нагріванням гальмівних шківів 1 їх установлюють на підставки, виготовлені з матеріалу з низькою теплопровідністю, наприклад, ебоніту чи текстоліту. Після чого одночасно підключають нагрівальні пристрої 5 у двох шківах 1 за допомогою клем 6 в електричну мережу. Нагрівальні пристрої 5 вмикають на однаковий час для того, щоб розплавити легкоплавкий метал 4, завдяки

чому температура робочої поверхні другого гальмівного шківа 1 досягає не нижче 1000 °С.

Надалі вмикають нагрівальні пристрої 5 від електричної мережі і після усереднення заміряних температур на поверхнях гальмівних шківів 1 установлюють їхнє співвідношення. Останні характеризують відношення поверхневої температури першого ( $t_1$ ) до другого ( $t_2 - t_0$ ) гальмівних шківів, що і визначає частку теплоти, що розсіюється в навколишнє середовище радіаційним теплообмінником. Так, наприклад, при співвідношенні зазначених температур

$\frac{1100}{920 - 20} = 1,222$  частка теплоти, що розсіюється в навколишнє середовище радіаційним теплообміном від поверхонь гальмівного шківа складає 22,2 %.

Другий етап. У лабораторних умовах визначаються втрати теплоти природним конвективним теплообміном від поверхонь першого нагрітого гальмівного шківа.

У результаті сталого теплового стану гальмівного шківа 1, отриманого на першому етапі, фіксують проміжок часу природного конвективного охолодження. Після чого визначають інтенсивність природного конвективного теплообміну, тобто коефіцієнт тепловіддачі від поверхонь гальмівного шківа 1 у заданих інтервалах температур.

Так, наприклад,  $Q = I \cdot U \cdot \tau$ , кДж (кількість теплоти, витрачена на нагрівання першого гальмівного шківа);  $I$  – сила струму, А;  $U$  – напруга, В;  $\tau$  – час, с. З іншого боку, дана кількість теплоти ( $Q$ ), розсіяна з поверхонь ( $F$ ) гальмівного шківа 1 за час ( $\tau$ ) при різниці температур ( $t_n - t_0$ ), де  $t_n$ ,  $t_0$  – початкова температура поверхні нагрітого гальмівного шківа і навколишнього середовища, °С. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі буде дорівнювати:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \tau \cdot (t_n - t_0)}$$

Третій етап. У промислових умовах визначаються втрати теплоти кондуктивним теплообміном від виступів гальмівних шківів у тіло фланця барабана лебідки.

Для реалізації третього етапу від гальмівних шківів 1 від'єднують термоелектроди 9 термопар 8, а також електродоти, що йдуть від нагрівальних пристроїв 5 до клем 6. Крім того, знімають із другого шківа 1 теплоізоляцію 7, залишивши її тільки на його виступі 2. Після чого гальмівні

шків 1 монтують на бурову лебідку (рис. 2.4 з), насаджуючи їх на фланець 22 барабана і, приєднуючи виступи 2 шківів 1 за допомогою кріпильних болтів 23.

Для виміру поверхневих температур пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки в його фрикційних накладках розміщують термоелектроди 17 термопар 18 (див. рис. 2.4 в). Двоканальна керамічна трубка 16 встановлюється в отвір 14 фрикційної накладки 12 і виводиться майже на рівні її робочої поверхні 13. У трубці 16 діаметром 4,0 мм встановлені термоелектроди 17 термопари 18, виготовленої з хромель-алюмелевого дроту діаметром 0,8 мм. Позитивним термоелектродом 17 є хромелевий дріт, а негативним – алюмелевий дріт. Головка термопари 18 (у вигляді сфери), що взаємодіє з робочою поверхнею 15 гальмівного шківів 1, сформована з високотемпературного мідного припою у вигляді спаю діаметром 3,0 мм і встановлена в запобіжне кільце. Останнє перешкоджає виходу з ладу головки термопари 18 і сприяє її роботі до повного спрацювання. Двоканальна керамічна трубка 16 (керамічна трубка складається з двох частин) встановлена з ізоляційними втулками 19 і 20 в отвір 11 гальмівної стрічки 10. Довжина термоелектродів 9 і 18 вибиралася з умови, щоб під час експериментів холодний спай не встиг прогрітися, і дорівнювала 200-350 мм. Виводи реєструючої апаратури з'єднувалися мідними дротами. Термопари 8 і 18 перед їхньою установкою тарувалися разом із з'єднувальними дротами. Після чого вмикають у роботу бурову лебідку й виконують циклічні гальмування стрічково-колодковим гальмом шляхом прикладання й зняття зусилля на важіль керування (на рис. 2.4 не показаний), притискаючи за допомогою гальмівної стрічки 10 фрикційні накладки 12 їхніми робочими поверхнями 13 до робочої поверхні 15 гальмівних шківів 1. У процесі гальмувань на поверхнях пар тертя гальма генерується значна кількість теплоти, що йде на нагрівання тіла гальмівного шківів 1 і легкоплавкого металу 4 у його порожнині до розплавленого стану. Крім того, у другому шківі 1 теплота від його виступу 2 передається фланцю 22 барабана і тому температура робочої поверхні 15 першого шківів 1 буде більшою, ніж другого. Ця обставина буде сприяти різній інтенсивності радіаційного й вимушеного конвективного теплообміну від поверхонь гальмівних шківів 1. Потім, по співвідношенню заміряних поверхневих

температур  $(t_1 - t_0 / t_2 - t_0)$  першого й другого гальмівних шківів 1 стрічково-колодкового гальма і встановлюють частку теплоти від загальної її кількості, що передається у фланець 22 барабана бурової лебідки, тобто кондуктивним теплообміном.

Так, наприклад, при співвідношенні зазначених температур  $\frac{1120 - 20}{1070 - 20} = 1,047$  частка теплоти, що передається кондуктивним теплообміном у фланець барабана 22 лебідки, складає 4,7 %.

Четвертий етап. У промислових умовах визначаються втрати теплоти вимушеним конвективним теплообміном від нагрітих гальмівних шківів. При різних постійних частотах обертання підйомного вала 24 лебідки, а разом із ним і гальмівними шківками 1 за однакові проміжки часу, фіксують термопарами ковзання їхні поверхневі температури. Для цього термопари встановлені на реборді шківів 1 і підключені через струмознімний пристрій до реєструючої апаратури (на рис. 2.4 не показано). Після чого визначають інтенсивність вимушеного конвективного теплообміну поверхонь шківів 1 (коефіцієнт тепловіддачі) у заданих інтервалах поверхневих температур. При цьому необхідно витримати умови по нагріванню гальмівного шківка стрічково-колодкового гальма, що відповідають другому етапові досліджень. У цьому випадку визначаємо коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь гальмівного шківка 1 при його вільному обертанні по залежності, аналогічній залежності, наведеної для другого етапу.

Таким чином, шляхом нагрівання та охолодження гальмівних шківів стрічково-колодкового гальма у лабораторних та промислових умовах у подальшому, на основі розрахунково-експериментальних даних, що стосуються їхнього теплового стану, і будуть визначені втрати теплоти радіаційним, природнім та вимушеним конвективним теплообміном від поверхонь шківка в оточуюче середовище, а також кондуктивним теплообміном від виступів гальмівних шківів до фланців барабана лебідки.

Багаточисельні дослідження теплової навантаженості гальмівних шківів бурових лебідок [5, 10, 25 та ін.] показали, що їхній тепловий стан є напруженим. Одним з шляхів зменшення теплового стану гальмівного шківка є збільшення частки теплоти, яка відводиться теплопровідністю від його

тіла до барабану лебідки. Для вирішення даної задачі необхідно робочу поверхню гальмівного шківа безпосередньо з'єднати з тілом барабана лебідки. При цьому його зовнішня поверхня повинна бути теплоізованою від канату, який намотується на неї. Одним з конструктивних рішень є виконання барабану лебідки у вигляді циліндричної теплової труби.

Для підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок перейдемо до примусового охолодження їхніх пар тертя.

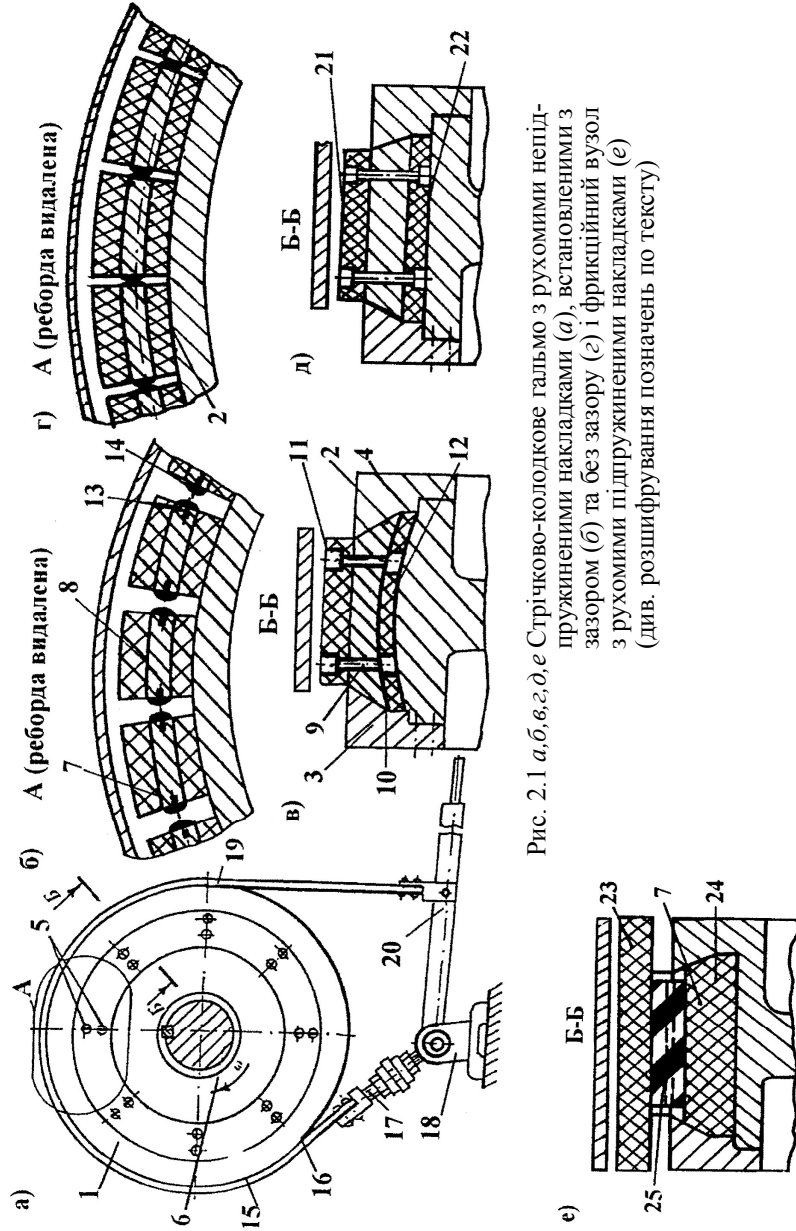


Рис. 2.1 а, б, в, г, д, е Стрічково-колоткове гальмо з рухомими невідпружиненими накладками (а), встановленими з зазором (б) та без зазору (в) і фрикційний вузол з рухомими підпружиненими накладками (е) (див. розшифрування позначень по тексту)

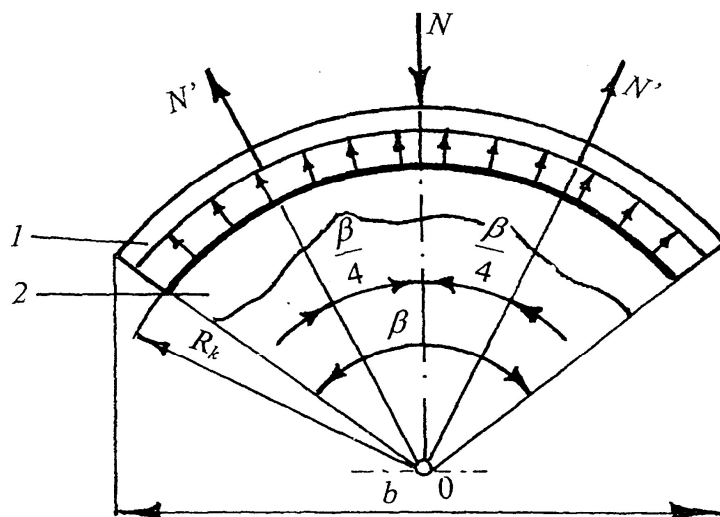


Рис. 2.2 Схема розподілу питомих навантажень по ширині фрикційного контакту гальма: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків

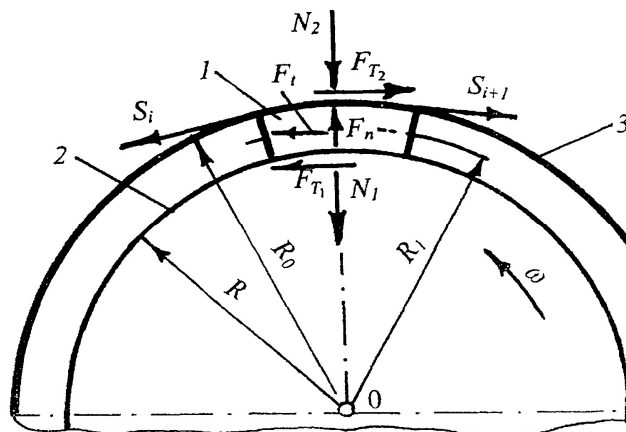


Рис. 2.3 Схема сил, що діють на фрикційну накладку при роботі гальмівного вузла: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків; 3 – гальмівна стрічка



фрикційний вузол з рухомими підпружиненими накладками (e): 1,2 – гальмівний шків з опуклою та циліндричною робочою поверхнею; 3,4 – реборди шківа; 5,9,10 – кріпильні гвинти та гайки; 6 – підйомний вал лебідки; 7,8,13 – фрикційні елементи з основою та з отворами; 11,12 – опукла зовнішня та увігнута внутрішня поверхні накладки; 14 – пружні елементи; 15,16,19 – гальмівна стрічка зі збігаючою та набігаючою гілками; 17 – гвинтові стрижні; 18 – опора; 20 – важіль керування; 21,22 – опукла зовнішня та внутрішня поверхні накладок; 23,24 – зовнішня та внутрішня фрикційні накладки; 25 – прошарок гуми

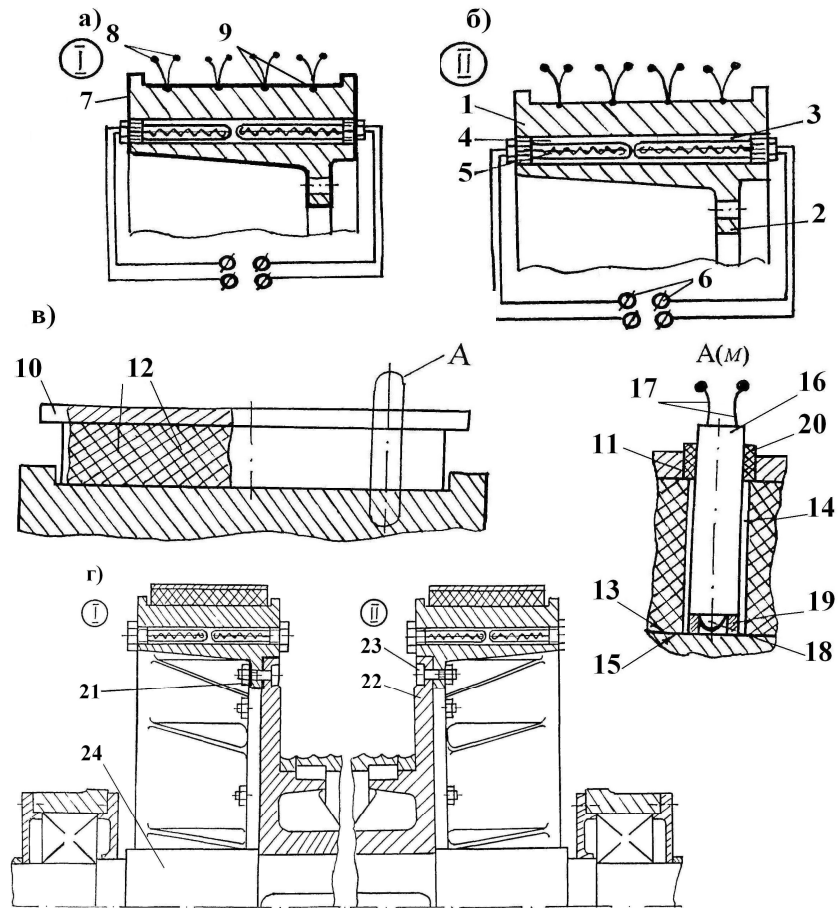


Рис. 2.4 а, б, в, г Температурний метод визначення теплових втрат у гальмівному шківі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки: а, б – теплоізолюваний та нетеплоізолюваний гальмівний шків з електричним нагрівальним пристроєм; в – встановлення термопари з електродами в деталі фрикційного вузла; г – загальний вигляд гальма з теплоізолюваним виступом шківа (див. розшифрування позначень по тексту)

## РОЗДІЛ 3

### ПРИМУСОВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

#### 3.1 Примусове охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Робота тертя, виконувана фрикційними вузлами стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, спричинює зміну питомих навантажень на їхніх робочих поверхнях, що призводить у подальшому до пружно-пластичних деформацій поверхневих шарів, а також зростанню механічних і теплових деформацій. Останні зумовлені підвищенням температурним режимом роботи гальмівного пристрою, який характеризується температурами спалаху в локальних плямах контакту пар тертя; поверхневою та об'ємною температурою, а також температурним поверхневим градієнтом по ширині й довжині поверхні їхньої взаємодії, який залежить від сумарного і питомого теплового потоку. Величина та інтенсивність останнього є пропорційною до питомої роботи і питомої потужності тертя. Пари тертя у фрикційних вузлах піддаються впливу аперіодичних однобічних поверхневих тепломін, зумовлених наявністю масивного металевого фрикційного елемента, частота й інтенсивність яких у значній мірі визначається умовами експлуатації гальма. При цьому поверхневі температури пар тертя гальма є основним дестабілізуючим фактором, що впливає на коефіцієнт тертя. У той же час робота тертя в значній мірі залежить від коефіцієнта тертя, який в інтервалі поверхневих температур, що перевищують допустиму для фрикційних матеріалів накладок, змінюється стрибкоподібно.

Експлуатаційні параметри, починаючи від питомих навантажень, є взаємозалежними і впливають на інтенсивність зношування пар тертя фрикційних вузлів. У зв'язку з чим останні необхідно інтенсивно примусово охолоджувати.

##### 3.1.1 Багатоструменеві системи охолодження

###### 3.1.1.1 Особливості роботи багатоструменевих систем охолодження

Процес примусового охолодження пар тертя гальмівних пристроїв багатоструменевими ежекторами являє собою сукупність механічних, теплових і гідродинамічних явищ. У зв'язку з тим, що в багатоструменевих ежекторах охолодження фрикційних вузлів робочим тілом є стиснене повітря, розрахунок термодинамічних параметрів кожного окремого процесу базується на законах і рівняннях газо- і термодинаміки.

Механічна енергія припливу потоку стисненого повітря в багатоструменевих ежекторах охолодження пар тертя гальм, перетворюючись у теплову, частково або повністю поглинається самим потоком, внаслідок чого відбувається перерозподіл його енергії. Проте механічна енергія потоку стисненого повітря, витрачена на подолання гідравлічних опорів, не є безповоротно втраченою енергією, оскільки повна енергія потоку зберігається як би незмінною, якщо знехтувати тепловими процесами взаємодії між ним та повітрям, що циркулює в об'ємі між парами тертя гальмівного пристрою.

Зупинимося на спектрі струменя стисненого повітря, що циркулює в багатоструменевому ежекторі охолодження фрикційних вузлів. При зменшенні тиску стисненого повітря в контурі фрикційного елемента відбувається поступова зміна аеродинамічних параметрів струменя на виході з кожного ежектора. На осі струменя в першому ежекторі (рис.3.1) зберігається прямолінійний стрибок  $BB_1$ , швидкість за яким є дозвуковою. В той же час у другому ежекторі в контурі струменя утворюється ніби сопло Лавалю меншої довжини (у порівнянні з першим ежектором), границями якого служать лінії розділу  $AB$  і  $A_1B_1$ . При цьому профіль кільцевої периферійної частини струменя відрізняється від класичного в зв'язку з тим, що вихідний діаметр першого ежектора дорівнює вхідному діаметру другого. Ця обставина істотно збільшує радіус кривини кільцевої периферійної частини струменя. При цьому в ній спостерігається стрибок, що не примикає до зрізу першого ежектора, і криволінійний стрибок  $CBV_1C_1$ , що відбивається від границі

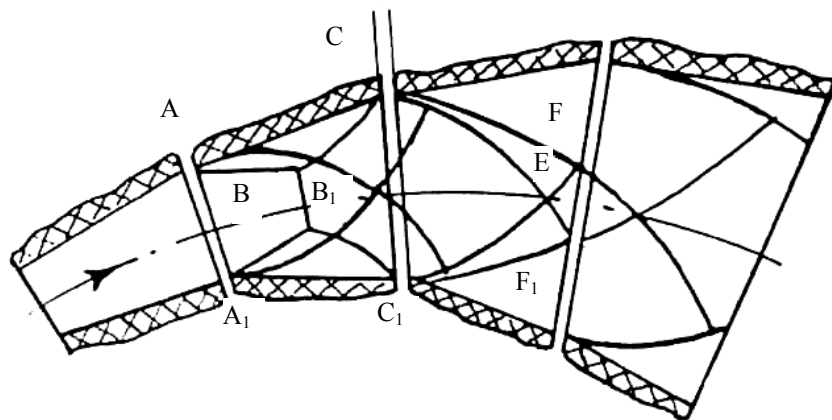


Рис. 3.1 Спектри потоку стисненого повітря, яке циркулює в багатоструменевих ежекторах охолодження фрикційних вузлів:  $AB$  і  $A_1B_1$  – лінії розрізу;  $BB_1$ ,  $CBV_1C_1$  і  $EFF_1$  – стрибки падіння тиску стисненого повітря: прямої, криволінійної і конічної

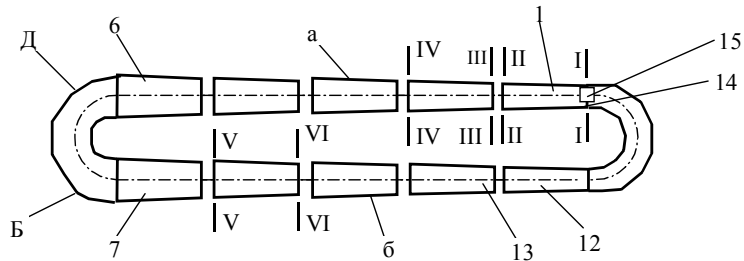


Рис. 3.2 Багатоструменевий ежектор охолодження: 1-6 – ежектори-дифузори; 7-12 – ежектори-конфузори; 13 – зазор між ежекторами; 14, 15 – перегородка із зворотнім клапаном

розріджування. Чим ближчою буде границя розріджуваного струменя до зазору (див. рис. 3.1) між ежекторами, виконаними в ободі гальмівного шківа та з'єднаними щілинними отворами з об'ємом між парами тертя, тим більша кількість повітря буде всмоктуватися з нього у струмінь стисненого повітря, що циркулює (основний потік) в ежекторній системі. Всмоктуване із зазорів повітря формує додатковий повітряний потік, що вливається у основний, внаслідок чого струмінь розбухає, і від його границі відходять хвилі стиску, що перетинаються в ядрі струменя. У результаті чого утворюється конусоподібний стрибок  $EFF_1$ , що замикає хвилю розрідження, але при цьому не виходить за межу струменя в точках  $F$  і  $F_1$ .

Таким чином, падіння тиску потоку стисненого повітря в багатоструменевому ежекторі відбувається за рахунок: взаємодії основного потоку з додатковим, гідравлічних опорів системи, а також наближення межі розрідження струменя в кожному ежекторі до зазору між ними, що сприяє збільшенню кількості повітря, яке всмоктується з об'єму між парами тертя гальма через щілинні отвори в ободі гальмівного шківа. Це сприяє підвищенню ефективності охолодження пар тертя гальмівних пристроїв.

У багатоструменевих ежекторах охолодження пар тертя фрикційних вузлів (рис. 3.2) мають місце наступні термодинамічні процеси: стиснення-розширення (ефект дифузора) і розширення-стиснення (ефект конфузора) в ежекторах системи; всмоктування з об'єму між парами тертя циркулюючого повітря розрідженим струменем основного потоку через щілинні отвори в ободі гальмівного шківа у зазор між ежекторами; явище самотяги, спричинене перепадом тисків між основним і додатковим потоками при їхній взаємодії. Крім того, має місце процес дроселювання основного потоку повітря при проходженні через зворотний клапан. Останній слугує давачем контролю процесу завершення

чергової циркуляції повітря у багатоструменевому ежекторі охолодження.

В основу розрахунку ежектора, який розширюється або звужується, закладений принцип нерозривності основного потоку повітря, що протікає по ежектору, а також додаткового потоку повітря, що надходить із об'єму між парами тертя через похилі щілинні отвори в ободі гальмівного шківів у зазор між ежекторами. При цьому нахил щілинних отворів в ободі гальмівного шківів повинен бути протилежним до переважного напрямку його обертання. В цьому випадку гальмівний шків виконуватиме функції нагнітального пристрою для повітря, що циркулює в зазорі між парами тертя гальма.

Методика розрахунку геометричних параметрів (діаметрів основ і довжини ежектора, а також кута при вершині конуса) наведена у роботі [44]. В останній показано, що кут між твірною конуса не повинен перевищувати  $12^\circ$ , це дозволить уникнути відриву струменя від внутрішньої поверхні каналу ежектора.

На підставі вищевикладеного розглянемо теплову діаграму багатоструменевої системи охолодження.

### 3.1.1.2 У тепловій діаграмі

Дані дослідження відносяться до графічного методу оцінки термодинамічних параметрів стисненого повітря, що багаторазово циркулює в багатоструменевих ежекторах охолодження гальмівних пристроїв. Особливістю удосконаленої конструкції багатоструменевого ежектора є те, що він має більш високу ефективність за рахунок його розміщення біля зазору між парами тертя гальмівного пристрою, у якому циркулює повітря навколишнього середовища.

Для даного дослідження розглянемо інтегральні аеродинамічні характеристики ежекторів запропонованої конструкції (першого, другого й наступного). Для цього зобразимо в тепловій діаграмі зміни стану стисненого повітря у першому ежекторі (рис. 3.3).

Параметри повного гальмування на вході в перший ежектор визначаються точкою  $ПРО_1$ , а термодинамічні параметри стисненого повітря – точкою 1 (переріз I-I), у якій розраховуються  $P_1$  (тиск),  $T_1$  (температура) і  $C_1$  (швидкість) ( $H_{01} = \frac{C_1^2}{2}$ ). Точка 2 визначає параметри  $P_2$  і  $T_2$  на виході з ежектора (переріз II-II), а різниця ентальпій (тепловмісту)  $h_b = \frac{C_2^2}{2}$  виражає кінетичну енергію.

В ежекторах ентальпія гальмування є величиною сталою ( $i_0 = \text{const}$ ), тому точки  $ПРО_1$  і  $ПРО_2$  лежать на одній

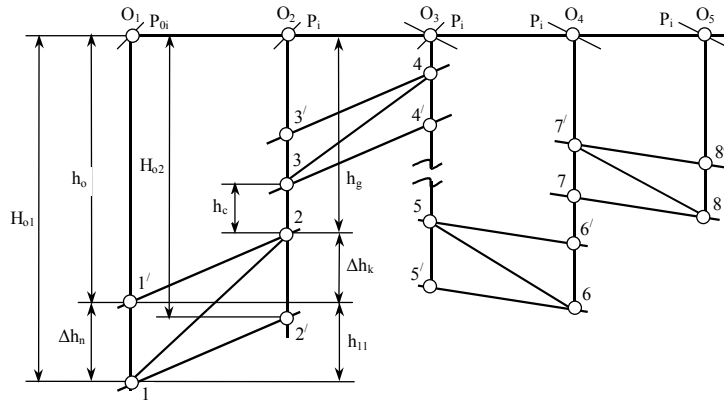


Рис. 3.3 Процеси протікання стисненого повітря в багато-струменевих ежекторах, встановлених в парах тертя гальмівних пристроїв в тепловій діаграмі

лінії. У зв'язку з тим, що розширення стисненого повітря відбувається зі зростанням ентропії, тиск у вихідному перерізі ежектора є низьким ( $P_1 < P_2$ ). За допомогою теплової діаграми можна знайти наступні енергетичні характеристики: втрати кінетичної енергії  $\Delta h_k$ , що включають втрати на тертя  $\Delta h_{mp}$  і втрати, зумовлені наявністю відриву  $\Delta h_{відр}$ , зміну потенційної енергії  $\Delta h_n$  (відрізок 11') і повну розподілену енергію в перерізі II-II  $H_{02}$  (характеризується відрізком  $PRO_22'$ ; точка 2' лежить на ізобарі  $P_1$ ). Якщо відбувається повне перетворення кінетичної енергії в потенційну  $h_{11'} = 0$ , то величина  $h_0$  розглядається як енергія, що витрачається повністю в першому ежекторі. Ця енергія частково витрачається на подолання внутрішнього опору  $h_{11}$ , а частково перетворюється в кінетичну енергію виходу, тобто  $h_0 \approx \Delta h_k + h_g$ .

Після чого основний потік стисненого повітря попадає в зазор між виходом першого ежектора й входом у другий ежектор. У зв'язку з тим, що в ядрі струменя є межа розрідження, відбувається підсмоктування повітря [44], що циркулює в об'ємі між парами тертя гальма. Підсмоктування відбувається через щілинні отвори, які виконані в елементах фрикційного вузла гальма.

Зупинимося на тепловій діаграмі зміни стану частково розмішаного потоку стисненого повітря в перерізі III-III, тобто на вході в другий ежектор. Це відбувається внаслідок змішування основного потоку з додатковим. Це відбувається внаслідок змішування основного потоку з додатковим. Тут спостерігається наступна картина. Термодинамічні параметри стисненого повітря відповідають відрізку  $PRO_22'$ , тобто є вищими точки 2. У цьому випадку втрати енергії, зумовлені відривом потоку стисненого повітря при виході з першого ежек-

тора, а також опором повітряного зазору на вході в другий ежектор збільшуватимуться. Вони визначаються відрізком 23 ( $h_c$ ).

Що стосується термодинамічних параметрів стисненого повітря ( $P_4, T_4$ ) на виході з другого ежектора (переріз IV-IV), то їм відповідає відрізок ПР034. Надалі процеси стиснення-розширення частково розмішаного основного потоку стисненого повітря в багатоструменевих ежекторах повторюватимуться.

Схеми циркуляції основного потоку стисненого повітря в багатоструменевих ежекторах залежать від того, на якій ділянці фрикційного елемента вони розміщені.

Аналіз схем циркуляції стисненого повітря в багатоструменевих ежекторах показав, що при висхідному потоці стисненого повітря мають місце втрати енергії на подолання власної сили ваги. При низхідному потоці стисненого повітря зазначені втрати енергії відсутні, оскільки власна вага сприяє його прискореному рухові. Тому даними втратами енергії можна знехтувати, оскільки вони взаємокомпенсуються.

Після проходження стисненим повітрям шостого ежектора (див. рис. 3.2) він попадає в заокруглений канал, виконаний у вигляді трубки, яку можна представити у вигляді двох ежекторів. Перший ( $D$ ) на виході має звужений, а другий ( $B$ ) розширений переріз. В ежекторі  $B$  відбуваються процеси стиснення-розширення потоку, тобто аналогічні тим, які мали місце в 1-6 ежекторах.

У першому ряді ( $a$ ) багатоструменевих ежекторів реалізований ефект дифузора при розгляді кожного ежектора окремо, а в другому їхньому ряді ( $b$ ), а також в ежекторі  $D$  – ефект конфузора. Останній є зворотним ефекту дифузора. На ефекті конфузора працюють також 7-12 ежектори.

Покажемо в тепловій діаграмі зміну стану стисненого повітря в перерізах V-V й VI-VI, що відповідають входу і виходу із шостого ежектора. Параметри повного гальмування, що відповідають моменту часу при вході повітря у шостий ежектор, визначаються точкою ПР03, а термодинамічні параметри стисненого повітря на вході шостого ежектора – точкою 5, для якої обчислюються  $P_5, T_5$  і  $C_5$ . Точка 6 визначає параметри  $P_6$  і  $T_6$  на виході з шостого ежектора. Збільшення термодинамічних, а отже, і енергетичних параметрів потоку стисненого повітря, що рухається, пов'язане з тим, що відбувається ендотропійний процес його стиснення на виході із шостого ежектора. При цьому інтенсивність підсмоктування додаткового потоку з об'єму між парами тертя в основний потік стисненого повітря зменшується у зв'язку зі звуженням границі розрідження в ядрі струменя.

Аналогічним чином проходять процеси розширення-стиснення потоку стисненого повітря, що рухається, в наступних ежекторах, виконаних у вигляді конфузоров.

Що стосується заокругленого каналу, який з'єднує ряди  $a$  і  $b$  ежекторів, то він виконаний у вигляді трубки конфузорового типу. При підході потоку стисненого повітря до перегородки зі зворотним клапаном, встановленим в ежекторі дифузорового типу та відрегульованим на тиск 0,12-0,13 МПа, він відкривається, і починається наступна циркуляція потоку стисненого повітря по багатоструменевих ежекторах охолодження пар тертя гальмівних пристроїв.



Знання термодинамічних параметрів та енергетичних характеристик на підставі побудованої графічним методом теплової діаграми зміни стану стисненого повітря, що циркулює в багатоструменевих ежекторах охолодження гальмівних пристроїв, дозволяє перейти до аналітичного визначення його гідравлічних втрат.

### 3.1.1.3 При гідравлічних втратах

Теоретичні дослідження газової динаміки необхідно починати, виходячи з того, що в розглядуваний момент часу рух стисненого повітря по контурах багатоструменевого ежектора є одномірним, тобто таким, у якому всі параметри плин змінюються тільки в одному напрямку. Одномірним також вважають плин стисненого повітря в контурах каналів багатоструменевих ежекторів з їхніми змінюваними поперечними перерізами та малою кривиною осі.

Для отримання основних рівнянь одномірного руху розглянемо плин дозованої порції стисненого повітря в сильно скривленому каналі змінного перерізу. При цьому в потоці стисненого повітря при його русі по каналах здійснюється масообмін з повітрям, яке омиває робочі поверхні фрикційних вузлів гальмівних пристроїв. Повітря, що потрапляє через похилі щілинні отвори в зазор між ежекторами, вступає у взаємодію з основним потоком. Припустимо, що напрямок руху збігається з віссю каналу; зміна термодинамічних параметрів стисненого повітря відбувається безупинно, повітряний потік є досконалим за формою і структурою і підкоряється рівнянню стану, а теплоємність є функцією тільки температури та складу повітря; рух потоку у кожному ежекторі є рівномірним, а в цілому в системі багатоструменевих ежекторів – нерівномірний. При цьому першу циркуляцію стисненого повітря у багатоструменевому ежекторі необхідно розглядати при його сталому тискові, а всі наступні – як його проходження через кожний ежектор окремо з урахуванням явища підсмоктування повітря з об'єму між парами тертя гальма. Для спрощення розрахунків, пов'язаних з другою і наступною циркуляціями стисненого повітря по рядах багатоструменевих ежекторів (див. рис. 3.2), що працюють на ефектах дифузоров (ряд *a*) і конфузоров (ряд *b*), його рух можна розглядати як в одному перфорованому соплі, оскільки вихідний діаметр попереднього сопла дорівнює вхідному діаметрові наступного сопла.

Зупинимося на визначенні загального гідравлічного опору багатоструменевих ежекторів охолодження пар тертя гальмівного пристрою при русі в них основного потоку стисненого повітря, яке підживлюється додатковим потоком повітря, що циркулює в об'ємі між його парами тертя.

Сили тертя проявляються, в основному, в області пограничного шару робочої поверхні каналу ежектора в місцях безвідривного плинину основного потоку повітря. Опір тертя діє по всій довжині каналу ежектора, і тому його називають втратами по довжині. Опір тертя на ділянці каналу ежектора визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха [44]

$$\Delta H_{mp} = \frac{\aleph S}{4 F} \frac{\rho g^2}{2}, \quad (3.1)$$

де  $\aleph$  – коефіцієнт опору тертя одиниці відносної довжини ділянки каналу ежектора;  $S, F$  – площі поверхні й поперечного перерізу каналу ежектора;  $\rho, g$  – середні на розглядуваній ділянці каналу ежектора густина і швидкість потоку повітря.

До складу місцевих гідравлічних втрат входять опір потоку повітря на вході та виході ежектора, а також у зазорах між ежекторами. Однак для зручності розрахунків місцеві опори вважають зосередженими в одному перерізі каналу ежектора без урахування опору тертя.

Величина місцевих опорів визначається за формулою

$$\Delta H_m = \xi_{m_i} \frac{\rho_i g_i^2}{2}, \quad (3.2)$$

де  $\xi_{m_i}$  – безрозмірний коефіцієнт I-го місцевого гідравлічного опору;  $\rho_i, g_i$  – середні величини густини і швидкості потоку повітря в  $i$ -ому перерізі зазору між ежекторами.

При температурах поверхонь ободу гальмівного шківів 150-300 °С температура повітря, яке підсмоктується з об'єму між парами тертя гальма, впливатиме на тепловий стан основного потоку стисненого повітря, що циркулює в багатоструменевих ежекторах фрикційних елементів. Це зумовить появу додаткових гідравлічних втрат, які впливатимуть на прискорення потоку. Вони визначаються за формулою

$$\Delta H_{кин} = 2 \left( \frac{\rho_2 g_2^2}{2} - \frac{\rho_1 g_1^2}{2} \right) = 2 \frac{t_2 - t_1}{T} \frac{\rho g^2}{2}, \quad (3.3)$$

де  $\bar{T}$  – середня абсолютна температура стисненого повітря (рискою зверху відзначені параметри стисненого повітря по осі ежектора).

Величини  $\bar{T}$ ,  $\bar{\rho}$  і  $\bar{g}$  знаходимо з наступних формул:

$$\bar{T} = \bar{t} + 273,2; \quad \bar{t} = 0,5(t_1 + t_2); \quad \bar{\rho} = \rho_1 / \left(1 + \frac{\bar{t}}{273,2}\right);$$

$$\bar{g} = g_1 (\bar{t} + 273,2) / (t_1 + 273,2).$$

Величина  $\xi_{кин} = 2(t_2 - t_1) / \bar{T}$  є коефіцієнтом гідравлічного опору, зумовленого нерівномірністю руху основного потоку стисненого повітря. З урахуванням даного коефіцієнта одержуємо

$$\Delta H_{кин} = \xi_{кин} \frac{\bar{\rho} \bar{g}^2}{2}. \quad (3.4)$$

При неізотермічному плинні основного потоку стисненого повітря по каналах ежекторів, яке підживлюється додатковими повітряними потоками, що омивають робочі поверхні фрикційних вузлів гальма, при розрахунках гідравлічного опору багатоструменевого ежектора необхідно враховувати також явище самотяги, зумовленої різницею густин зазначених потоків повітря. Різниця тисків  $\Delta H_c$ , спричинена явищем самотяги, на розглядуваній ділянці каналу ежектора дорівнює по величині гідравлічному опору і визначається за формулою

$$\Delta H_c = gh(\rho_{нов} - \bar{\rho}), \quad (3.5)$$

де  $\rho_{нов}$  – густина повітря, яке омиває робочі поверхні партертя гальма;  $\bar{\rho}$  – середня густина стисненого повітря в каналах ежектора;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $h$  – перепад висот між початковим і кінцевим перерізами ділянки каналу ежектора.

При низхідному русі основного потоку повітря при  $\rho_{нов} > \bar{\rho}$  величина  $\Delta H_c$  є додатною і являє собою додатковий гідравлічний опір ділянки каналу ежектора. При висхідному русі при  $\rho_{нов} < \bar{\rho}$  величина  $\Delta H_c$  є від'ємною, і опір ділянки каналу ежектора зменшується на величину  $\Delta H_c$ . Загальний гідравлічний опір каналів ежекторів, пов'язаний з явищем самотяги, визначається як арифметична сума пере-

падів  $\Delta H_c$ , обчислених на всіх низхідних та висхідних ділянках плинину потоку в каналах ежекторів.

При визначенні повного гідравлічного опору багатоструменевих ежекторів використовуємо принцип накладання [44], відповідно до якого знайдені для окремих каналів ежекторів гідравлічні опори складаються арифметично, і ця сума визначає загальний опір  $\Delta H_{заг}$  усієї системи. В основі принципу накладання лежить припущення про те, що загальний опір послідовно розташованих каналів ежекторів дорівнює сумі їхніх окремих опорів. У дійсності принцип накладання повністю не виконується, тому що величина гідравлічного опору кожної ділянки каналу ежектора і зазору між ежекторами залежить від характеру руху стисненого повітря в попередньому каналі ежектора.

Реалізуючи принцип накладання втрат, визначаємо  $\Delta H_{заг}$  (перший спосіб), до складу якого входять величини гідравлічних опорів окремих каналів ежекторів

$$\Delta H_{заг} = \sum_{i=1}^I \Delta H_{mpi} + \sum_{K=1}^K \Delta H_{M.K.} + \sum_{j=1}^J \Delta H_{кинj} + \sum_{m=1}^M \Delta H_{C.T.}, \quad (3.6)$$

де  $i, k, j, m$  – номери виділених ежекторів системи;  $I, K, J, M$  – кількість каналів ежекторів і зазорів між ними, на яких враховуються гідравлічні втрати, відповідно, тертя, місцеві, на прискорення потоку та на подолання різниці тисків, зумовленої явищем самотяги.

При визначенні  $\Delta H_{заг}$  другим способом (шляхом додавання наближених до деякої розрахункової швидкості  $\mathcal{G}_{про}$  коефіцієнтів опору окремих ежекторів) визначається його загальний коефіцієнт опору

$$\xi_{о.заг} = \sum_{i=1}^N \xi_{oi}, \quad \xi_{oi} = \xi_i \frac{\rho_o}{\rho_1} \left( \frac{F_o}{F_i} \right)^2, \quad (3.7)$$

де  $N$  – кількість ежекторів, що складають систему охолодження;  $\xi_{oi}$  – коефіцієнт опору  $i$ -го ежектора, який відповідає швидкості  $\mathcal{G}_{oi}$  у розрахунковому перерізі системи, площа якого дорівнює  $F_o$ ;  $\xi_i$  – коефіцієнт опору  $i$ -го каналу ежектора, який відповідає швидкості потоку в тому ж перерізі каналу ежектора.

Загальні гідравлічні втрати всієї багатоструменевої системи ежекторів з врахуванням (3.7) визначаються за формулою

$$\begin{aligned} \Delta H_{заг} &= \xi_{0заг} \frac{\rho_o \vartheta_o^2}{2} + \sum_{m=1}^M \Delta H_{Cm} = \sum_{i=1}^N \xi_{0i} \frac{\rho_o \vartheta_o^2}{2} + \sum_{m=1}^M \Delta H_{Cm} = \\ &= \sum_{i=1}^N \xi_i \frac{\rho_o}{\rho_i} \left( \frac{F_o}{F_i} \right)^2 \frac{\rho_o \vartheta_o^2}{2} + \sum_{m=1}^M \Delta H_{C.m}. \end{aligned} \quad (3.8)$$

На підставі виразу  $G_v = \vartheta_i F_i$  ( $G_v$  – об'ємна витрата стисненого повітря) залежність (3.8) представимо в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \Delta H_{заг} &= \sum_{i=1}^N \xi_i \frac{\rho_o}{\rho_i} \left( \frac{F_o}{F_i} \right)^2 \frac{\rho_o}{2} \left( \frac{G_{V_o}}{F_o} \right)^2 + \sum_{m=1}^M \Delta H_{C.m} = \\ &= \sum_{m=1}^N \frac{\xi_i}{\rho_i} \frac{G_p^2}{2F_i^2} + \sum_{m=1}^M \Delta H_{C.m}. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Аналіз залежності (3.9) показує, що загальні гідравлічні втрати багатоструменевого ежектора охолодження є функцією витрати основного потоку стисненого повітря, що циркулює у системі. При цьому залежність  $\Delta H_{заг} = f(G_v)$  є гідравлічною характеристикою системи багатоструменевих ежекторів.

Перейдемо до аналітичного визначення кількості повітря, всмоктуваного з об'єму між парами тертя гальма в основний потік при його циркуляції у багатоструменевих ежекторах охолодження фрикційних вузлів гальмівних пристроїв.

#### 3.1.1.4 Витрати повітря через багатоструменеві ежектори системи

Визначимо витрати повітря, яке здійснило  $n$ -циркуляцій у багатоструменевих ежекторах системи. При цьому до уваги беремо той факт, що основний потік стисненого повітря перемішувався з додатковими потоками повітря, всмоктуваного через похилі щілинні отвори у фрикційних елементах в зазор між ежекторами. Розглянемо умову, за якої припиниться циркуляція повітря в багатоструменевому ежекторі, тобто його тиск стане рівним тискові навколишнього середовища. При такій умові відбудеться скидан-

ня повітря із багатоструменевого ежектора через зазори між ними і щільні отвори у фрикційних елементах в об'єм між парами тертя гальма, що також сприятиме інтенсифікації їхнього охолодження.

У сталому режимі перепад тисків між основним потоком багатоструменевого ежектора і повітрям, що омиває робочі поверхні фрикційних пар гальма, зумовлений явищем самотяги, можна записати

$$H_c = \sum_{i=1}^N \Delta H_i, \quad (3.10)$$

де  $H_c$  – різниця тисків, яка зумовлена явищем самотяги;  $\Delta H_i$  – гідравлічний опір  $i$ -го каналу ежектора;  $N$  – кількість каналів ежекторів, гідравлічний опір яких необхідно врахувати при розрахунку.

Перепад тисків  $H_c$  знаходимо на підставі виразу (3.5). При цьому

$$H_c = gh(\rho_1 - \rho_2), \quad (3.11)$$

де  $h$  – висота положення розглядуваного перерізу багатоструменевої ежекторної системи;  $\rho_1, \rho_2$  – середні густини повітря на виході з  $n$ -го ежектора і повітря, що циркулює в об'ємі між парами тертя гальма.

Гідравлічний опір багатоструменевий ежектора зумовлений місцевими втратами на вході ( $\Delta H_{ex}$ ) у кожний ежектор і на виході ( $H_{вих}$ ) з нього, опором тертя ( $H_{тр}$ ) об стінки корпусу, а також прискоренням основного потоку повітря ( $H_{кін}$ ) внаслідок його нагрівання циркулюючим в об'ємі між парами тертя повітрям за умови, що вони (пари тертя) мають поверхневі температури 150 °С і вище, тобто

$$\sum_{i=1}^N \Delta H_i = \Delta H_{ex} + \Delta H_{вих} + \Delta H_{тр} + \Delta H_{кін}, \quad (3.12)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_{ex} &= \xi_{ex} \frac{\rho_{ex} g^2}{2}; & \Delta H_{вих} &= \xi_{вих} \frac{\rho_{вих} g^2}{2}; \\ \Delta H_{тр} &= \frac{\aleph S_3}{4 F} \frac{\rho g^2}{2}; & \Delta H_{кін} &= \frac{t_{вих} - t_{ex}}{T} \frac{\rho g^2}{2}; \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

де  $\xi_{ex}, \xi_{вих}$  – гідравлічні опори вхідного й вихідного отворів ежекторів;  $\rho_{ex}, \rho_{вих}$  – середні густини повітря, відповідно, що надходить у перший ежектор і виходить з останнього

ежектора системи;  $g_{ex}, g_{вих}, \bar{g}$  – середні швидкості повітря, відповідно, що надходить у перший ежектор і виходить з останнього ежектора системи, а також посередині процесу циркуляції в одному з ежекторів;  $\aleph$  – коефіцієнт опору тертя одиниці відносної довжини багатоструменевої ежекторної системи;  $S_3$  – площа зазору між ежекторами, у якому відбувається підігрів основного потоку повітря;  $F$  – усереднена площа поперечного перерізу багатоструменевої ежекторної системи;  $t_{ex}, t_{вих}$  – середні температури повітря, відповідно, що надходить у перший ежектор і виходить з останнього ежектора;  $T = 273 + t$  – середня температура повітря в ежекторі, що має усереднену площу поперечного перерізу.

Введемо позначення

$$\xi_{mp} = \frac{\aleph S_3}{4 F}; \quad \xi_{кин} = 2 \frac{t_{вих} - t_{ex}}{T}. \quad (3.14)$$

Розписавши вирази гідравлічного опору на виході ( $\Delta H_{вих}$ ) для передостаннього ( $n-1$ ) і останнього ( $n$ ) ежекторів системи й підставивши залежності (3.12), (3.13) і (3.14) у рівняння (3.10), після перетворень отримуємо

$$gh(\rho_1 - \rho_2) = \xi_{ex} \frac{\rho_{ex} g_{ex}}{2} + (\xi_{mp} + \xi_{кин}) \frac{\bar{\rho} \bar{g}^2}{2} + \xi_{вих_{n-1}} \frac{\rho_{вих_{n-1}} g_{вих_{n-1}}^2}{2} + \xi_{вих} \frac{\rho_{вих} g_{вих}^2}{2}. \quad (3.15)$$

На підставі рівняння нерозривності потоку

$$\begin{aligned} \rho_{ex} g_{ex}^2 &= \frac{G_p^2}{\rho_{ex} F_{ex}^2}; & \bar{\rho} \bar{g}^2 &= \frac{G_{p_1}^2}{\rho F^2}; \\ \rho_{вих_{n-1}} g_{вих_{n-1}}^2 &= \frac{G_{p_2}^2}{\rho_{вих_{n-1}} F_{вих_{n-1}}^2}; \\ \rho_{вих} g_{вих}^2 &= \frac{G_{p_3}^2}{\rho_{вих} F_{вих}^2}, \end{aligned} \quad (3.16)$$

де  $G_p, G_{p_1}, G_{p_2}, G_{p_3}$  – кількість повітря, що надходить у перший з усередненими геометричними параметрами, у передостанній і в останній ежектор системи, кг/с.

У зв'язку з тим, що розходження між значеннями добутку густини повітря на його швидкості руху в передостанньому й останньому ежекторі системи є незначним, приймаємо

$$\frac{G_{p_2}^2}{\rho_{вих_{n-1}} F_{вих_{n-1}}^2} = \frac{G_{p_3}^2}{\rho_{вих} F_{вих}^2}. \quad (3.17)$$

На підставі співвідношень (3.16) і (3.17) перетворимо рівняння (3.15) до наступного вигляду (3.18)

$$G_{p_2} = \sqrt{\frac{\rho_{вих} F_{вих}^2 \left\{ gh(\rho_1 - \rho_2) - 0,5 \left[ G_{p_1}^2 (\xi_{mp} + \xi_{kin}) \bar{\rho} F^2 + G_p^2 \xi_{ex} \rho_{ex} F_{ex}^2 \right] \right\}}{2 \xi_{вих}}}.$$

Аналіз отриманої залежності (3.18) показує, що кількість повітря, відведеного з об'єму між парами тертя гальма через похилі щілинні отвори в основний потік повітря, що циркулює в багатоструменевому ежекторі, залежить від його густини ( $\rho$ ), площі поперечного перерізу ежекторів багатоструменевої ежекторної системи ( $F$ ), гідравлічних опорів ( $\xi$ ), а також кількості стисненого повітря ( $G_p$ ), поданого в перший ежектор системи, яке пройшло через ежектор з усередненими геометричними параметрами ( $G_{p_1}$ ). Знання кількості повітря ( $G_{p_2}$ ) дозволить оцінити ефективність охолодження пари тертя гальма.

На підставі вищевикладеного розглянемо конструкції багатоструменевих систем охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма.

## 3.2 Конструкції систем для охолодження фрикційних вузлів гальма:

### 3.2.1 З багатоструменевими ежекторами



Багатоструменеві ежектори охолодження можуть встановлюватися між фрикційними елементами або безпосередньо в металевих елементах гальма.

Конструкція стрічково-колодкового гальма з багатоструменевими ежекторами, які встановлені з боку неробочих поверхонь фрикційних накладок і внутрішньої поверхні гальмівної стрічки, наведена нижче. На рис. 3.4 а показане стрічково-колодкове гальмо з багатоструменевими ежекторами; на рис. 3.4 б – поперечний розріз фрикційного вузла по А-А; на рис. 3.4 в – вставка-сопло; на рис. 3.4 г – вузол Б кріплення вставки-сопла до тіла фрикційної накладки; на рис. 3.4 д – вузол В підключення системи до джерела живлення.

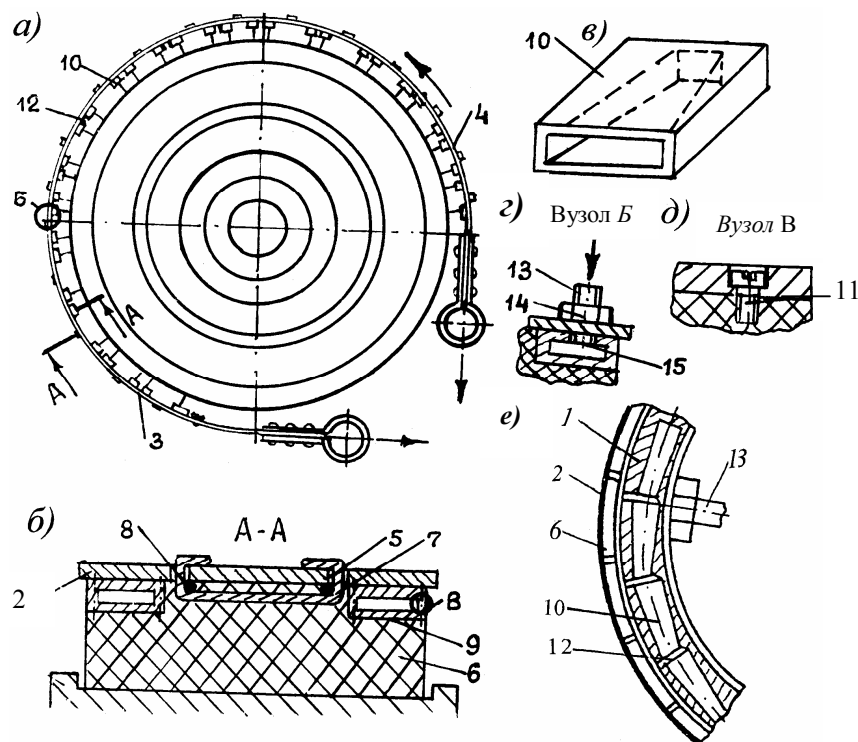


Рис. 3.4 а, б, в, г, д, е Стрічково-колодкове гальмо з ежекторною системою охолодження, яка вмонтована між фрикційними елементами (а-д) і в гальмівному шківі (е): 1 – шків; 2, 3 і 4 – гальмівна стрічка із збігаючою і набігаючою гілками; 5, 9 – поперечні і поздовжні пази; 6 – фрикційна накладка; 7 – кріпильні планки; 8 – армуючий дріт; 10, 12 – вставки-сопла (сопла) і зазори між ними; 11 – гвинти; 13 – штуцер; 14 – зворотній клапан; 15 – отвір у соплі



Стрічково-колодкове гальмо містить шків 1, стрічки 2 зі збігаючою 3 та набігаючою 4 гілками та з поперечними пазами 5, а також фрикційні накладки 6. У тілі останніх заформовані кріпильні планки 7, які армуються за допомогою поперечно розташованого дроту 8. За допомогою планок 7 накладки 6 кріпляться через поперечні пази 5 до стрічки 2. На торцях фрикційних накладок 6 вифрезеровані поздовжні пази 9 на глибину їхнього допустимого зношення, у які встановлені плоскі вставки-сопла 10, що мають прямокутні отвори зі змінним поперечним перерізом. Останній збільшується від збігаючої 3 до набігаючої 4 гілок стрічки 2. Плоскі вставки-сопла 10 кріпляться до тіла фрикційних накладок 6 за допомогою гвинтів 11 і розташовуються з двох сторін стрічки 2. На крайніх накладках 6 збігаючої 3 і набігаючої 4 гілок стрічки 2 вставки-сопла 10 мають П-подібну форму для з'єднання правої й лівої частини стрічки 2. Плоскі вставки-сопла 10 встановлені між накладками 6 із зазором 12. В якості робочого тіла використовується стиснене повітря, підведення якого до вставок-сопел 10 від джерела живлення здійснюється по трубопроводу через штуцер 13, у який вмонтований зворотний клапан 14. Штуцер 13 через отвір 15 з'єднаний із вставкою-соплом 10.

Стрічково-колодкове гальмо з багатоструменевими ежекторами працює наступним чином. Стиснене повітря по трубопроводу через штуцер 13 і отвір 14 попадає у вставку-сопло 10, у якому його швидкість збільшується. Відповідно до закону Бернуллі повітря, що перебуває в зазорі між поверхнями накладок і внутрішньою поверхнею стрічки засмоктується через зазор 12 у наступне сопло. Прискорений повітряний струмінь проходить далі через друге сопло, третє і так далі, повторюючи процеси відсмоктування повітря із зазору між парами тертя, бічними поверхнями накладок 6 і внутрішньою поверхнею стрічки 2, сприяючи тим самим їхньому охолодженню. При цьому із зони тертя видаляються продукти зношування. Крім того, застосування охолоджувального пристрою інтенсифікує поздовжню й поперечну (при розімкнутому гальмі), а також поперечну (при гальмуванні) циркуляції повітря. Це призводить до інтенсифікації повітрообміну і, як наслідок, до зниження теплонавантаженості пари тертя. Після проходження струменя стисненого повітря через вставки-сопла 10 правої частини периметра стрічки 2 він через П-подібну вставку-сопло попадає на

ліву частину стрічки 2 в аналогічні вставки-сопла, в яких відбуваються аеродинамічні процеси в тій же послідовності, що і в правій частині периметра стрічки 2.

При гальмуванні, коли взаємодіють робочі поверхні шківів 1 і накладок 6, охолоджувальні пристрої лівої і правої частини периметра стрічки 2 створюють розрідження між ними, що запобігає виникненню окисних плівок на їхніх поверхнях і сприяє покращенню знософрикційних властивостей пар тертя.

При роботі охолоджувальних пристроїв витрата стисненого повітря відсутня, тому воно може циркулювати в них багаторазово при вимкненому джерелі живлення. Це здійснюється перекриттям зворотного клапана 14, відрегульованого на заданий тиск, наприклад, на 0,5 МПа.

На рис. 3.4 *e* представлена багатоелементна система охолодження пар тертя гальма, виконана у тілі гальмівного шківів 1. Дана система працює аналогічним чином як і розглянута раніше.

Вирівнювання теплонавантаженості пар тертя стрічково-колодкового гальма здійснюється за допомогою багатоелементного пристрою охолодження.

На рис. 3.5 *a* наведено загальний вигляд охолоджуваного стрічково-колодкового гальма, а на рис. 3.5 *б* – поперечний розріз фрикційного вузла гальма з пристроєм охолодження.

Охолоджуване стрічково-колодке гальмо містить гальмівний шків 1, гальмівну стрічку 2 зі збігаючою 3 і набігаючою 4 гілками й пазами 5, а також фрикційні накладки 6.

У тілі останніх заформовані кріпильні планки 7, які армуються за допомогою поперечно розташованого дроту 8. За допомогою планок 7 накладки 6 кріпляться через поперечні пази 5 до стрічки 2. На торцях фрикційних накладок вифрезеровані поздовжні пази 9 на глибину допустимого зношення, в які встановлені прямокутні трубки 10, торці яких герметизовані. Трубки 10 через відростки (не показані) з'єднані, наприклад, за допомогою термостійкого клею з тілом накладки 6 і через свої отвори – з отворами 11, розміщеними у набігаючій гілці стрічки і на збігаючій ділянці 12 накладки 6.

При цьому отвори 11 у ділянці 12 накладки 6 виконані зменшеного перерізу в напрямку ободу, а на ділянці 13 вони розширюються. Крім того, отвори 11 згаданих повер-

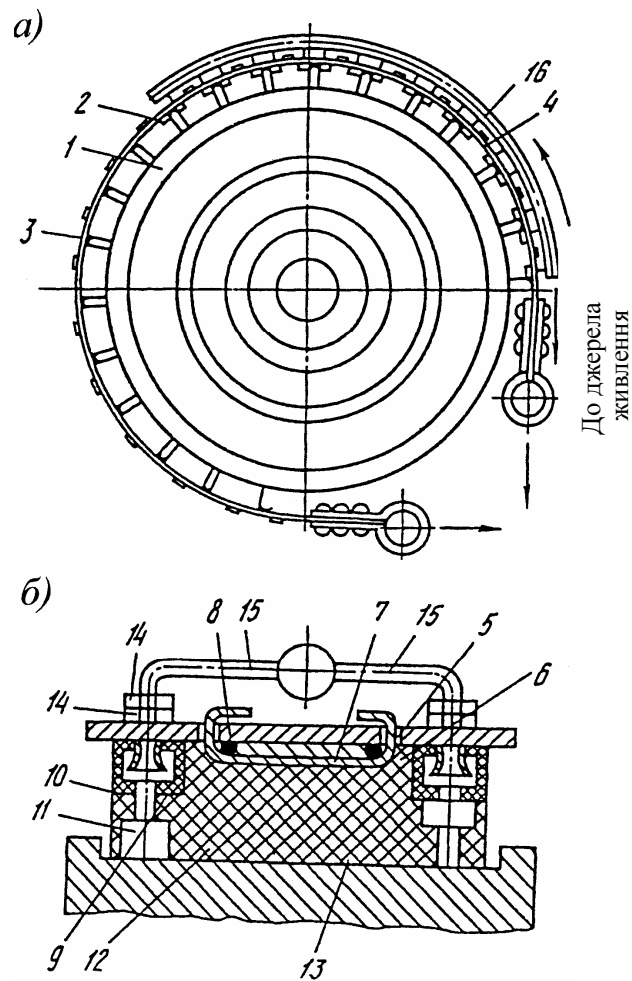


Рис. 3.5 а, б Стрічково-колодке гальмо з пристроєм повітряного типу для вирівнювання тепловантаженості його фрикційних вузлів: 1 – гальмівний шків; 2, 3, 4 і 5 – гальмівна стрічка зі збігаючою і набігаючою гілками та з пазами; 6, 7, 8, 9 – фрикційна накладка з кріпильною планкою, армуючим дротом і поздовжніми пазами; 10 – прямокутні трубки; 11 і 12, 13 – отвори в накладці і її ділянки; 14, 15, 15 – штуцери і трубопроводи повітрепроводу

хонь накладки 6 зміщені так, що майже перекривають своїми перерізами робочу ширину шківів 1. Зверху прямокутні трубки 10 через отвори 11 за допомогою штуцерів 14 і трубопроводів 15 з'єднані з радіальним повітропроводом 16, що огинає набігаючу гілку 4 гальмівної стрічки 2. Повітряний трубопровід 16 з одного торця герметизований, а з другого – під'єднаний до джерела стисненого повітря.

Гальмо працює наступним чином. Стиснене повітря по повітропроводу 16 через трубопроводи 15, штуцери 14, трубки 10 та отвір 11 попадає одночасно під ділянки 12 і 13 накладок 6, інтенсивно їх охолоджуючи та видаляючи продукти зношування з поверхонь тертя. При цьому швидкість проходження повітря через отвір, що звужується, є вищою, ніж через отвір, який розширюється. Отже й кількість повітря, яке омиває ділянки 12 накладки 6, буде більшою, ніж ділянки 13. Дозування різної кількості повітря на поверхні накладки 6 забезпечується тим, що на ділянці 12 мають місце більші питомі навантаження, ніж на ділянці 13, внаслідок цього теплонавантаженість згаданих поверхонь буде майже однаковою. Охолодження поверхонь накладок 6 тільки в зоні набігаючої гілки 4 стрічки 2 дозволяє знизити їхню теплонавантаженість до теплового стану неохолоджуваних накладок збігаючої гілки 3.

Специфічне розташування отворів 11 на ділянках 12 та 13 накладок 6 дозволяє рівномірно охолоджувати робочу поверхню шківів 1 по його ширині.

Охолодження кожної фрикційної накладки чинить вплив на поздовжню й поперечну (при розімкненому гальмі) і поперечну (при гальмуванні) циркуляцію повітря, змінюючи напрямок і швидкість руху повітряних потоків. Це інтенсифікує повітрообмін і, як наслідок, знижує теплонавантаженість пари тертя.

Наступним видом нетрадиційного охолодження пар тертя гальма є використання ефекту теплового насоса.

### 3.2.2 Ефектом “теплового насоса”

Використання ефекту теплового насоса є нетрадиційним видом охолодження пар тертя гальмівних пристроїв.

На рис. 3.6 а представлено стрічково-колодкове гальмо, поздовжній розріз; на рис. 3.6 б – поперечний розріз

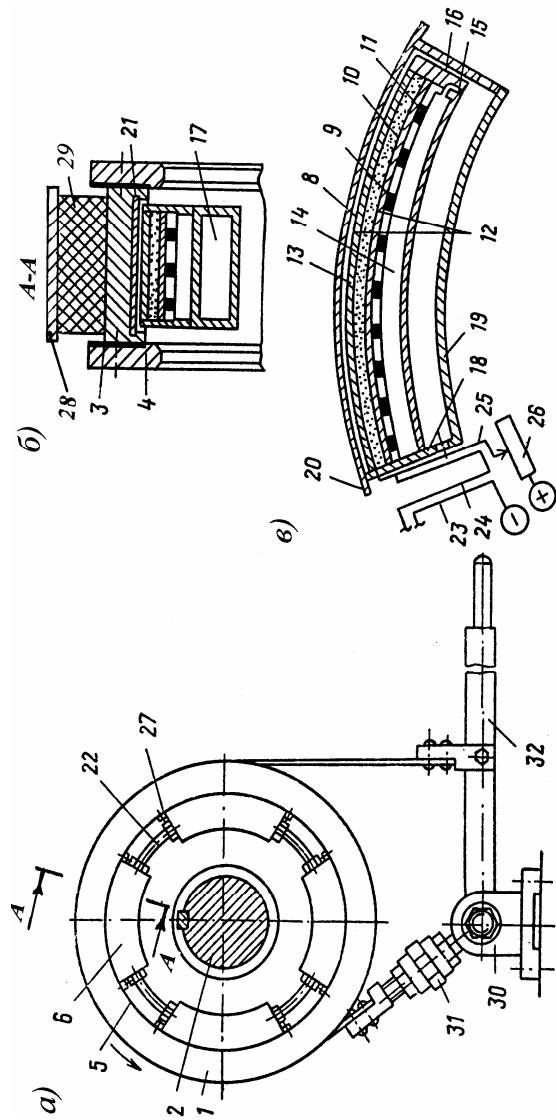


Рис. 3.6 а, б, в Стрічково-коловкове гальво з охолодженням типу "тепловий насос": 1, 4, 5 і 21 – шків та його реборди, неробоча поверхня і пази; 2 – вал; 3 – теплоізоляційні прокладки; 6, 7 і 20 – сектори, їхні ємність та виступи; 8, 9 – пористі електроди; 10 – електролітна мембрана; 11 – перфорований лист; 12 – електронний блок; 13, 14 – полості високого і низького тиску; 15, 16 – патрубки; 17 – регенеративний теплообмінник; 18 – внутрішня сторона корпусу; 19 – випукла кришка; 22 – трубки; 23, 24, 25 – струмопровідники; 26 – реостат; 27 – болти; 28, 29 – гальмівна стрічка і фрикційна накладки; 30 – опора; 31 – регулюючі гайки; 32 – важіль

фрикційного вузла гальма; на рис. 3.6 *в* – сектор, поздовжній розріз системи охолодження.

Стрічково-колодке гальмо складається з барабана у вигляді шківів 1, розташованого на валу 2 лебідки. До шківів через теплоізоляційні прокладки 3 до його торців кріпляться реборди 4, наприклад, за допомогою болтів, гайок і шайб (на кресленні не показані). Шків 1 виконаний у вигляді кільцевого порожнистого циліндра, до неробочої поверхні 5 якого примикають сектори 6, які є герметичними ємностями 7 системи охолодження. В ємностях пористі електроди 8 й 9 виконані у вигляді електрохімічних осердь. Електрод 8 знаходиться на електролітній мембрані 10, а електрод 9 – на перфорованому аркуші 11, який є підкладкою для нього і забезпечує потрапляння через перфорацію робочого тіла в ємність.

Пористі електроди 8 і 9 становлять електронний блок 12, який ділить загальний об'єм на порожнини 13 і 14 високого і низького тиску, підключені до патрубків 15 й 16 підведення і відведення робочого тіла в додаткову порожнину регенеративного теплообмінника 17. Ця порожнина утворена внутрішньою стінкою корпусу 18 ємностей 7 системи охолодження та опуклою кришкою 19. Кожний сектор має виступи 20, які входять в пази 21 шківів 1. Між собою регенеративні теплообмінники 17 з'єднані трубопроводами 22. Струмоводи 23, 24 й 25 з'єднані в електричний ланцюг через реостат 26. Для запобігання переміщення секторів 6 вони зі своїх торців стопоряться болтами 27.

Шків 1 охоплює гальмівна стрічка 28, на якій розташовані фрикційні накладки 29. Лівий кінець стрічки 28 кріпиться шарнірно до опори 30 і стягнутий гвинтовою стяжкою 31 для її регулювання. Правий кінець стрічки 28 приєднаний шарнірно до коліна вала (на кресленні не показаний) пристрою керування. Керування гальмом здійснюється важелем 32.

Стрічково-колодке гальмо працює наступним чином. При замиканні гальмівної стрічки 28 (рух важеля 32 донизу) накладки 29 взаємодіють з робочою поверхнею шківів 1, і на їхніх поверхнях генерується значна кількість теплоти. Остання нагріває шків 1, а від нього теплота передається корпусу 18 ємностей 7, від якого нагрівається пористий електрод 8 завдяки невеликій товщині порожнини 13 високого тиску. При досягненні мінімальної температури циклу, коли енергія теплового руху атомів (молекул) є великою, вони іонізують один одного за рахунок кінетичної енергії становлення часток. Інтенсивність їхньої термічної іонізації є функцією температури  $T$  і тиску  $p$  робочого тіла. Тому порожнина 13 і названа порожниною високого тиску. При цьому іонізація відбувається на трифазній границі поділу електрод-електроліт-робоче тіло. Під дією термодинамічного потенціалу (виражається через певні функції  $(V, P$  і  $T)$ ) виникає пучок позитивно заряджених іонів робочого тіла, які мають властивість проникати через електролітну мембрану 10.

Надалі відбувається рекомбінації позитивно поглинених іонів робочого тіла, тобто відбувається процес, зворотний іонізації, з наступним утворенням з них нейтральних атомів і молекул, що мають ступінь іонізації малої величини. Рекомбінація робочого тіла відбувається також на трифазній границі поділу в порожнині 14 низького тиску.



Таким чином, електрохімічні осередки пористого електрода 8, сприймаючи генеровану теплоту, виконують функцію детандера теплового насоса, і в них відбувається ізотермічне розширення робочого тіла. Цей процес супроводжується поглинанням електродним блоком 2 деякої кількості теплоти, що дорівнює роботі розширення робочого тіла на заданому перепаді тисків. Електрохімічні осередки пористого електрода 9 виконують функції конденсатора холодильної машини. У них здійснюється ізотермічне стискання робочого тіла, яке відбувається за рахунок підведення до електродів 8 й 9 електричної енергії, виробленої детандером, а також від електроенергії, що надходить по струмопроводам 23 зовнішнього ланцюга. Це супроводжується виділенням в електродному блоці 12 теплоти, що дорівнює енергії стискання робочого тіла на заданому перепаді тисків. Для зменшення втрат у циклі ізобарні процеси нагрівання й охолодження робочого тіла здійснюються в регенеративних теплообмінниках 17 і в трубопроводах 22 при обертанні шківів 1. Змінюючи реостатом 26 величину прикладеної зовнішньої напруги, можна регулювати кількість відведеної або виділюваної теплоти й тим самим створювати оптимальні умови роботи стрічково-колодкового гальма.

Розглянемо особливості охолодження пар тертя гальма. У системі перші електрохімічні осередки, що сприймають генеровану теплоту від пар тертя гальм, виконують функції детандера теплового насоса і в них відбувається ізотермічне розширення теплоносія. У якості останнього використовується електроліт, тобто вода, насичена речовиною КОН (гідрат окису калію) або NaOH (їдкий натрій). При цьому виділяється теплота, що дорівнює роботі стискання теплоносія на заданому перепаді тисків.

Система охолодження теплового насоса пар тертя стрічково-колодкового гальма працює аперіодично, завдяки наявності теплопровідних пластин, які своїми торцевими поверхнями, розташованими урівень з фрикційними накладками, взаємодіють із робочою поверхнею ободу шківів при гальмуванні. Другий кінець теплопровідних пластин постійно (при гальмуванні і в інтервалі часу між ними) омивається теплоносієм. У стрічково-колодкових гальмах відведення теплоти в систему охолодження здійснюється безперервно від внутрішньої поверхні шківів при його значній товщині.

Процеси ізотермічного розширення теплоносія в детандері теплового насоса і його стискання в конденсаторі холодильної машини розглянемо з точки зору їхньої термодинамічної оцінки. Для цієї мети скористаємося ексергетичним коефіцієнтом корисної дії (ексергія – це працездатність та енергія теплоносія у зазначених вище процесах).

$\eta_e = e_k / e_T$ , де  $e_k, e_T$  – відведена та підведена ексергія теплового потоку теплоносія за одиницю часу, необхідна для роботи теплового насоса.

Визначимо ексергію теплового потоку теплоносія в кожному із процесів, що мають місце в детандері теплового насоса та конденсаторі холодильної машини. Загальною характерною рисою процесу розширення теплоносія на заданому перепаді тисків в детандері теплового насоса є перетворення енергії тиску  $e_p$  в ексергію  $e_m$ , пов'язану з примусовим охолодженням пар тертя фрикційних вузлів гальм.

На підставі розгляду термодинамічного стану (тиску і температури) теплоносія в точках 1 і 2 (рис. 3.7) і залежності для визначення ККД, з урахуванням деякої кількості теплоти ( $e_q$ ), що поглинув електродний блок, одержуємо

$$\eta_p = \frac{e_{T2} - e_{T1}}{(e_{p1} - e_{p2}) + e_q} \quad (3.19)$$

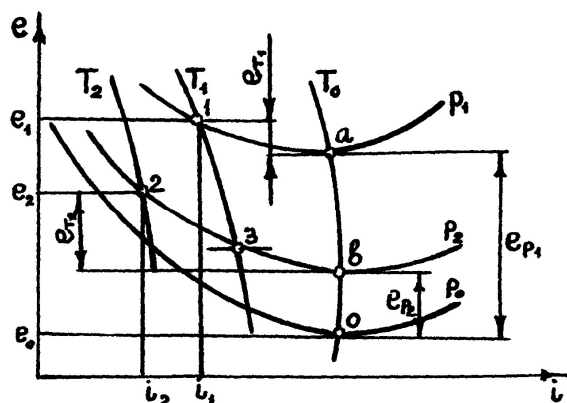


Рис. 3.7 Термодинамічні параметри холодоагента в  $e-i$  діаграмі

При відведенні теплоти від робочих елементів фрикційних вузлів гальм, що сприяє їхньому охолодженню, частина  $e_m$  реалізується безпосередньо у вигляді  $e_q$ . У випадку, коли  $e_m = 0$ , ефект охолодження оцінюється тепловим потоком, що відводиться від пар тертя гальм, і характеризується величиною  $e_q$  (ексергічна холодопродуктивність). Остання визначається залежністю вигляду

$$e_q = \sum \sigma_q \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \sum \sigma_q r_e \quad (3.20)$$

В окремому випадку при  $T = \text{idem}$  та  $r_e = T_1 - T_2 / T_1 = \text{idem}$  залежність (3.20) набуває вигляду

$$e_q = q r_e, \quad (3.21)$$

де  $\sum \sigma_q$  – сума елементарних кількостей теплоти.

Оскільки в конденсаторі холодильної машини стискання теплоносія відбувається по ізотермі, його температура дорівнює  $T_0$ . Цей випадок є характерним для аперіодичного навантаження фрикційних вузлів гальм, коли температури їхніх поверхонь тертя не перевищують рівня допустимої для матеріалів фрикційних накладок. При циклічному та тривалому режимах навантаження фрикційних вузлів гальм спостерігається зворотна картина. Отже, для розглянутих випадків є справедливою нерівність  $z_e > 0$ .

Однак, рівняння ексергетичного балансу є справедливим незалежно від умов процесу ізотермічного стискання теплоносія в конденсаторі холодильної машини

$$e_{жс} = \Delta e_p = e_{q1} + e_{q2} + \sum d = q_1 r_{e1} + q_2 r_{e2} + \sum d, \quad (3.22)$$

де  $\Delta e_p = e_{p2} + e_{p1}$ ;  $q_1, q_2$  – теплові потоки, які підводяться до теплоносія за рахунок електричної енергії, відповідно, виробленої детандером і тієї, що поступає від джерела живлення по струмопроводах зовнішнього ланцюга в електродний блок. При рівності зазначених струмів і часу їхнього проходження  $q_1 = q_2$ , тоді  $r_{e1} = r_{e2}$ ;  $d$  – втрати енергії  $e_{q1}$  та  $e_{q2}$  в теплообміннику.

У зв'язку з тим, що процес стискання теплоносія відбувається в регенеративному теплообміннику, відзначені втрати зведені до мінімуму. Тоді можна прийняти, що  $d = 0$ .

В остаточному підсумку залежність (3.22) має такий вигляд

$$e_{жс} = 2qr_e. \quad (3.23)$$

При розгляді одного типу гальмівного пристрою із застосуванням у ньому систем охолодження, що працюють на нетрадиційних ефектах зниження температур його пар тертя (електромагнітному, магнітному, термоелектричному, електрогідрравлічному, акустичному, теплової труби, вихрової труби, багатоструменевого ежектора і теплового насоса) при порівнянні їхньої ефективності в розрахунках ексергії- нетто використовують ексергетичний вектор Умова-Пойтінга.

Зупинимося на принципах розробки пристроїв та систем, які працюють на ефекті багатоструменевого ежектора.

### 3.3 Принципи розробки багатоструменевих пристроїв та систем для примусового охолодження фрикційних вузлів

При теоретичних та експериментальних дослідженнях багатоежекторних систем охолодження фрикційних вузлів гальм необхідно вирішувати наступні завдання: виконати розрахунок геометричних параметрів першого, тобто вхідного ежектора за умови, що для нього при заданих тисках стисненого повітря необхідна витрата є максимальною; визначити раціональні геометричні параметри щілинних отворів в елементах фрикційного вузла (щілинні отвори виконуються у вигляді ежекторів, що звужуються), які сприятимуть всмоктуванню максимальної кількості повітря з об'єму між парами тертя у зазор між ежекторами; визначити кількість стисненого повітря, розмішаного додатковими потоками повітря, що надійшли з об'єму між парами тертя гальма, на виході з  $(n - 1)$  ежектора, зберігаючи при цьому необ-

хідний закон зміни маси; оцінити ефективність примусового охолодження фрикційних вузлів гальма.

Перш ніж приступати до розробки багатоструменевих систем охолодження необхідно чітко визначитися із внутрішніми втратами, пов'язаними з необоротністю процесів, що відбуваються всередині системи багатоструменевих ежекторів. Внутрішні втрати в даній системі спричинені дроселюванням при використанні зворотного клапана і гідравлічними опорами.

Енергія системи залежить як від термодинамічних параметрів стисненого повітря, що циркулює  $n$ -ну кількість разів у системі багатоструменевих ежекторів, так і від термодинамічних параметрів повітря, яке омиває ззовні та зсередини металевий фрикційний елемент. При оцінці величин ексергії необхідно враховувати взаємодію між стисненим повітрям системи багатоструменевих ежекторів і повітрям, що попадає через щілинні отвори в елементах фрикційного вузла і зазор між ежекторами. Ексергія термодинамічної системи багатоструменевих ежекторів визначається кількістю енергії, яку має повітря, що циркулює в ній. Крім того, ексергія системи визначається не тільки її дією, але й одночасним впливом на стиснене повітря навколишнього середовища (повітря, яке омиває ззовні та зсередини металевий фрикційний елемент – шків).

Багатоежекторна система охолодження складається із сопел Лавалля, які розширюються. При цьому тиски стисненого повітря на вході ( $p_1$ ) і виході ( $p_2$ ) із сопла є різними. У зв'язку з чим необхідно так організувати витікання стисненого повітря через кожен ежектор, щоб зазначений перепад тисків був корисно використаний для максимального збільшення його кінетичної енергії. При цьому необхідно забезпечити відсутність її втрат на утворення вихрів навіть у

тих випадках, коли  $\frac{p_2}{p_1} < \beta$ , де  $\beta$  – коефіцієнт, що визнача-

ється експериментальним шляхом.

Найбільш вузький переріз сопла вибирається таким, щоб для нього при заданому початковому тиску необхідна витрата ( $G$ , м<sup>3</sup>/с) була максимальною. Наступні перерізи ежектора поступово збільшуються в напрямку від входу до виходу. Це забезпечує поступове розширення стиснутого повітря, що протікає через нього, поки його тиск не стане

рівним тиску стисненого повітря, підживленого додатковим потоком із зазору між парами тертя гальма.

В основу розрахунку ежектора закладено принцип нерозривності потоку стисненого повітря, що протікає по кожному соплу. Дотримання такої умови дозволяє констатувати, що кількість стисненого повітря, яке протікає через найвужчий переріз I-I (рис. 3.8), дорівнюватиме його кіль-

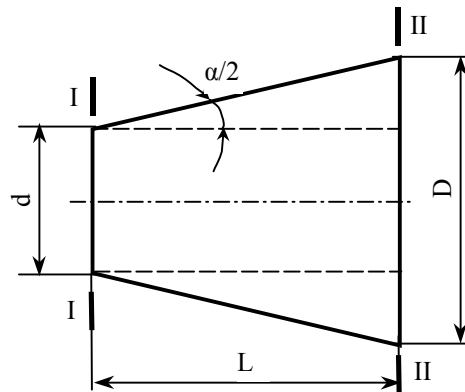


Рис. 3.8 Розрахункова схема сопла

кості, що протікає через найширший переріз II-II. Дана умова записується наступним рівнянням

$$G = \frac{f_{\min} \omega_{\min}}{v_{\min}} = \frac{f \omega}{v}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де  $f_{\min}$ ,  $f$  – площі перерізів ежектора в найвужчому і найширшому місцях,  $\text{м}^2$ ;  $\omega_{\min}$ ,  $\omega$  – швидкості потоку стисненого повітря на вході й виході із сопла,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $v_{\min}$ ,  $v$  – питомий об'єм стисненого повітря в мінімальному перерізі і на виході із сопла,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Після визначення  $f_{\min}$  та  $f$  можна знайти і відповідні діаметри, користуючись залежностями

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4f_{\min}}{\pi}}, \text{ м}; \quad D = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}, \text{ м}.$$

Довжина сопла  $l$  (див. рис. 3.8) визначається з умови

$$l = \frac{D-d}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \text{ м.}$$

При цьому кут  $\alpha$  (кут при вершині конуса) вибирають таким, щоб уникнути явища відриву повітряного струменя від стінок сопла,  $\alpha < 12^\circ$ .

Що стосується величини зазорів між багатоструменевими ежекторами системи, то вони повинні бути такими, щоб виключити непродуктивні кількісні втрати стисненого повітря та одночасно забезпечити ефективне підсмоктування повітря із зазору між парами тертя гальма через щільні отвори в його фрикційних вузлах.

Однак, на жаль, для всіх багатоструменевих ежекторів через їхні конструктивні особливості неможливо визначити дійсні величини аеродинамічних показників, що, як правило, потребує виконання кореляції результатів. Річ у тім, що незважаючи на регламентовані вимоги, запропоновані до термодинамічних параметрів повітряного потоку, багатоструменеві ежектори мають різні поля швидкостей, початкову турбулентність, скоси повітряного потоку в горизонтальній і вертикальній площинах, товщини граничного шару на поверхні їхньої робочої частини та інші параметри.

Оцінити взаємодію основного потоку повітря з додатковим, котрий підсмоктується із зазору між парами тертя гальма, можна з урахуванням зміни його термодинамічних параметрів, які залежать від теплонавантаженості фрикційних вузлів. Це уможливить проведення раціональних конструктивних змін в ежекторній системі.

Це дозволяє констатувати, що характер зміни аеродинамічних характеристик, у тому числі при внесенні конструктивних змін в ежектори, є ідентичним, а відхилення абсолютних величин аеродинамічних коефіцієнтів не перевищує 10 %.

Це свідчить про високу якість багатоструменевих ежекторів, використовуваного методологічного, приладного та програмного забезпечення проведених досліджень. Окрім того, дослідження показали, що ежектор являють собою вимірювальні інструменти, на які впливають конструктивні особливості та зміни термодинамічних параметрів повітряних потоків.

Що стосується кількості контурів багатоструменевих систем, у яких циркулює стиснене повітря для примусового охолодження фрикційних вузлів, то їхня кількість залежить як від будівельних об'ємів гальм, так і від їхньої навантаженості і режимів експлуатації.

На підставі вищевикладеного перейдемо до розгляду особливостей розрахунку експлуатаційних параметрів теплоносіїв, які циркулюють у пристроях та системах багатоструменевих ежекторів.

### 3.4 Особливості розрахунку експлуатаційних параметрів охолоджувальних теплоносіїв пристроїв та систем

Багатоежекторну систему охолодження пар тертя гальмівних пристроїв можна представити як сукупність послідовно розміщених струминних насосів зі спільною всмоктувальною лінією.

Введемо поняття елементарного струминного насоса, що складається з попереднього й наступного конфузрного або дифузрного елементів залежно від напрямку руху стисненого повітря в системі. Сукупність елементарних насосів становить багатоежекторну систему охолодження пар тертя гальма.

Позначимо конфузрні елементи цифровими індексами в порядку зростання в напрямку руху змішаного потоку повітря (рис. 3.9), причому перший елемент позначимо індексом "0". Прийняте позначення, починаючи з конфузора  $n=1$ , визначає також номер елементарного струминного насоса. Кількість останніх, які входять у систему, становить  $n-1$ . З огляду на прийняту індексацію, позначимо:

$p_0, p_1, p_2, \dots, p_n$  – тиск змішаного потоку повітря в характерних перерізах ежекторної системи;  $Q_0, Q_1, Q_2, \dots, Q_n$  – витрата змішаного потоку повітря в характерних перерізах ежекторної системи;  $Q_{i0}, Q_{i1}, Q_{i2}, \dots, Q_{i, n-1}$  – витрата інжекційних потоків елементарних струминних насосів;  $i_1, i_2, i_3, \dots, i_{n-1}$  –

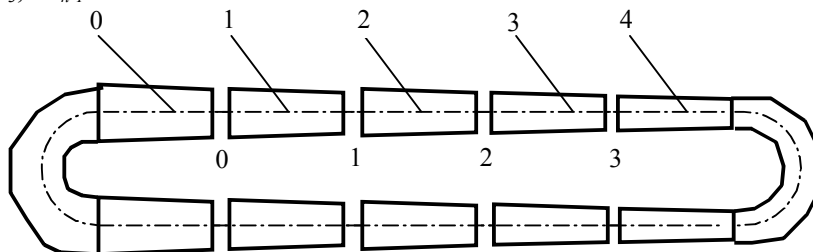


Рис. 3.9 Циркуляційний контур багатоструменевої ежекторної системи охолодження пар тертя гальма

коефіцієнти інжекції елементарних струминних насосів;  $p_p$ ,  $Q_{ex}$  – тиск і витрата робочого потоку повітря на вході в систему охолодження;  $p_{вих}$  – тиск змішаного потоку повітря на виході з останнього конфузального елемента.

З урахуванням загальноприйнятого співвідношення між витратою робочого потоку та інжектваного, а також величиною коефіцієнта інжекції записуємо

$$\begin{aligned} Q_{i0} &= Q_{ex}(I+i_1); Q_{i1} = Q_0(I+i_2); Q_{i2} = Q_1(I+i_3); \dots; \\ Q_{i_{n-1}} &= Q_{n-2}(I+i_n) \dots \end{aligned} \quad (3.24)$$

У процесі переходу від попереднього елементарного струминного насоса до наступного значення коефіцієнта інжекції та витрати змішаного потоку збільшуються ( $i_1 < i_2 < i_3 < \dots < i_n$ ;  $Q_{ex} < Q_{i1} < Q_{i2} < \dots < Q_{in-1}$ ), в результаті чого можна чекати збільшення витрати інжекційних потоків ( $Q_{i0} < Q_{i1} < Q_{i2} < \dots < Q_{in-1}$ )...

При розробці методики розрахунку багатоежекторної системи охолодження прийняті наступні припущення:

- вплив інтерференції елементів системи є несуттєвим, а загальні гідравлічні втрати визначаються сумою втрат у кожному елементі;
- лінійні гідравлічні втрати в конфузальних елементах є незначними і коефіцієнт лінійного тертя  $\lambda_m$  дорівнює нулю;
- гідравлічні втрати в конфузальних елементах відсутні.

При визначенні тисків стисненого повітря в характерних точках багатоінжекційної системи необхідно знати гідравлічні втрати в конфузальних елементах, тому використаємо однакові за структурою формули:

$$\Delta p = \xi \rho \frac{V^2}{2}, \quad (3.25)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору конфузала або дифузала (у випадку конфузальних елементів  $\xi = 0,01 \div 0,1$  [44]);  $\rho$  – густина змішаного потоку повітря;  $V$  – швидкість руху змішаного потоку повітря в мінімальному перерізі системи.

Використавши рівняння суцільності потоку повітря, залежність (3.25) зведемо до вигляду:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2 f_k^2} Q^2, \quad (3.26)$$

де  $f_k$  – площа мінімального перерізу конфузального елемента;  $Q$  – витрата змішаного потоку повітря через конфузальний елемент.

Постановка задачі з визначення витрати стисненого повітря в багатоежекторній системі охолодження полягає в знаходженні взаємного зв'язку між витратами змішаного потоку повітря (інжектваного)  $Q_{in}$  в елементарних струминних насосах та робочого потоку повітря  $Q_{ex}$  на вході в систему з урахуванням кількості й геометричних розмірів конфузальних елементів. При цьому до уваги бралися значення діаметра мінімального перерізу та відношення діаметрів вхідного і вихідного перерізів.



Гідравлічний розрахунок багатоструменевої системи охолодження передбачає визначення режимів роботи елементарних струминних насосів, які входять до її складу. Режим роботи струминного насоса в загальному випадку визначається спільним розв'язком рівнянь характеристик насоса і його гідравлічної системи (точки  $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$  на рис.3.10). Якщо в конструкції багатоежекторної системи використовуються конфузори з геометричними параметрами, що мало відрізняються один від одного, характеристика струминного насоса залишається незмінною і описується рядом кривих, які відповідають характеристиці кожного струминного насоса.

Характеристика струминного насоса може бути визначена за допомогою одного з відомих рівнянь (наприклад, Соколова-Зінгера)

$$h = \frac{1,75}{K_{CH}} + \frac{0,7i^2}{K_{CH}(K_{CH} - 1)} - \frac{1,07}{K_{CH}^2}(1 + i)^2, \quad (3.27)$$

де  $K_{CH}$  – співвідношення площ перерізів зазорів між ежекторами та їхнім входом. Величина  $K_{CH}$  для даного випадку

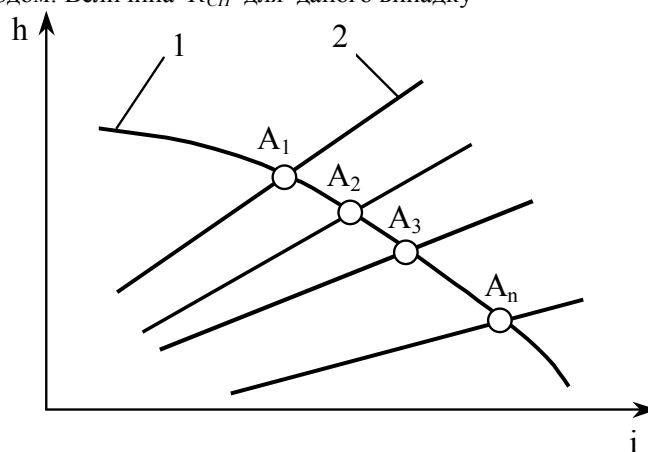


Рис. 3.10 Характеристика струменевого насоса (1) і систем охолодження (2), які складаються з ежекторів з різними геометричними параметрами

відповідає площі вхідного і вихідного перерізу конфузороного елемента.

Характеристику гідравлічної системи окремої пари конфузороних елементів, з огляду на наявність двох ліній підведення (відведення) змішаного та інжекторного потоків, запишемо в загальноприйнятому для струминних насосів вигляді

$$h = \frac{p_z - p_i}{p_p - p_i}, \quad (3.28)$$

де  $h$  – відносний напір, що створюється елементарним струминним насосом;  $p_3, p_i$  – тиск змішаного та інжектваного потоків стисненого повітря.

Уточнений вигляд рівняння (3.28) одержують в процесі аналізу розподілу потоків в елементах ежекторної системи.

При визначенні тисків стисненого повітря в характерних перерізах ежекторної системи необхідно враховувати їхні надлишкові значення

$$\begin{aligned} p_{p1} &= p_p; p_{p2} = p_1; p_{p4} = p_2; \dots; p_{pn} = p_{n-2}; \\ p_{31} &= p_1; p_{32} = p_2; p_{33} = p_3; p_{34} = p_{p4}; \dots; p_{3n} = p_n = p_{вих}. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Тиск інжектваного потоку  $p_i$ , з огляду на загальну для всіх елементів ежекторної системи всмоктувальну лінію, можна прийняти з деяким припущенням однаковим для кожного елементарного струминного насоса. Абсолютне значення тиску інжекційованого потоку повітря в першому наближенні перед останнім ежектором системи можна прийняти рівним атмосферному  $p_{абс, i} = p_a$ . Тоді вакуумметричне значення тиску інжектваного потоку повітря дорівнюватиме  $p_i = 0$  (у дійсності має місце співвідношення  $p_i \leq 0$ ).

З огляду на залежності (3.28) і (3.29) запишемо рівняння, які визначають характеристики системи елементарних струминних насосів

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{p_1 - p_i}{p_p - p_i}; \quad h_2 = \frac{p_2 - p_i}{p_0 - p_i}; \\ h_3 &= \frac{p_3 - p_i}{p_1 - p_i}; \dots; h_n = \frac{p_n - p_i}{p_{n-2} - p_i} \dots \end{aligned} \quad (3.30)$$

Розглянемо послідовність розрахунку ежекторної системи. Визначення режимів роботи елементарних струминних насосів проводимо в напрямку, протилежному руху змішаних потоків, починаючи з останньої пари конфузюрних елементів. Розрахунок виконуємо методом ітерацій на виході з останнього елементарного струминного насоса, після чого послідовно визначаємо витрати повітря в напрямку до входу в систему. Отриману в такий спосіб величину витрати  $Q_{ex}$  порівнюємо з фактично заданою  $Q_{ex, ф}$ . з умови поставленого завдання. Після уточнення повторюємо розрахунок доти, поки не буде досягнута необхідна точність.

Рівняння (3.28) для останнього елементарного струминного насоса, з огляду на те, що  $p_3 = p_{вих}$ , набуває вигляду

$$h_n = \frac{p_{вих} - p_i}{p_{n-2} - p_i}. \quad (3.31)$$

Значення тиску  $p_{n-2}$  розраховуємо з урахуванням гідравлічних втрат у конфузюрних елементах, використовуючи метод суперпозиції

$$\begin{aligned}
p_{n-2} &= \xi \frac{\rho}{2f_k^2} Q_n^2 + \xi \frac{\rho}{2f_k^2} Q_{n-1}^2 + p_{вих} = \\
&= \xi \frac{\rho}{2f_k^2} (Q_n^2 + Q_{n-1}^2) + p_{вих}.
\end{aligned} \tag{3.32}$$

З урахуванням відомого співвідношення отримуємо

$$Q_{n-1} = Q_n (1 + i_n)^{-1}. \tag{3.33}$$

На підставі вищевикладеного записуємо характеристику гідравлічної системи  $n$ -го елементарного струминного насоса

$$h_n = \frac{p_{вих} - p_i}{\xi \frac{\rho}{2f_k^2} Q_n^2 [1 + (1 + i_n)^{-2}] - p_i}. \tag{3.34}$$

Спільний розв'язок рівняння (3.34) з рівнянням характеристики струминного насоса (3.26) дозволяє визначити величину коефіцієнта інжекції  $i_n$  і тиск  $p_{n-1}$ . Аналогічна послідовність розрахунків повторюється для інших проміжних елементарних струминних насосів.

Завершуємо розрахунок після визначення режиму роботи першого елементарного струминного насоса.

Характеристика гідравлічної системи (рівняння (3.27)) для цього випадку має вигляд

$$h_1 = \frac{p_1 - p_i}{p_p - p_i}. \tag{3.35}$$

Тиск  $p_1$  визначаємо за результатами розрахунку наступного елементарного струминного насоса ( $n = 2$ ).

Величина тиску на вході в нульовий конфузорний елемент визначається за формулою

$$p_p = \xi \frac{\rho}{2f_k^2} Q_{ex}^2 + \xi \frac{\rho}{2f_k^2} + p_1. \tag{3.36}$$

Витрата змішаного потоку повітря  $Q_1$  може бути визначена з використанням результатів розрахунку попереднього (по ходу потоку) елементарного струминного насоса ( $n = 2$ )

$$Q_1 = Q_2 (1 + i_2). \tag{3.37}$$

З урахуванням залежностей (3.36) і (3.37) рівняння (3.35) запишемо у вигляді

$$h = \frac{p_1 - p_i}{p_1 + \xi \frac{\rho}{2f_K^2} [Q_{ex}^2 + \frac{Q_2^2}{(1 + i_2)^2}] - p_i}. \tag{3.38}$$

Оскільки величини  $Q_2, i_2$  визначені раніше, спільне розв'язування системи рівнянь (3.38) і (3.27) дозволяє визначити розрахункову витрату потоку повітря на вході у багатоежекторну систему.

Необхідність проведення повторного розрахунку визначаємо з урахуванням значення фактично заданої величини витрати робочого потоку  $Q_{вих.ф}$

$$S = \frac{Q_{ex.ф} - Q_{ex}}{Q_{ex.ф}} \leq A, \quad (3.39)$$

в якій для забезпечення, наприклад, 0,5 % точності отриманих результатів необхідно прийняти  $A = 0,005$ .

Якщо справедливості залежності (3.39) не дотримується, розрахунок виконуємо повторно після уточнення величини  $Q_n$ . При цьому враховуємо, що величини  $Q_{вих}, Q_n$  пов'язані між собою пропорційною залежністю.

Після уточнення розрахунків за формулою (3.24) визначаємо витрату інжекторованих потоків повітря у відповідних точках системи охолодження.

Спільний аналіз системи рівнянь характеристик насоса і його гідравлічної системи передбачає розв'язування рівняння 4-ої степені, що зумовлює появу 4-ох коренів. Розрахунок наступного елемента, таким чином, стає можливим після аналізу 4-ох отриманих результатів (для кожної пари конфузоров), що значно ускладнює розробку комп'ютерних програм з визначення режимів роботи елементарних струминних насосів. Отже, нагальною стає потреба у розробці методики розрахунку багатоежекторної системи за спрощеною схемою.

Розрахунок набагато спрощується, якщо величину коефіцієнтів інжекції елементарних струминних насосів прийняти сталою, тобто  $i_1=i_2=i_3=\dots=i_n$ . Значення витрати змішаного потоку стисненого повітря, незважаючи на сталість коефіцієнтів інжекції, зростають вздовж потоку за рахунок підсмоктування повітря з об'єму між парами тертя гальмівних пристроїв для кожного наступного елементарного струминного насоса. У цьому випадку значення витрати змішаного потоку повітря в характерних точках ежекторної системи можна визначити за допомогою залежностей

$$\begin{aligned} Q_0 &= Q_{ex}; \\ Q_1 &= Q_{ex}(1+i); \\ Q_2 &= Q_1(1+i) = Q_{ex}(1+i)^2; \\ Q_3 &= Q_2(1+i) = Q_{ex}(1+i)^3; \\ Q_4 &= Q_3(1+i) = Q_{ex}(1+i)^4; \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$Q_n = Q_{n-1}(1+i) = Q_{ex}(1+i)^n.$$

З огляду на залежності (3.35) запишемо формулу для визначення витрати інжекторованого потоку в елементарних струминних насосах

$$\begin{aligned} Q_{i0} &= Q_{ex}i; \\ Q_{i1} &= Q_{i1} = Q_{ex}(1+i)i; \\ Q_{i2} &= Q_{i2} = Q_{ex}(1+i)^2i; \\ Q_{i3} &= Q_{i3} = Q_{ex}(1+i)^3i; \\ Q_{i4} &= Q_{i4} = Q_{ex}(1+i)^4i; \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$Q_{in} = Q_{ni} = Q_{ex}(1+i)^n i.$$

Таким чином, розрахунок процесу зводиться до визначення величини коефіцієнта інжекції елементарного струминного насоса.

Для визначення величини коефіцієнта інжекції запишемо рівняння напору для  $n$ -го елементарного струминного насоса

$$h = \frac{P_{вих} - P_i}{P_{вих} + \xi \frac{\rho}{2f_K^2} [Q_n^2 + Q_{n-1}^2] - P_i}. \quad (3.42)$$

З огляду на залежність (3.35) вираз (3.37) приведемо до остаточного вигляду

$$h_n = \frac{P_{вих} - P_i}{P_{вих} + \xi \frac{\rho}{2f_K^2} Q_{ex}^2 (1+i)^{2n} [1 + (1+i)^{-2}] - P_i}. \quad (3.43)$$

Спільний розв'язок залежності (3.43) і рівняння характеристики струминного насоса (3.27) дозволяє визначити величину його коефіцієнта інжекції.

Для прикладу розглянемо послідовність розрахунку багаторежкторної системи з наступними параметрами: кількість елементарних струминних насосів  $n = 8$ ; діаметр мінімального перерізу конфузора – 15 мм; діаметр максимального перерізу конфузора – 30 мм; густина потоку повітря – 1,29 кг/м<sup>3</sup>; витрата робочого потоку на вході в ежекторну систему – 40 л/с; тиск на вході в ежекторну систему – 0,50 МПа; тиск інжектваного потоку – 0; коефіцієнт опору конфузорового елемента – 0,375.

Після підстановки вихідних даних у залежність (3.43) отримаємо

$$h_n = \frac{1}{1 + 0,247(1+i)^{16} [1 + (1+i)^{-2}]}. \quad (3.44)$$

Задачу розв'язуємо графічним способом.

На рис. 3.11 показана характеристика струминного насоса, побудована за рівнянням (3.27). Характеристику гідравлічної системи будемо шляхом підстановки в рівняння (3.44) значень коефіцієнтів інжекції  $i=0$ ;  $i=0,25$ ;  $i=0,5$ . Перетин характеристик насоса і системи визначає робочу точку (точка А) і величини коефіцієнта інжекції  $i=0,225$ . Використовуючи певну величину коефіцієнта інжекції, за допомогою формул (3.41) визначаємо витрати змішаних, тобто інжектованих, потоків повітря (табл. 3.1).

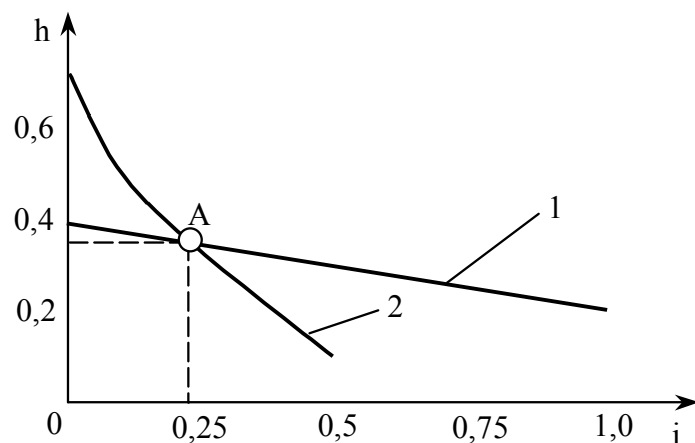


Рис. 3.11 Характеристика струменевого насосу (1) і систем охолодження (2), пар тертя стрічково-колодкового гальма

Дана багатоежекторна система була встановлена в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки У2-5-5 і дозволила знизити поверхневі температури його пар тертя в середньому на 20 %.

Таблиця 3.1  
Витрата змішаних потоків повітря, інжекттованих елементарними струминними насосами

Номер характерної точки	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Витрата інжекттованого потоку повітря, л/с	9	11,03	13,51	16,54	20,27	24,83	30,41	37,26	45,64

Недоліком багатоструминної системи охолодження фрикційних вузлів гальм є те, що вони можуть функціонувати тільки за наявності пневматичного приводу гальмівного механізму.

На основі наведених теоретичних досліджень багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок перейдемо до оцінювання їхніх експлуатаційних параметрів в стендових умовах. Дослідження в останніх велися методами фізичного моделювання зносо-фрикційних властивостей внутрішніх та зовнішніх пар тертя стрічково-колодкового гальма.

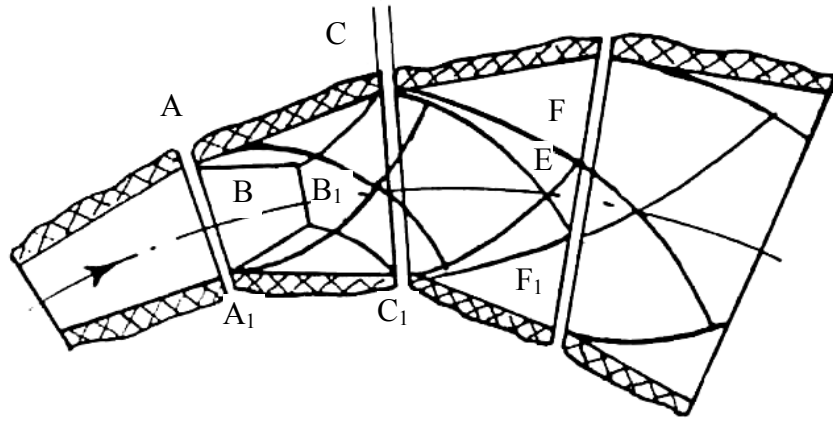


Рис. 3.1 Спектри потоку стисненого повітря, яке циркулює в багатоструменевих ежекторах охолодження фрикційних вузлів: АВ і А<sub>1</sub>В<sub>1</sub> – лінії розрізу; ВВ<sub>1</sub>, СВВ<sub>1</sub>С<sub>1</sub> і EFF<sub>1</sub> – стрибки падіння тиску стисненого повітря: прямої, криволінійної і конічної

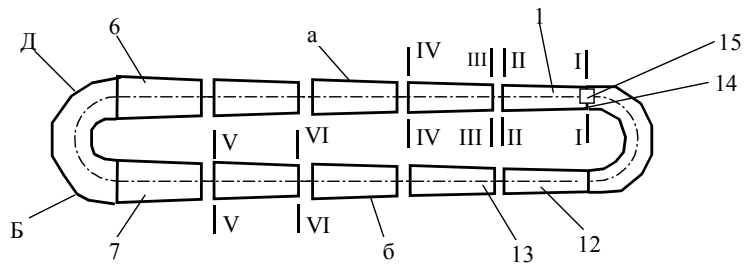


Рис. 3.2 Багатоструменевий ежектор охолодження: 1-6 – ежектори-дифузори; 7-12 – ежектори-конфузори; 13 – зазор між ежекторами; 14,15 – перегородка із зворотнім клапаном

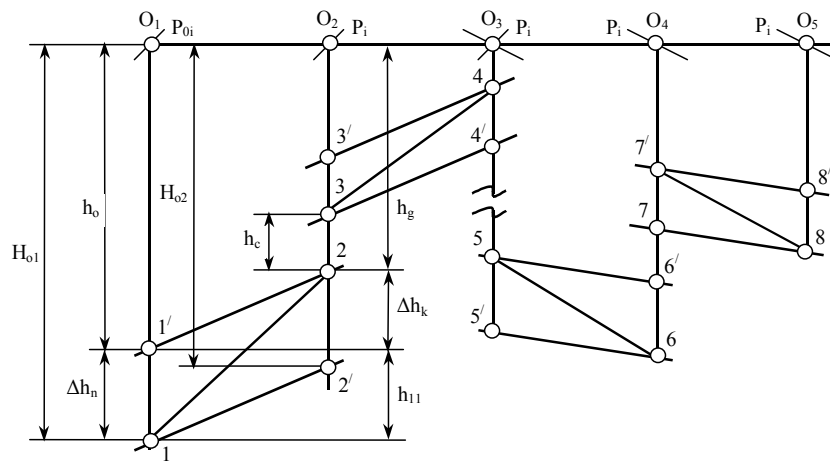


Рис. 3.3 Процеси протікання стисненого повітря в багатоструменевих ежекторах, встановлених в парах тертя гальмівних пристроїв в тепловій діаграмі



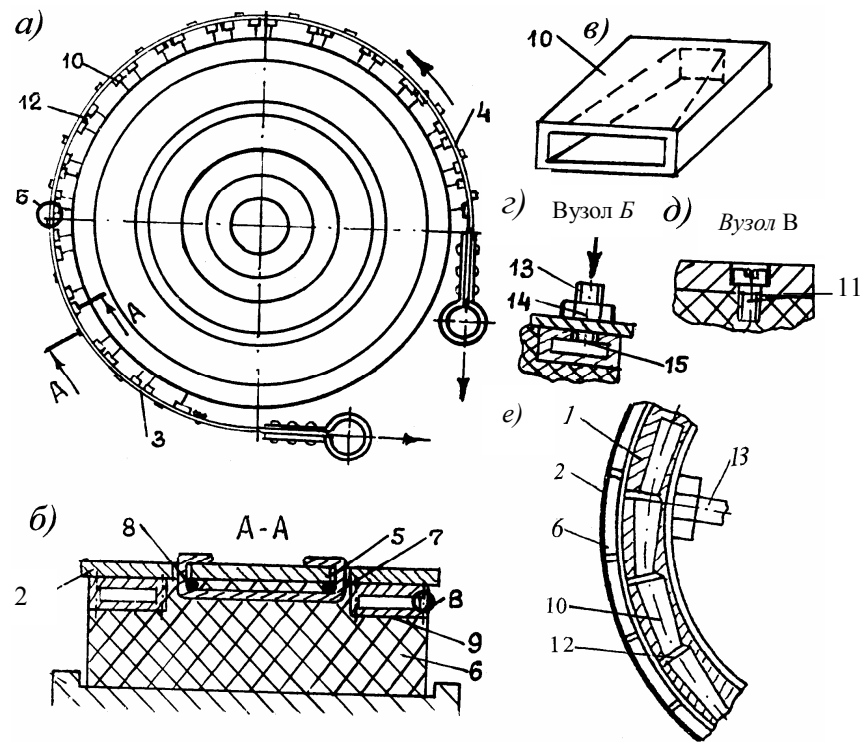


Рис. 3.4 а, б, в, г, д, е Стрічково-колодкове гальмо з ежекторною системою охолодження, яка вмонтована між фрикційними елементами (а-д) і в гальмівному шківі (е): 1 – шків; 2, 3 і 4 – гальмівна стрічка із збігаючою і набігаючою гілками; 5, 9 – поперечні і поздовжні пази; 6 – фрикційна накладка; 7 – кріпильні планки; 8 – армуючий дріт; 10, 12 – вставки-сопла (сопла) і зазори між ними; 11 – гвинти; 13 – штуцер; 14 – зворотній клапан; 15 – отвір у соплі

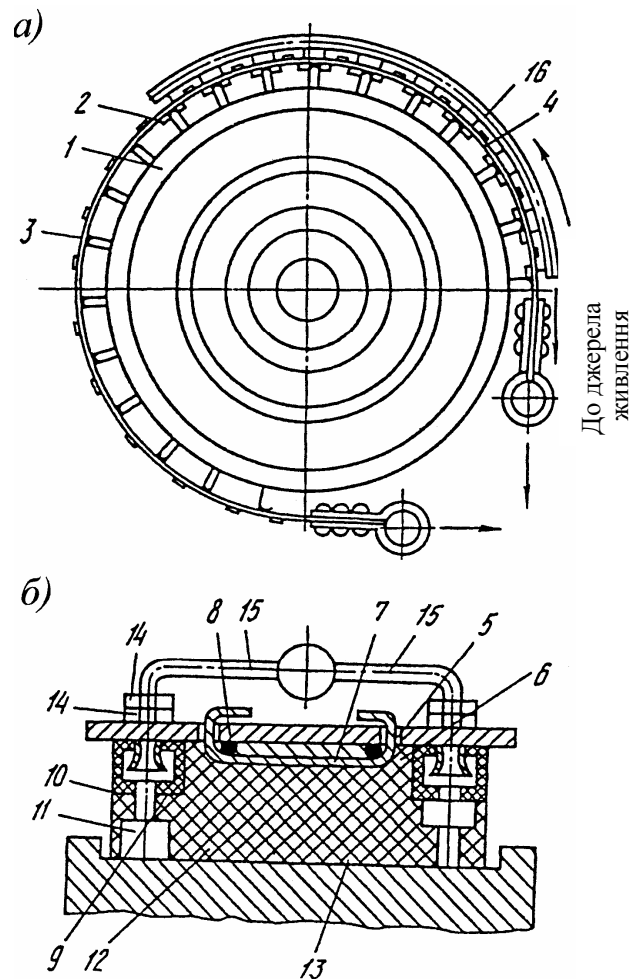


Рис. 3.5 Стрічково-колодке гальмо з пристроєм повітряного типу для вирівнювання тепловантаженості його фрикційних вузлів: 1 – гальмівний шків; 2, 3, 4 і 5 – гальмівна стрічка зі збігаючою і набігаючою гілками і з пазами; 6, 7, 8, 9 – фрикційна накладка з кріпильною планкою, армуючим дротом і поздовжніми пазами; 10 – прямокутні трубки; 11 і 12, 13 – отвори в накладці і її ділянки; 14, 15, 15 – штуцери і трубопроводи повітрепроводу

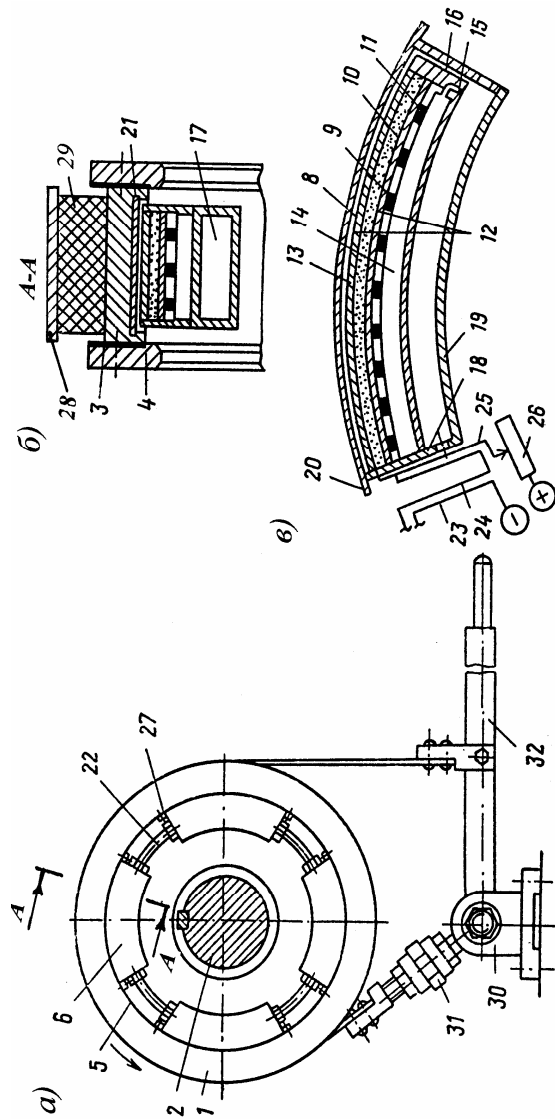


Рис. 3.6 а, б, в Стрічково-калодове гальмо з охолодженням типу "тепловий насос": 1, 4, 5 і 21 – шків реборди, неробоча поверхня і пази; 2 – вал; 3 – теплоізоляційні прокладки; 6, 7 і 20 – сектори, їх ємкість та виступи; 8, 9 – пористі електроди; 10 – електродит-на мембрана; 11 – перфорований лист; 12 – електронний блок; 13, 14 – полости ви-сокого і низького тиску; 15, 16 – патрубки; 17 – випукла кришка; 22 – трубки; 23, 24, 25 – струмопровідники; 26 – реостат; 27 – болти; 28, 29 – гальмівна стрічка і фракцій-на накладки; 30 – опора; 31 – регулюючі гайки; 32 – важіль

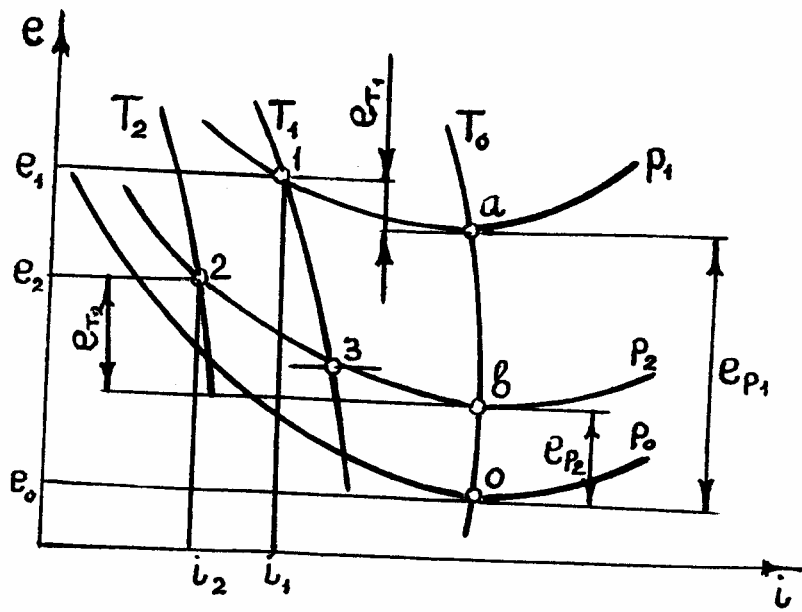


Рис. 3.7 Термодинамічні параметри холодоагента в  $e-i$  діаграмі

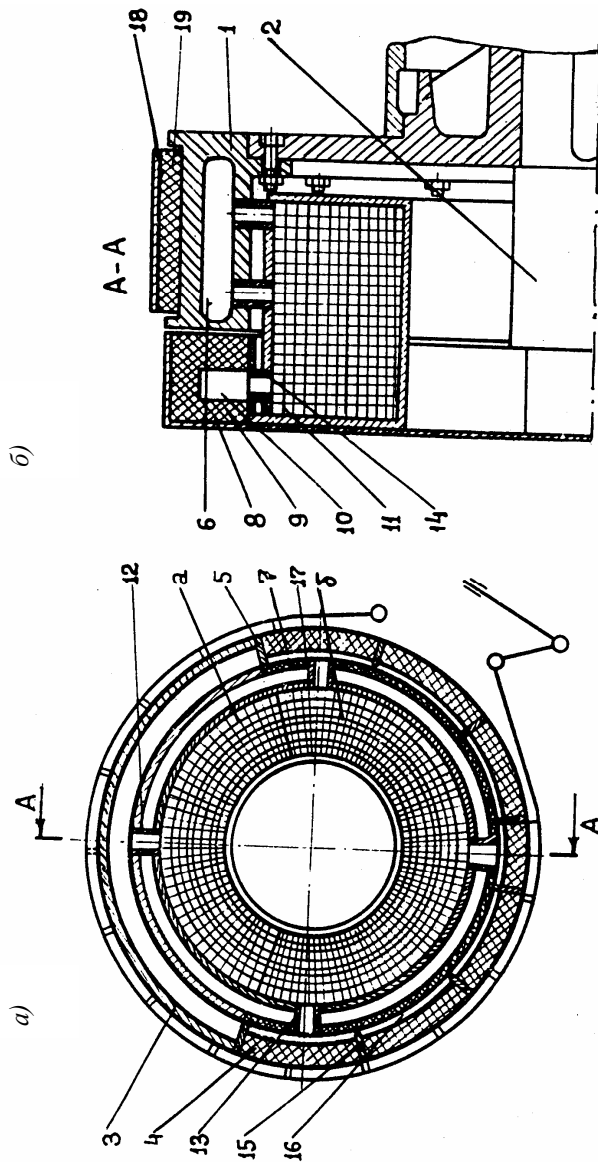


Рис. 3.8 а, б Стрічково-колодове гальмо з магнітним охолодженням: 1 – шків; 2 – вал лебідки; 3, 4 – теплоізоляційні прокладки; 5, 6 – сегменти шківа; 7 – порожнини сегментів; 8, 9 – тородальний магніт і його верхпроводникові обмотки; 10 – система охолодження магніта; 11 – теплообмінник; 12, 13, 14 – циліндричні радіальні трубки; 15 – теплопровідні пластини; 16 – теплоносій; 17 – гальмівна стрічка; 18 – фрикційні накладки

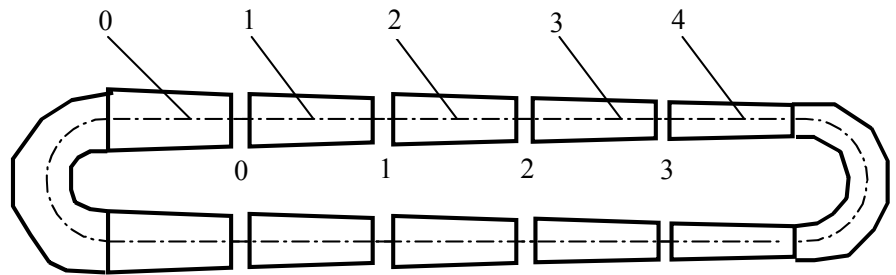


Рис. 3.9 Циркуляційний контур багатоструменевої ежекторної системи охолодження пар тертя гальма

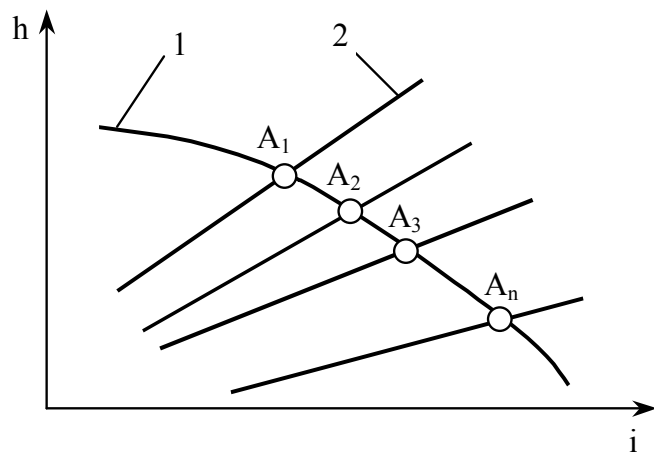


Рис. 3.10 Характеристика струменевого насоса (1) і систем охолодження (2), які складаються з ежекторів з різними геометричними параметрами

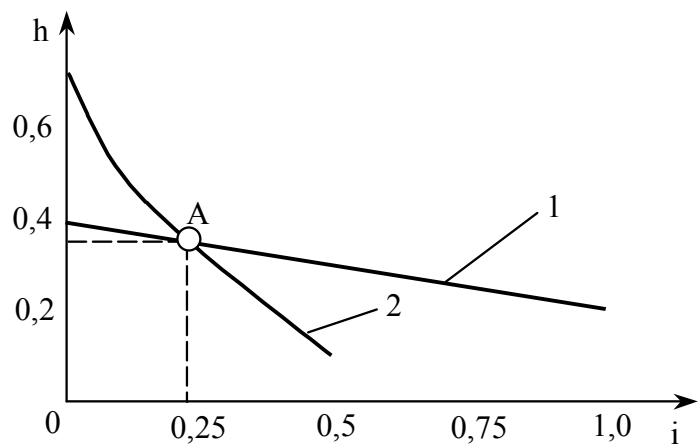


Рис. 3.11 Характеристика струменевого насосу (1) і систем охолодження (2), пар тертя стрічково-колодкового гальма

## РОЗДІЛ 4

### **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК**

#### 4.1 Задачі та методика експериментальних досліджень

Теоретичні дослідження показали, що динамічна та теплова навантаженість пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм залежить не лише від їхніх конструктивних особливостей та матеріалів, що використовуються для них, але й від кінематичних параметрів: закону та часу уповільнення системи рухомих мас при гальмуванні бурильного інструменту, який спускають у свердловину.

На рівень динамічних навантажень у парах тертя стрічково-колодкового гальма суттєво впливає бурильник, що керує гальмівною системою. Як показують результати практичних спостережень, бурильник прикладає до важеля гальма зусилля різної інтенсивності. Крім того, гальмування здійснюються при різних значеннях гальмівного моменту, що залежать не лише від зносо-фрикційних властивостей пар тертя стрічково-колодкового гальма у широких інтервалах поверхневих температур їхніх фрикційних вузлів, але й від фізичних можливостей бурильника.

Метою експериментальних досліджень є отримання даних з динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів



(зовнішніх та внутрішніх) модельного стрічково-колодкового гальма, обладнаного удосконаленими парами тертя, що відповідають серійному стрічково-колодковому гальму бурової лебідки У2-5-5.

Відповідно з цим програма експериментальних досліджень охоплює наступні задачі з динамічної та теплової навантаженості:

- дослідження закономірностей зміни основних експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм з накладками різної ширини (зусиль натягу гілок стрічок, величин питомих навантажень, коефіцієнтів тертя, гальмівних моментів, деформацій стрічки в цілому та окремих її ділянок);

- встановлення впливу на працездатність гальма величини співвідношення основних динамічних, конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів;

- проведення циклічних досліджень гальма з метою порівняння умов роботи накладок різної ширини, розміщених на гальмівному шківі зі сталим та змінним кроком, а також встановлення закономірностей зміни інтенсивності зношування робочих поверхонь накладок в різних типах фрикційних вузлів;

- дослідження рівня теплової навантаженості зовнішніх та внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів гальма.

Для оцінки динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма необхідно знати:

- різницю натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки, вільної від фрикційних накладок;

- питомі навантаження на контурній площі контакту зовнішніх та внутрішніх пар тертя;

- тривалість гальмувань зовнішніми і внутрішніми парами тертя та пауз між гальмуваннями;
- статичні та динамічні коефіцієнти взаємного перекриття зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів;
- поверхневі температури робочих елементів зовнішніх і внутрішніх пар тертя;
- теплопоглинаючі та теплорозсіювальні властивості переобладненого модельного гальмівного шківів та гальмівної стрічки, а також металевих елементів;
- довговічність зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок.

Для одержання основних експлуатаційних параметрів модельного стрічково-колодкового гальма та конструктивних параметрів його багатопарних фрикційних вузлів необхідно вирішити наступні задачі:

- оцінити динамічну навантаженість;
- встановити закономірності зміни теплової навантаженості;
- оцінити ресурс зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок.

У табл. 4.1 наведено рішення задач досліджень динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма.

Таблиця 4.1  
 Геометричні характеристики зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів з підпружиненими накладками гальма

Показники	Числові значення		
	Бандажі		
	Перший	Другий	Третій
1	2	3	4
Кількість фрикційних накладок, шт.	4	6	8
Ширина накладки, мм	327,25	218,17	163,62
Площа робочої поверхні однієї накладки, мм <sup>2</sup>	75922,0	50615,4	37959,8
Кут охоплення накладкою шківа, град	75	50	37,5
Крок між накладками, град/мм сталій	$\frac{15}{65,44}$	$\frac{10}{43,64}$	$\frac{7,5}{32,72}$
	$\frac{7,5}{32,72}$ ;	$\frac{5,0}{21,82}$ ;	$\frac{2,25}{9,82}$ ;
змінний	$\frac{12,5}{54,54}$ ;	$\frac{7,0}{30,54}$ ;	$\frac{3,75}{16,36}$ ;
	$\frac{17,5}{76,36}$ ;	$\frac{9,0}{39,27}$ ;	$\frac{5,25}{22,91}$ ;
	$\frac{22,5}{98,17}$ ;	$\frac{11,0}{48,0}$ ;	$\frac{6,75}{29,45}$ ;
		$\frac{13,0}{56,72}$ ;	$\frac{8,25}{36,0}$ ;
		$\frac{15,0}{65,45}$ ;	$\frac{9,75}{42,54}$ ;

Продовження табл.4.1

1	2	3	4
			$\frac{11,25}{49,09}$ ; $\frac{12,75}{55,63}$
Коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх фрикційних вузлів гальма ( $k_1$ ) min max	0,779	0,769	0,779
	0,805	0,824	0,81
Коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх фрикційних вузлів гальма ( $k_2$ )	0,833		
Відношення сумарної площі зовнішніх поверхонь накладок, які знаходяться під набігаючою та збігаючою гілками стрічки гальма, $A_H/A_3$	1,045	1,027	1,122

Метою та задачами експериментальних досліджень динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма є визначити вибір об'єктів досліджень, необхідного обладнання, вимірювальних приладів та реєструючої апаратури.

#### 4.2 Гальмівний стенд для досліджень багатопарних фрикційних вузлів

Аналіз методів та засобів дослідження динамічної і теплової навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволяє виявити ос-

**новні тенденції їхнього розвитку і сформулювати вимоги методологічного та конструктивного характеру до модельного гальмівного стенда.**

До числа методологічних вимог відноситься забезпечення: можливості відтворення результатів однотипних навантажень від циклу до циклу при дослідженні фрикційних вузлів без їхнього демонтажу; необхідного рівня чутливості вимірювальних приладів до незначної зміни контрольованих властивостей пар тертя фрикційних вузлів в залежності від режимів випробування; відсутності впливу засобів дослідження на отримувані результати; достовірність та відповідність результатів досліджень промисловим умовам роботи гальма; уніфікація методів і засобів дослідження з метою забезпечення можливості отримання порівняльних даних; зручність проведення випробувань фрикційних вузлів гальма; відповідність естетичним критеріям.

З вищезазначених вимог впливають особливості випробувань різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

З вимоги можливості відтворення результатів безпосередньо впливає необхідність дотримання часу, відведеного на повні цикли гальмування серійного і нетрадиційного гальма, а також їхньої кількості. Задачею найближчого майбутнього є використання ЕОМ для забезпечення автоматизованого керування послідовністю і тривалістю циклів гальмування.

З вимогою достатнього рівня чутливості пов'язано використання в дослідницькому комплексі давачів і приладів, які б оперативно реагували на зміну динамічних і теплових параметрів досліджуваних фрикційних вузлів гальма.

Для виключення негативного впливу засобів дослідження на точність отримуваних результатів необхідно мати універсальний гальмівний стенд, який дозволить би випробовувати різні конструкції фрикційних вузлів гальм в широкому інтервалі умов їхньої роботи. Використання гальмівного стенда при дослідженні різних конструкцій фрикційних вузлів гальма в інтервалі деяких їхніх робочих навантажень, відповідних промисловим режимам, можна вважати частково універсальним. Підвищення універсальності пов'язано з можливістю проведення випробувань і досліджень в різноманітних контрольованих середовищах при примусовому охолодженні пар тертя

фрикційних вузлів гальма на вибраних режимах тертя (статичному, статично-динамічному, динамічному) при заданому законі зміни гальмівного моменту та поверхневої температури. Остання в стендових умовах може підтримуватися системою штучного терморегулювання.

Вимога достовірності отриманих результатів пов'язана, головним чином, з методологічною стороною питання. На даний час багато зроблено в галузі моделювання реальних умов роботи фрикційних вузлів гальма з урахуванням впливу середовищ та при примусовому охолодженні їхніх пар тертя. Отримання достовірних і порівнюваних результатів неможливе без використання деяких стандартних методів їхньої обробки, а саме методів математичної статистики. Використання математико-статистичних методів вимагає як накопичення достатньо великого обсягу інформації по кожній з досліджуваних величин, так і великої кількості обчислювальних операцій.

На основі вищевикладеного наведемо опис гальмівного стенда та його роботи для дослідження різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Для гальмівного стенда в якості об'єкта досліджень була вибрана геометрична модель стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 з масштабом геометричної подібності  $M_{II} = 2,9$ .

Матеріали гальмівного шківів та фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма були такими ж, як і серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Випробуванням підлягали гальма з різною конструкцією бандажів, встановлюваних на робочу поверхню гальмівного шківів.

Перед монтуванням фрикційних накладок у бандаж або на гальмівну стрічку модельного гальма необхідно пам'ятати, що коефіцієнти тертя обгорілих фрикційних накладок є значно вищими, ніж нових, матеріал яких є сирим. Тому з метою отримання з перших гальмувань високих значень коефіцієнтів тертя необхідно провести термообробку матеріалу накладок ФК-24А. Вона полягає у нагріванні поверхонь тертя матеріалу накладок до температури 400-420 °С (тобто до початку вигорання легких фракцій фенолформальдегідної смоли). Нагрівання прово-

дять без вільного доступу окислювального середовища (наприклад, у піску) до часткового припинення димовиділення.

Двоповерхові фрикційні накладки були виготовлені з припрацьованих накладок серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Це зумовлено тим, що коефіцієнт тертя припрацьованих фрикційних накладок є значно вищим, ніж нових, матеріал яких є сирим.

На рис. 4.1 зображено удосконалений фрикційний вузол модельного стрічково-колодкового гальма.

Конструктивною особливістю даного вузла є те, що у ньому використані спеціальні реборди 5, які кріпляться до тіла шківів 1 за допомогою кріпильних болтів 6. Реборди 5 з внутрішнього боку мають виступ із фаскою, виготовленою під кутом  $45^\circ$ . Така ж фаска є на основній фрикційній накладці 2. На поверхні останньої встановлена додаткова фрикційна накладка 3. Між собою основна 2 та додаткова 3 накладки скріплені за допомогою гвинтового з'єднання 4. Загальна висота основної 2 та додаткової 3 накладок складає 45,0 мм, що у 1,5 рази перевищує висоту серійної накладки. Фрикційна накладка удосконаленого багатопарного фрикційного вузла виготовлена з двох накладок (фрикційний матеріал ФК-24А). При цьому на додатковій накладці 3 залишені вентиляційні пази 10, які є на серійній накладці.

При роботі удосконаленого багатопарного фрикційного вузла у модельному стрічково-колодковому гальмі при зношуванні внутрішньої поверхні 8 основної накладки 2 під дією притискного зусилля гальмівної стрічки (на рис. 4.1 не показана) її бічні поверхні наближуватимуться до внутрішньої поверхні реборди 5. Це зумовлено наявністю фасок реборди 5 та основної фрикційної накладки 2.

Для прискорення процесу припрацювання зовнішніх та внутрішніх поверхонь двоповерхових фрикційних накладок під кривину, відповідно, гальмівної стрічки та гальмівного шківів їх попередньо обробляли на токарному верстаті.

Порушення геометрії гальмівної стрічки може призвести до того, що у розгальмованому стані всі зовнішні поверхні двоповерхових фрикційних накладок будуть взаємодіяти з робочою поверхнею гальмівної стрічки. Це спричинить додаткове нагрівання зовнішніх поверхонь накладок і пришвидшить їхнє зношування. Тому перед встановленням гальмівної стрічки на модельний гальмівний стенд необхідно перевірити її геометрію по шаблону "а" (рис. 4.2), приділивши особливу увагу відповідності розмірів прямолінійних ділянок „d”.

Для перевірки кривини стрічку торцевою частиною вкладали на дві металеві труби, відхилення в

Рис. 4.2 Контроль геометрії гальмівної стрічки: а, в, с – шаблони для контролю: криволінійних (радіусних) і прямих ділянок стрічки; d – пряма ділянка стрічки



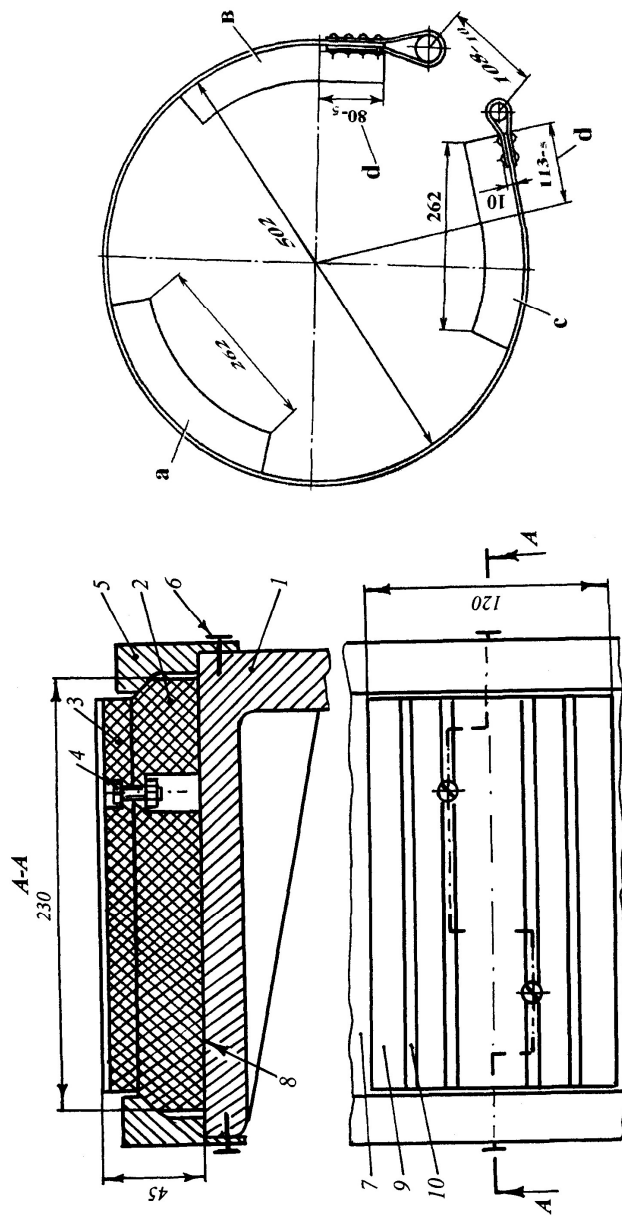


Рис. 4.1 Удосконалений багатопарний фрикційний вузол (див. позначення по тексту)

всій довжині її робочої поверхні не перевищило 1,0 мм (див. рис. 4.2). Після перевірки гальмівну стрічку встановили на модельний гальмівний стенд.

Після встановлення фрикційних накладок на шків перед проведенням випробувань здійснювали припрацювання їхніх внутрішніх та зовнішніх поверхонь, відповідно, до робочих поверхонь гальмівного шківа і стрічки. Всі ці заходи дозволили більш точно відтворити реальні умови експлуатації гальма. Окрім того, необхідність проведення припрацювання накладок зумовлена ще й тим, що при цьому досягається більш повне прилягання поверхонь накладок до металевих елементів тертя. При цьому величини коефіцієнтів взаємного покриття пар тертя фрикційних вузлів наближаються до розрахункових значень.

Основні геометричні характеристики модельного стрічково-колодкового гальма з різними типами фрикційних вузлів наведені в табл. 4.1 та 4.2.

Загальний вигляд гальмівного стенда з модельним стрічково-колодковим гальмом наведено на рис. 4.3 *a*. Розглянемо конструктивні особливості гальмівного стенда з модельним стрічково-колодковим гальмом. Основні вузли гальмівного стенда розміщені на двох двотаврових балках 1, які анкерними болтами прикріплені до бетонної основи. В модельне гальмо входить стрічка 2, робоча поверхня якої на першій стадії гальмування взаємодіє із зовнішніми поверхнями фрикційних накладок 3. Внутрішні поверхні останніх насаджені з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа

4 за допомогою кільцевих циліндричних стрижнів 5 і пружин 6. Кінці кожного циліндричного стрижня 5 з'єднані між собою муфтою (на рис. 4.3 *a* не показані), в результаті чого стрижень утворює кільце. Накладки 3 можуть переміщатися вздовж кільцевих циліндричних стрижнів 5. Гальмівний шків 4 встановлений на валу 7 з підшипниками, які монтуються в опорах 8, і обертається двигуном постійного струму 9 через пружну пальцеву муфту 10. В якості електродвигуна 9 використано двигун постійного струму марки 2ПН225МУ5 потужністю 15,0 кВт, що забезпечило плавність регулювання обертового моменту на привідному валу і підтримування його стабільним при зміні частоти обертання гальмівного шківів. Зусилля взаємодії накладок з ме-

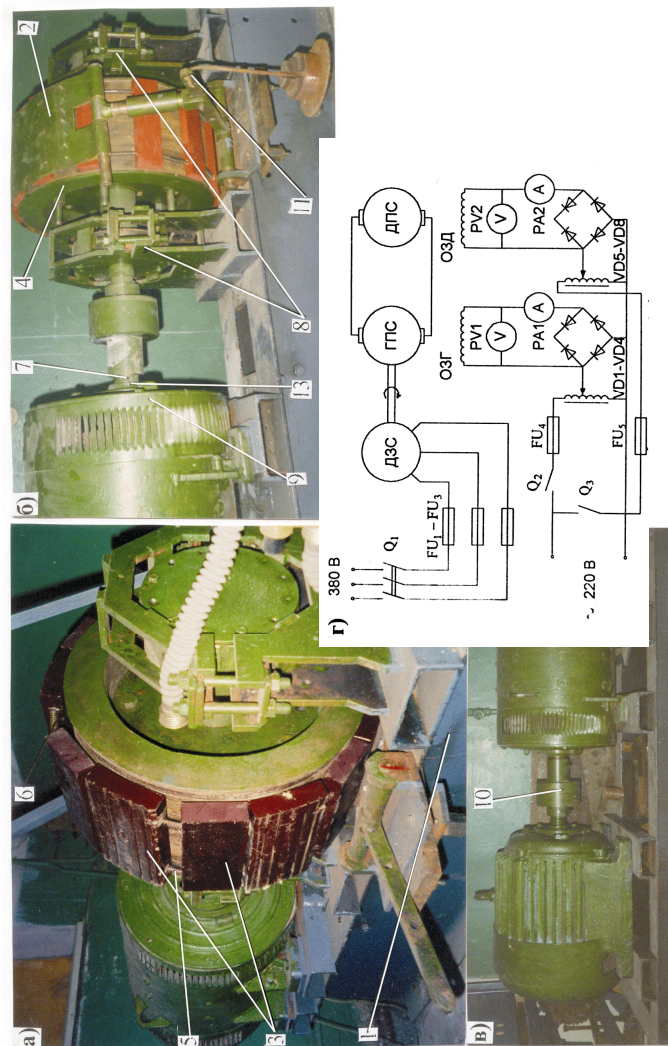
**Таблиця 4.2**

**Характеристики зовнішніх і внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів з невідпружиненими накладками гальма**

Параметри	Пари тертя	
	зовнішні	внутрішні
Кількість фрикційних накладок на шківі, шт.	13	
Зазор між фрикційними накладками, мм	8,462	1
Маса фрикційної накладки, кг	2,904	
Ширина фрикційної накладки, мм	120	
Товщина фрикційної накладки, мм	45	
Площа робочої поверхні фрикційної накладки, мм <sup>2</sup>	24360	27360
Площа робочої поверхні фрикційних накладок, мм <sup>2</sup>	316680	355680
Маса гальмівної стрічки, кг	9,654	
Ширина гальмівної стрічки, мм	230	
Товщина гальмівної стрічки, мм	3	
Кут охоплення гальмівної стрічки поверхонь фрикційних накладок	270	

Площа робочої поверхні гальмівної стрічки, мм <sup>2</sup>	282600	
Маса гальмівного шківа, кг	235,855	
Площа робочої поверхні гальмівного шківа, мм <sup>2</sup>	376800	
Коефіцієнт взаємного перекриття: статичний		
min	0,852	0,944
max	0,97	1,0
Коефіцієнт взаємного перекриття: динамічний		
min	0-0,852	0,723
max	0-0,97	0,726

З а, б, в, г. Загальний вигляд гальмівного стенда з модельним стрічково-коловим гальмом (а), навантажувальним пристроєм (б), двигунами постійного і змінного струму (в) і принциповою електричною схемою стенда (г)



талевими елементами тертя регулювалися пристроєм навантаження 11 (рис. 4.3 б).

В зв'язку з тим, що тягловий двигун 9 гальмівного шківів 4 (ДПС) живиться постійним струмом з номінальною

напругою обмотки якоря (ЯД) 110 В (рис. 4.3 *в*), для живлення обмотки ротора тяглового двигуна було використано аналогічний двигун 12 постійного струму (ГПС), який працював у генераторному режимі. Вал 13 генератора 12 обертався асинхронним трифазним двигуном змінного струму (ДЗС) 14. На обмотки збудження генератора (ОЗГ) 12 і двигуна (ОЗД) 9 подавалися постійні струми, що випрямлялися на діодних мостах, зібраних на діодах VD1-VD4 та VD5-VD8, та регулювалися лабораторними автотрансформаторами ЛАТР-1М і ЛАТР-2М (рис. 4.3 *з*).

Принципові електричні схеми керування модельним стрічково-колодковим гальмом, під'єднання давачів до його деталей та докладний опис принципу роботи стенда наведені в [23].

#### 4.3 Вплив особливостей конструкції основних елементів багатопарних фрикційних вузлів на їхню працездатність

На працездатність багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм суттєвий вплив чинять: число степенів вільності елементів фрикційного вузла, схема розташування накладок на робочій поверхні ободу гальмівного шківів, закономірності зміни статичного й динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя на різних стадіях гальмування, а також товщина фрикційної накладки. Розглянемо конкретно кожний з перелічених факторів.

Класики сучасної молекулярно-механічної теорії тертя професори І.В.Крагельський та А.В.Чичинадзе довели, що одним із шляхів підвищення працездатності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є збільшення числа степенів вільності елементів їхніх фрикційних вузлів [40]. На рис. 2.1 наведені деякі з варіантів конструкцій фрикційних вузлів гальма.

Якщо фрикційна накладка жорстко прикріплена до гальмівної стрічки (див. рис. 2.2 *б*), то, фактично, утворюється кінематична пара з обертально-поступальним відносним рухом. При цьому гальмівний шків обертається, а фрикційна накладка із стрічкою рухається зворотно-поступально у площині, перпендикулярній до осі обертання шківів. Необхідно зауважити, що зазначені рухи елементів

тертя на початковій стадії гальмування є незалежними одне від одного. За кількістю степенів вільності розглядуваний фрикційний вузол є дворухомим, тому йому притаманні два кінематичних стани: замкнений і розімкнений.

Якщо фрикційні накладки за допомогою кільцевих стрижнів з'єднані у бандаж і між ними встановлені циліндричні пружини стиску, то величина попереднього розтягу останніх визначає силу натягу між внутрішньою робочою поверхнею фрикційних накладок з бандажа й поверхнею тертя гальмівного шківів. Розглядувана кінематична пара "внутрішня поверхня бандажа-робоча поверхня гальмівного шківів" є трирухомою за умови, що сила натягу, з якою бандаж насаджений на шків, є меншою за силу тертя між зовнішньою поверхнею фрикційної накладки і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки. У цьому випадку шків і бандаж, складений з накладок, обертаються з різними кутовими швидкостями, окрім того, внаслідок різниці кутових швидкостей зазначених елементів у фрикційних накладках з'являється можливість відносного поступального руху вздовж кільцевих стрижнів.

Такий фрикційний вузол здатний працювати у двох режимах: перехідному й заключному. Кінематична пара "зовнішня поверхня фрикційної накладки-внутрішня поверхня гальмівної стрічки" є аналогічною до рис. 2.1 д, проте, на відміну від неї, може працювати також у двох режимах: початковому і перехідному. Кінематична пара фрикційного вузла, наведеного на рис. 2.1 е є трирухомою.

У процесі створення нових типів багатопарних фрикційних вузлів суттєву роль відіграє вибір величин коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя. Так, при взаємодії зовнішніх поверхонь рухомих накладок із внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки (на першій стадії гальмування) при збільшенні сили її затягування коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх пар тертя безперервно змінюється і досягає свого максимального значення по завершенню першої стадії гальмування. Після чого залишається сталим навіть при подальшому збільшенні сили затягування гальмівної стрічки. На третій стадії гальмування відбувається взаємодія внутрішніх поверхонь квазинерухомих накладок з робочою поверхнею гальмівного шківів, який обертається. При цьому коефіцієнт взаємного перекриття зростає доти, поки не відбудеться зрив натягу між внутрішньою

поверхнею останньої накладки бандажа і робочою поверхнею шківа. В подальшому коефіцієнт взаємного перекриття у внутрішніх фрикційних вузлах залишається сталим до завершення третьої стадії гальмування. У зв'язку з тим, що фрикційні вузли гальма з рухомими накладками працюють по чергово (спочатку зовнішні, потім внутрішні), для можливості чіткого розмежування стадій гальмування доцільно ввести поняття: статичного і динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття.

З урахуванням вищевикладеного на першій стадії гальмування динамічний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх пар тертя (рис. 4.4, пряма 1 *a*) є величиною змінною у часі, при цьому статичний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя (див. рис. 4.4, ліва частина прямої 2 *z*) – сталий. На третій стадії гальмування статичний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх пар тертя (див. рис. 4.4, пряма 1 *b*) є величиною сталою у часі, а динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя після зриву натягу між ними збільшується (див. рис. 4.4, пряма 2 *b*) і до кінця гальмування переходить в статичний (див. рис. 4.4, пряма 2 *z*). Штриховими лініями на рис. 4.4 *a* показані можливі зміни статичних і динамічних коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя, які зумовлені амплітудою і частотою вимушених коливань робочих елементів гальм.

Слід відмітити, що на заключній (третьій) стадії гальмування робота тертя внутрішніх фрикційних вузлів гальм еквівалентна роботі тертя серійного стрічково-колодкового гальма, в якому відсутні перша і друга стадії гальмування.

З узагальненого закону тертя випливає, що збільшення фактичної площі контакту, за тієї ж величини нормального питомого навантаження, призводить до підвищення коефіцієнта тертя. Реальним засобом збільшення фактичної площі контакту є забезпечення максимально повного взаємного прилягання спряжених поверхонь шляхом створення загальної поверхні тертя, складеної з окремих елементів, навантажених незалежно один від одного. Така конструкція в усіх випадках призводить до збільшення фактичної площі контакту. Доведено, що дві поверхні, які навантажені нормальними силами  $N$ , мають фактичну площу



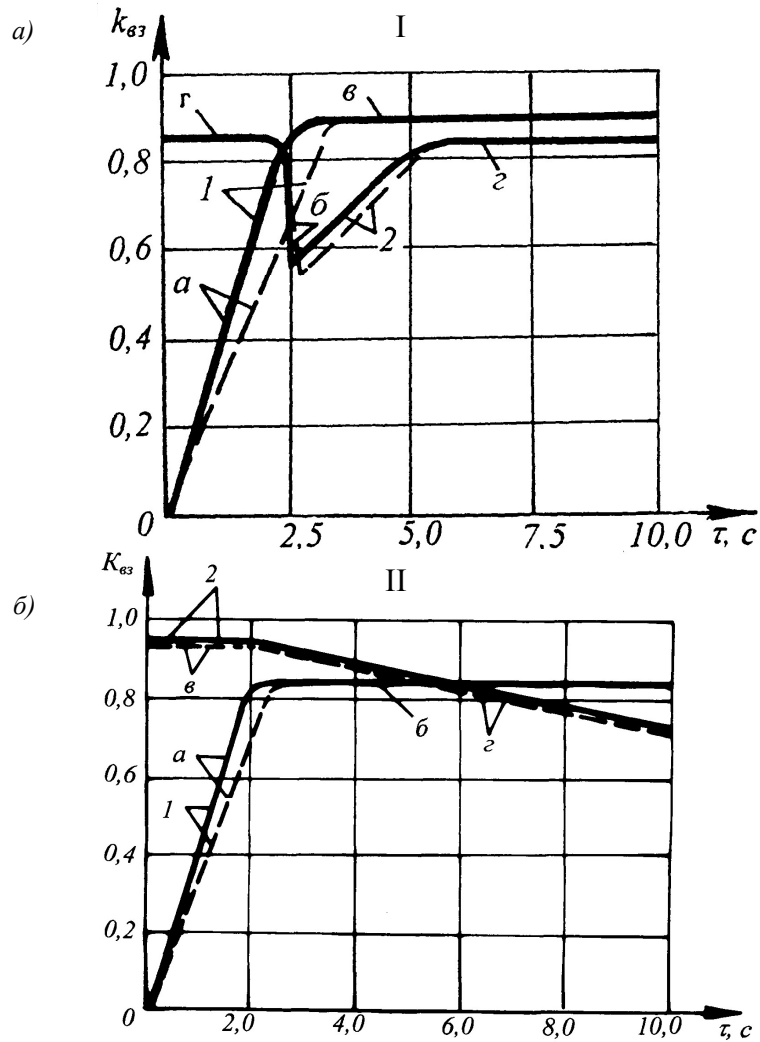


Рис. 4.4 а, б Залежність динамічного (а, з) і статичного (б, в) коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх (1) і внутрішніх (2) пар тертя фрикційних вузлів з підружненими (I) і неїдружненими (II) накладками в модельному гальмі на різних стадіях гальмування

контакту більшу, ніж подвоєна за площею поверхня, навантажена силою  $2N$ .

Перейдемо до аналізу графічної залежності, наведеної на рис. 4.4 б.

Оскільки коефіцієнт тертя у внутрішніх парах тертя є більшим, ніж у зовнішніх, а отже, і відповідні їм сили тертя, то бандаж із накладок буде обертатися разом зі шківом з тією ж кутовою швидкістю. При взаємодії зовнішніх поверхонь накладок, що обертаються, з внутрішньою поверхнею нерухомої гальмівної стрічки динамічний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішнього фрикційного вузла гальма весь час зростатиме й досягне свого максимального значення у кінці першої (початкової) стадії гальмування.

На початку другої стадії гальмування сила тертя в зовнішніх фрикційних вузлах стає більшою, ніж у внутрішніх, внаслідок чого фрикційні накладки відносно гальмівної стрічки стають нерухомими. Динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх фрикційних вузлів (див. рис. 4.4 лінія 1 з) змінюється з плинном часу. На рис. 4.4 б штриховими лініями показані можливі зміни статичних і динамічних коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя з плинном часу на початковій та заключній стадіях гальмування.

Гальмівний момент, який створюють багатопарні фрикційні вузли гальма за рівних інших умов, залежить не тільки від площі взаємодії пар тертя, але й товщини  $h$  їхніх двоповерхових накладок  $D_H - D_B = h$ . Теоретично при зміні цієї різниці у межах від 0,03 до 0,1 м при радіусі модельного гальмівного шківа 0,5 м гальмівний момент може збільшитися у 1,13 рази (за умови, що коефіцієнт тертя є величиною сталою).

Різниця  $(D_H - D_B)$  повинна задаватися такою, щоб розрахункові параметри (питома робота тертя, температура робочих поверхонь і т. ін.), які залежать від неї і характеризують працездатність багатопарних фрикційних вузлів гальма, мали раціональні значення для даних пар тертя. Якщо величина  $(D_H - D_B)$  є дуже малою, то значно погіршуються умови теплообміну внаслідок великої різниці в інтенсивностях теплових потоків, які розсіюються зовнішніми й внутрішніми фрикційними вузлами. За великої різниці  $(D_H - D_B)$  збільшується маса фрикційної накладки та її момент інерції. Окрім того, занад-

то велике значення різниці ( $D_H - D_B$ ) призводить до збільшення питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх поверхнях тертя і, як наслідок, підвищення інтенсивності їхнього зношування.

#### 4.4 Порівняльний аналіз умов роботи різних типів фрикційних вузлів нетрадиційного гальма

Стрічково-колодкові гальма бурових лебідок мають ту особливість, що на їхній стрічках встановлюється парна кількість фрикційних накладок, наприклад 8, 10, 12, 18, 20, 22 і 26 і т.д. (рис. 2.1). При цьому крок накладок є сталим. Вибір парної кількості фрикційних накладок на гальмівній стрічці пояснюється тим, що перша половина накладок умовно віднесена до набігаючої гілки гальмівної стрічки, а друга – до збігаючої. В цьому випадку коефіцієнти взаємного перекриття робочої поверхні гальмівного шківа і фрикційних накладок, що знаходяться на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, будуть однаковими. Проте класичне поняття однакової кількості фрикційних накладок, що припадають на набігаючу і збігаючу гілки гальмівної стрічки, а також однаковий коефіцієнт взаємного перекриття накладок і робочої поверхні гальмівного шківа втрачають зміст, якщо на гальмівній стрічці встановлювати накладки зі змінним кроком (рис. 4.5 б). Проте, зміною площі фрикційних накладок, що встановлені на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, намагаються в деякій мірі вирівняти питомі навантаження по її довжині.

В стрічково-колодковому гальмі закономірності зміни питомих навантажень на поверхнях накладок, що взаємодіють з робочою поверхнею шківа, а також їхнього зношування подібні до зміни функції  $e^{f\alpha}$  ( $e$  – основа натурального логарифма;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $\alpha$  – кут охоплення накладками гальмівного шківа). В наведеній функції з плином часу гальмування  $f$  і  $\alpha$  безупинно змінюються. Окрім того, як було доведено вище, в даному гальмі при переході від збігаючої поверхні попередньої накладки до набігаючої ділянки поверхні наступної накладки спостерігається стрибкоподібна зміна питомих навантажень. Це явище

підтверджується результатами експериментальних досліджень інтенсивності зношування робочої поверхні фрикційних накладок різної ширини (100-160 мм) (рис. 2.1). При цьому встановлено, що із збільшенням кута охоплення однією накладкою

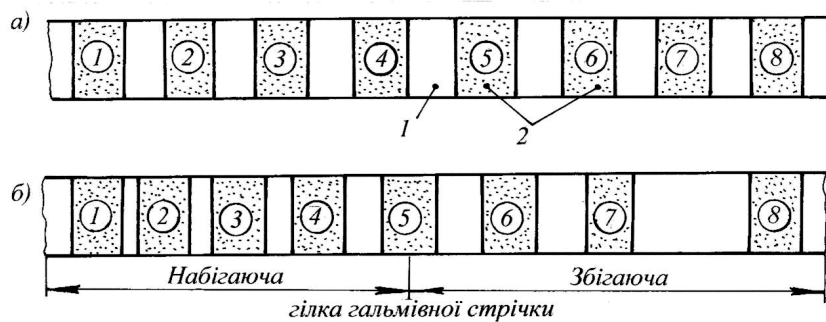


Рис. 4.5 а, б Гальмівна стрічка (розгорнута) модельного гальма з розташованими на ній фрикційними накладками з рівномірним (а) та змінним (б) кроками: 1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка

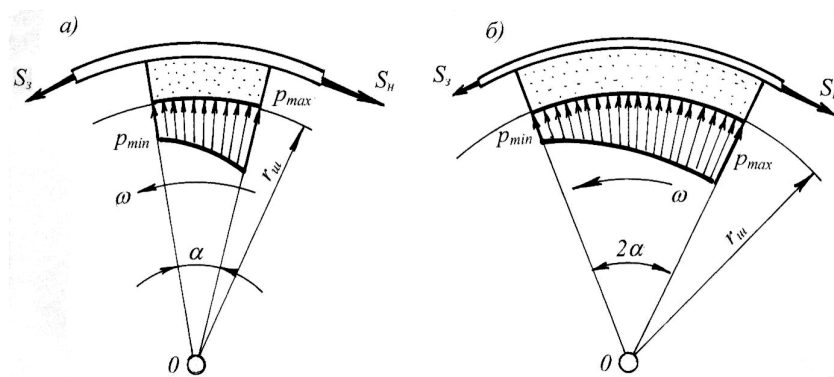


Рис. 4.6 *а, б* Закономірності зміни питомих навантажень у внутрішніх парах тертя натупного стрічково-колодкового гальма при різних кутах охоплення накладкою робочої поверхні гальмівного шківa (*а* –  $\alpha$ ; *б* –  $2\alpha$ )

шківa, тобто зі збільшенням її ширини, зростає гальмівний момент, а питомі навантаження по ширині накладки розподіляються більш рівномірно (рис. 4.6 *б*). Пояснюється це, в першу чергу, тим, що кожна накладка з частиною гальмівної стрічки над собою є окремим гальмівним пристроєм з набігаючою і збігаючою частиною стрічки і набігаючою та збігаючою ділянками поверхонь фрикційних накладок. При цьому кожний гальмівний пристрій має різну ефективність гальмування і вносить неоднакову частку в загальну ефективність гальма в цілому.

Особливість роботи фрикційних накладок в нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі, встановлених зі сталим кроком на робочій поверхні гальмівного шківa (рис.4.7 *а, б, г* і рис. 4.8 (I)), полягає в наступному. Бандажі з чотирма (рис. 4.7 *а, в, г* і рис. 4.8 (I)), шістьма (див. рис.4.8 *б* (I)) і вісьмома (див. рис. 4.8 *в* (I)) фрикційними накладками насаджені з натягом на робочу поверхню гальмівного шківa. Певна величина натягу забезпечується використанням з'єднувальних пружин сталої жорсткості. Накладки, насажені на кільцеві циліндричні стрижні, мають можливість відносного руху. На третій стадії гальмування бандаж при зтягуванні його гальмівною стрічкою просковзує відносно робочої поверхні гальмівного шківa. На початковій і перехідній стадіях гальмування фрикційні накладки, встановлені зі сталим кроком, можуть переміщатися одна відносно другій по кільцевих циліндричних стрижнях, а на кінцевій стадії весь бандаж з фрикційними накладками – відносно робочої поверхні гальмівного шківa. Наявність сталого зазору між фрикційними накладками виключає можливість їхнього переміщення з під більш навантаженої гілки гальмівної стрічки під менш навантаженою і тим самим самовільної зміни площ взаємодії як у зовнішніх,

так і у внутрішніх фрикційних вузлах гальма, що запобігає неконтрольованому перерозподілу питомих навантажень на їхніх поверхнях. Початковий натяг, з яким бандаж насаджений на робочу поверхню шківів, значно уповільнює перерозподіл питомих навантажень на поверхнях тертя, особливо на першій стадії гальмування. Дослідженнями встановлено, що навіть за наявності перерозподілу питомих навантажень їхня різниця для різних гілок стрічки є значно меншою, ніж в традиційному серійному гальмі. При цьому

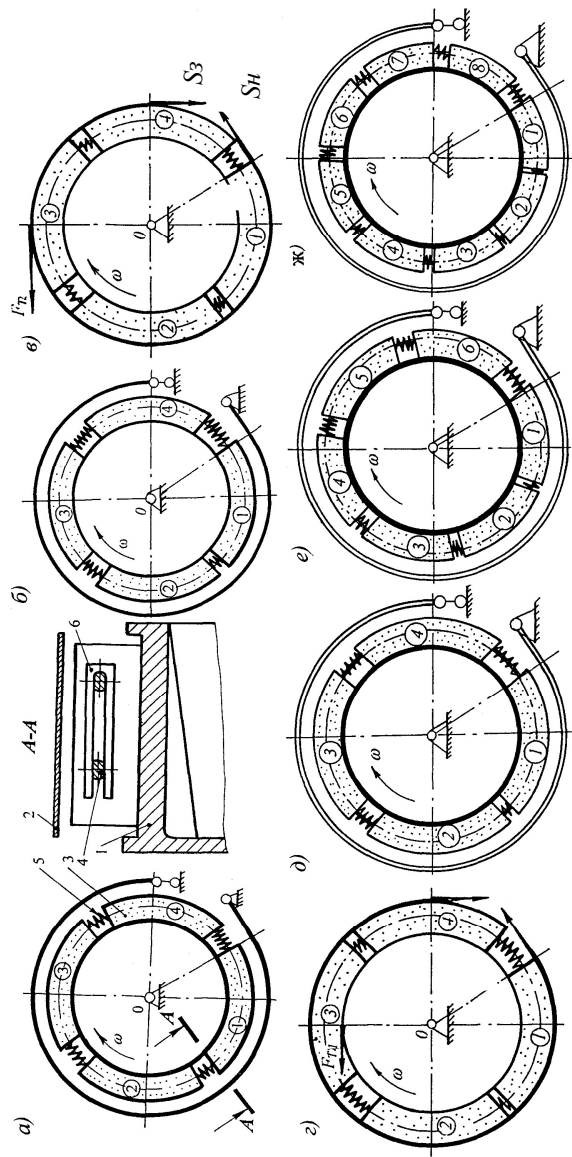


Рис.4.7 а,б,в,г,д,е,ж Модельне стрічково-колодке гальмо з рухомими фрикційними накладками, встановленими зі сталем (а, в, г) і змінним (б, д, е, ж) кроком у бандажах: 1 – гальмівний шків; 2 – гальмівна стрічка; 3 – фрикційні накладки; 4 – кільцеві циліндричні стрижні; 5 – циліндричні пружини; 6 – стопорна планка;  $F_{T2}$ ,  $F_{T1}$  – сили тертя у зовнішніх і внутрішніх парах тертя на першій (в) і третій (г) стадіях гальмування; (1-8) – нумерація накладок у бандажі

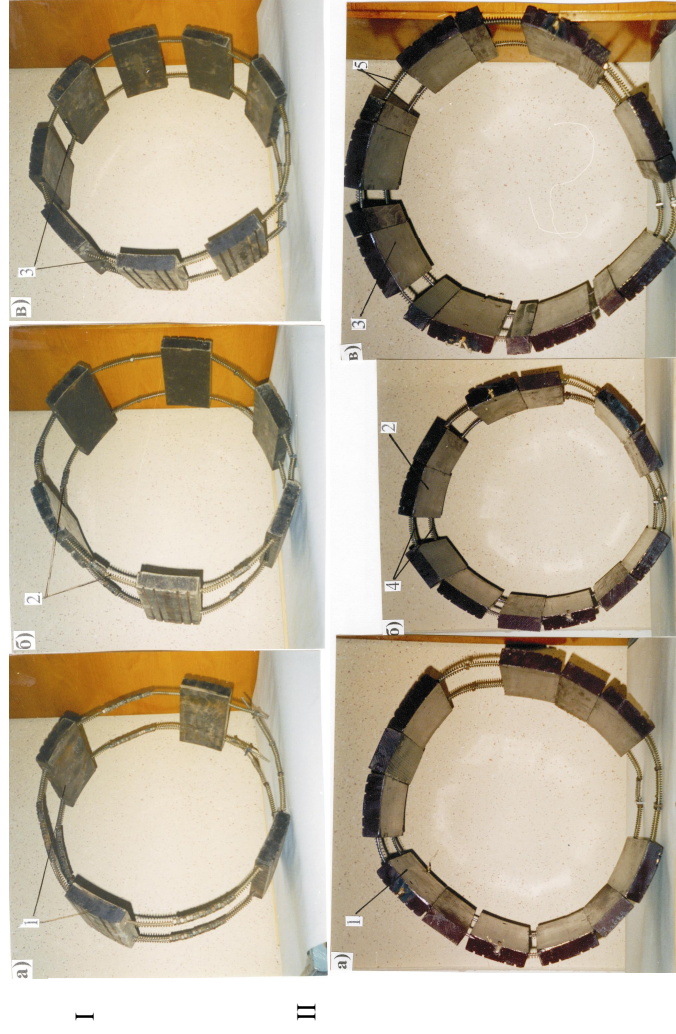


Рис.4.8 а, б, в Бандажі зі сталем (I) і змінним (II) кроком розміщення чотирьох (а), шести (б) і восьми (в) накладок з різними кутами охоплення робочої поверхні гальмівного шківів: I – 9,48°; II – 75,0°; 50,0° і 37,5°; 1 і 2,3,4 – накладки: з однаковими і різними кутами охоплення; 5,6 – циліндричні: стрижні і пружини



необхідно зауважити, що ефективність роботи гальма не залежить від напрямку обертання гальмівного шківа.

Особливість роботи фрикційних накладок в нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі, встановлених зі змінним кроком і з'єднаних між собою пружинами різної жорсткості (рис.4.7 *б, д, е, ж* і рис. 4.8 *а, б, в* (II)), полягає в наступному. В бандажі з чотирма (див. рис. 4.7 *б, д* і рис.4.8 *а* (II)), шістьма (див. рис. 4.7 *е* і рис. 4.8 *б* (II)) і вісьмома (див. рис. 4.7 *ж* і рис. 4.8 *в* (II)) накладками всі непарні накладки (тобто перша, третя, п'ята і сьома) зафіксовані від переміщення на кільцевих циліндричних стрижнях за допомогою планок 6 (див. рис. 4.7 *а*). Таким чином виключається переміщення непарних фрикційних накладок вздовж кільцевих циліндричних стрижнів. Парні фрикційні накладки мають дещо меншу товщину, що забезпечує їхнє вільне розміщення на робочій поверхні шківа, непарні ж накладки встановлюються на ній з натягом. Таке виконання і монтаж бандажа зумовлюють більш плавну роботу гальма особливо під час раптового прикладання навантаження. Проте, при такому встановленні фрикційних накладок на гальмівному шківі ефективність гальма залежить від того, які (меншої чи більшої товщини) фрикційні накладки знаходяться під набігаючою гілкою гальмівної стрічки, а також від напрямку обертання гальмівного шківа.

Відмінність роботи бандажів з фрикційних накладок, встановлених зі сталим і змінним кроками, полягає в наступному. На всіх стадіях гальмування фрикційні накладки, встановлені зі сталим кроком, можуть переміщатися одна відносно другої вздовж кільцевих стрижнів, а на кінцевій стадії гальмування, окрім того, переміщається весь бандаж відносно робочої поверхні шківа, що спричинює довільний перерозподіл питомих навантажень на робочих поверхнях фрикційних вузлів. Нерухомість непарних накладок у бандажі виключає можливість неконтрольованого перерозподілу питомих навантажень. Окрім того, ефективність гальма з такими бандажами не залежить від напрямку обертання шківа.

Одним з конструктивних параметрів, що впливає на працездатність нетрадиційного гальма, є значення коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя його зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів. Даний параметр в значній мірі впливає на їхні динамічні і теплові характеристики.

Кут охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок в модельному гальмі становить  $300^\circ$ . При цьому статичний коефіцієнт взаємного перекриття у зовнішньому фрикційному вузлі для бандажа з чотирьох рівномірно встановлених фрикційних накладок досягає 0,805; для бандажа з шести накладок – 0,824; для бандажа з восьми накладок – 0,81. У внутрішньому фрикційному вузлі статичний коефіцієнт взаємного перекриття становив 0,833.

Якщо фрикційні накладки у бандажі встановлені зі змінним кроком, то значення коефіцієнта взаємного перекриття у зовнішньому фрикційному вузлі залежить від їхнього положення відносно гальмівної стрічки. В зв'язку з цим наводимо граничні (мінімальні та максимальні) значення цього коефіцієнта в статичних умовах, які для бандажів з чотирьох накладок дорівнюють 0,779; 0,805, для бандажів з шести накладок – 0,769; 0,824, для бандажів з восьми накладок – 0,779; 0,81. Різниця між максимальними і мінімальними значеннями статичного коефіцієнта взаємного перекриття у зовнішньому фрикційному вузлі модельного гальма для бандажів з чотирма, шістьма і вісьмома накладками становила, відповідно, 0,026; 0,055 і 0,031. Це вказує на те, що модельне гальмо, бандаж якого складений з шістьох накладок, працюватиме менш плавно. Статичний коефіцієнт взаємного перекриття у внутрішньому фрикційному вузлі дорівнював 0,833.

На основі вищевикладеного для деякого вирівнювання питомих навантажень на набігаючій і збігаючій гілці гальмівної стрічки пропонується встановлення фрикційних накладок зі змінним кроком. Останній збільшується в напрямку від набігаючої гілки стрічки до збігаючої. Основним принципом, покладеним в основу визначення величини кроку накладок, повинно бути наступне:

- на кінцях набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки встановлюються фрикційні накладки з кутом охоплення, в декілька разів більшим від серійних накладок;
- в середній частині гальмівної стрічки сумарна площа робочих поверхонь фрикційних накладок повинна бути не

меншою за площу робочих поверхонь накладок, встановлених на кінцях гальмівної стрічки;

- крок встановлення серійних накладок на набігаючій гілці стрічки повинен підпорядковуватися закономірностям арифметичної прогресії;

- крок встановлення серійних накладок на збігаючій гілці стрічки повинен підпорядковуватися закономірностям геометричної прогресії.

При використанні бандажів з фрикційними накладками, з'єднаними пружинами різної жорсткості і встановленими зі змінним кроком, для визначення величини кроку встановлення накладок можна користуватися будь-якою прогресією. При цьому кількість накладок, яка встановлюється на робочій поверхні гальмівного шківа, залежить від його діаметра і ширини накладки. Кількість накладок в бандажі, неохоплених гальмівною стрічкою, залежить від довжини стрічки, загальної кількості і ширини накладок, а також величини кроку між ними.

#### **4.5 Вимірювання та визначення у фрикційних вузлах гальма параметрів динамічної та теплової навантаженості**

До динамічних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки відносяться: деформації гальмівної стрічки в цілому та її ділянок; нормальні навантаження, які діють у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах; натяг, з яким бандаж насаджений на шків, а також величина зношування фрикційних накладок.

Деформації гальмівної стрічки та її ділянок під час досліджень визначалися тензорезисторним методом. В якості тензодавачів використовували тензорезистори ПКБ-20-100 з базою 20 мм і опором 100 Ом. З'єднання давачів вико-

нували за мостовою схемою, в якій два тензорезистори були активними, а два – компенсаційними. Це дозволило максимально зменшити найбільшу для тензодавачів температурну похибку. На підставі рівності сигналів тензометричного мосту та поточного значення деформацій перевірку апаратури здійснювали безпосередньо в процесі вимірювання. До складу апаратури для вимірювання входив тензометричний підсилювач “Топаз-4”. При градуванні тензодавачів одночасно контролювали чутливість підсилювача встановленням нуля, це дозволило знизити похибку вимірювань до 0,2...0,5 % при статичних і до 1,0...1,5 % при динамічних випробуваннях.

Власне кожен з тензометричних мостів (рис. 4.9 а, б) складається з двох точних опорів ( $T$  і  $U$ ) по  $100 \text{ Ом}$  та чотирьох декад ( $10 \times 10 \text{ Ом}$ ;  $9 \times 1 \text{ Ом}$ ;  $9 \times 0,1 \text{ Ом}$  і  $9 \times 0,01 \text{ Ом}$ ) із загальним опором  $109,99 \text{ Ом}$  (змінна гілка ланцюга  $S$ ). Декади перемикаються, а їхні шкали тарували в омах. Для тензометричного виміру перемикач переводили в положення  $\varepsilon$ , і термометр подвійної дії під’єднували до затискачів  $a-c-d$  (див. рис. 4.9 а). Оскільки секції  $R$  і  $T$  неможливо виконати з однаковою точністю, то перед вимірами міст зрівнювали встановленням опору гілки  $S$  на величину  $S_1 \neq 100 \text{ Ом}$  для виконання умови

$$S_1 = U \frac{R}{T} = 100 \frac{R}{T}.$$

В зв'язку з тим, що гілка  $U$  ланцюга має сталий опір, тобто  $\Delta U = 0$ , то спеціальна умова балансування по співвідношенню  $\Delta S/S$  згідно з [23] набуває вигляду

$$\frac{\Delta S}{U} = \frac{\Delta S}{100} = 2 \frac{R}{T} K \frac{\Delta l}{l} = K_n \frac{\Delta l}{l},$$

де  $K_n = \frac{2KR}{T}$  – результуюча чутливості до деформації ділянок гальмівної стрічки для кожного тензометра.

Опір  $\Delta S$  має 100 поділок і є безпосередньою мірою даного тензометра. При цьому потрібно враховувати, що вплив нерівності опорів  $R$  і  $T$  на результуючу чутливість  $K_n$  встановлювався автоматично при таруванні. За допомогою даного моста (див. рис. 4.9 *а*) вимірювали незначні деформації ділянок гальмівної стрічки, які знаходилися під дією різниці сил натягів набігаючої ( $S_H$ ) і збігаючої ( $S_3$ ) її гілок.

Розглянемо другу схему тензометричного моста (див. рис. 4.9 *б*) для виміру поверхневих температур пар тертя фрикційних вузлів гальма. Для вимірювання тензометрами перемикач встановлювали в положення  $t$ , а термометр опору з компенсуючою лінією  $V_a$  приєднували до затискачів  $a-b-d$  (див. рис. 4.9 *б*). В зв'язку з тим, що опори  $U$  і  $T$  є однаковими за точністю, а лінії  $V_a$  і  $V_d$  є однаковими за довжиною (тоб-

то мають однакові опори), то абсолютна рівновага моста наступала, коли

$$R=S.$$

(4.1)

При цьому відносна зміна опору термометра була пропорційною до зміни температури  $t$ :

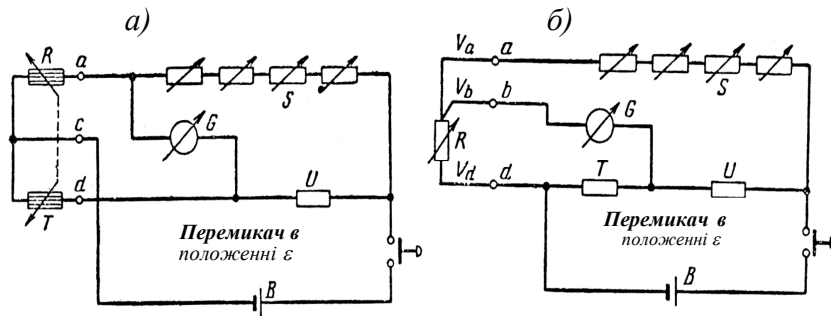


Рис. 4.9 а, б Мостові схеми під'єднання тензодавачів для вимірювання деформацій (а) гальмівної стрічки і поверхневих температур (б) пар тертя фрикційних вузлів гальма:  $R, T$  – активні і компенсаційні опори;  $S, U, B$  – опори: повні окремих гілок ланцюгів мостів і внутрішнього джерела;  $A$  – амперметр;  $a-c-d, a-b-d$  – затискувачі;  $V_a, V_b, V_d$  – компенсуючі лінії моста

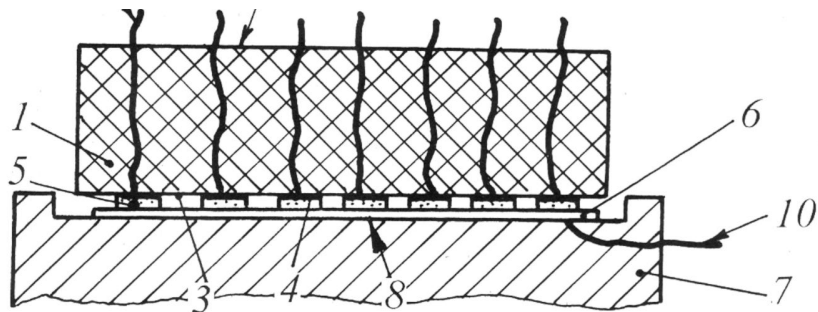


Рис. 4.10 Схема встановлення п'єзоелектричних давачів на деталі фрикційного вузла: 1, 2, 3 – накладка із зовнішньою і внутрішньою поверхнями; 4 – шар клею; 5 – п'єзоелектричні давачі; 6 – станиолева

$$\frac{\Delta R}{R} = \alpha \Delta t,$$

(4.2)

де  $\alpha$  – температурний коефіцієнт опору термометра.

Підставивши вирази (4.1) і (4.2) в рівність  $\Delta R/R = \Delta S/S$  (за умови, що  $\Delta T/T = 0$ ), отримали умову рівноваги моста

$$\Delta S = R_o \alpha t = \alpha_n t,$$

де  $R_o$  – опір термометра при  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t$  – поверхнева температура пар тертя фрикційних вузлів гальма;  $\alpha_n$  – результуюча стала температура (вказує завод-виготовлювач для кожного термометра опору).

В даній схемі зміна опору гілки  $S$  є мірою температури, яка діє на термометр. Тому цей спосіб вимірювання не вимагає точного встановлення опору  $R_o$  на визначену величину, оскільки величина  $R_o$  вже входить до складу сталої  $\alpha_n$ , яка визначається при таруванні термометра.

У стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками тензодавачі наклеювали на кінцях набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки, а також в її середній частині. Експерименти проводили в статичному і динамічному стані фрикційних вузлів гальма. Вагу тягаря на навантажувальному пристрої змінювали ступінчасто, вона становила 400 і



800 Н при сталій частоті обертання гальмівного шківa  $200 \text{ хв}^{-1}$ .

У серійному стрічково-колодковому гальмі незалежно від кроку встановлення фрикційних накладок (сталому чи змінному) в результаті зношування їхньої внутрішньої поверхні кривина гальмівної стрічки збільшується, при цьому радіус зовнішньої поверхні накладок не змінюється. Тому деформації сталеві стрічки відбуваються тільки на ділянках, які розташовані між накладками. Чим більшим є крок між накладками, тим більшими будуть деформації ділянок стрічки. При цьому важливу роль в нормальній роботі гальма відіграє величина загальної деформації стрічки. Виходячи з особливостей конструктивної схеми приводу гальма і стрічок, ліва гальмівна стрічка стрічково-колодкового гальма бурової лебідки має більшу деформацію, ніж права, на величину переміщення балансира, зумовленого його поворотом. Окрім того, оскільки зусилля натягу на збігаючій і набігаючій гілках стрічки є різними, то і деформації ділянок стрічки по її дузі будуть відмінними. При цьому встановлено, що величини цих деформацій майже не залежать від кроку встановлення фрикційних накладок.

Досить жорстке кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки у серійному гальмі значно погіршує умови припрацювання внутрішніх поверхонь накладок до робочої повер-

хні гальмівного шківа, що спричинює місцеве перегрівання і навіть обгоряння поверхонь накладок і призводить до їхнього передчасного руйнування.

В стрічково-колодковому гальмі з рухомими накладками на першій стадії гальмування внутрішня поверхня гальмівної стрічки взаємодіє із зовнішньою поверхнею накладок. По мірі зношування останніх кривина сталеві стрічки збільшується, але при цьому радіус внутрішньої поверхні накладок не змінюється. Встановлено, що величина кроку фрикційних накладок у бандажі, який надягається на робочу поверхню гальмівного шківа, не чинить впливу на величину деформації гальмівної стрічки на будь-якій стадії гальмування, оскільки різниця натягів між набігаючою і збігаючою гілками стрічки безупинно збільшується доти, поки не завершиться гальмування.

Нормальне зусилля притискання внутрішньої поверхні фрикційної накладки до робочої поверхні гальмівного шківа вимірювали за допомогою п'єзоелектричних давачів. Перевагою останніх є малі габарити, простота конструкції, надійність, а також можливість вимірювання швидкоплинних величин. Особливістю п'єзоефекта є знаочутливість, тобто зміна знаку заряду при зміні напрямку зусиль (стискання-розтягання), і відповідно зміна знаку величини деформації при зміні напрямку поля. П'єзоелектричні давачі використовують пря-

мий п'єзоефект для вимірювання нормального зусилля. Похибки при застосуванні цього виду давачів складаються, перш за все, з похибок вимірювального кола, температурної похибки, похибки, зумовленої зміною п'єзоелектричної сталі через неправильне встановлення пластин, похибки, пов'язаної з чутливістю до сил, які діють перпендикулярно до вимірювальної осі давача, а також частотної похибки. Незважаючи на це, загальна похибка п'єзоелектричного давача не перевищує 5,0 %.

На рис. 4.10 наведена схема встановлення п'єзоелектричних давачів на деталі стрічково-колодкового гальма. Перед встановленням давачі піддавали статичному таруванню під дією вагового навантаження. Встановлення п'єзоелектричних давачів на деталі стрічково-колодкового гальма виконували наступним чином. На внутрішню робочу поверхню 3 фрикційної накладки 1 за допомогою шару 4 клею БФ-2 наклеювали п'єзоелектричні давачі 5 з виводами 9. Давачі встановлювали з урахуванням їхньої поляризації. На робочу поверхню 8 гальмівного шківів 7 по його периметру наклеювали станіолеву прокладку 6 з виводом 10. Виводи 9 і 10 під'єднували до клем струмоміра (на рис. 4.10 не показаний) [6].

Питомі навантаження між робочими деталями гальма визначали наступним чином. Спочатку вимірювали величину нормальних зусиль притискання внутрішньої поверхні фрикційної

накладки до робочої поверхні гальмівного шків. Потім з урахуванням площі контакту кожного давача знаходили питомі навантаження, що виникають під досліджуваною ділянкою фрикційної накладки.

Величину питомих навантажень в зоні контакту зовнішньої поверхні фрикційної накладки з внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки контролювали наступним чином. На гальмівний шків з попереднім натягом встановлювали бандаж з фрикційних накладок, знаючи величину початкових питомих навантажень ( $p_1$ ) між внутрішньою поверхнею фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шків. При замиканні гальма в процесі гальмування реєстрували, при яких значеннях різниці натягів між набігаючою і збігаючою гілками стрічки відбувається зрив натягу між внутрішніми парами тертя, що дозволяло чітко фіксувати момент початку третьої стадії гальмування.

Для оцінки інтенсивності зношування накладок і визначення допустимої величини їхнього зношення використовували давач резисторного типу. Випробування проводили в лабораторних умовах на спеціальному стенді, основу якого становило модельне стрічково-колодкове гальмо.

На рис. 4.11 наведена конструктивна схема давача згаданого типу. Необхідно зауважити, що точність вимірювання зношування давачем ре-

зисторного типу є дещо нижчою у порівнянні з іншими методами вимірювання цього параметра (ультразвуковим, електричним, електромагнітним, магнітним, газовим та ін.). Проте основна його перевага полягає у простоті і високій надійності, що є надзвичайно важливим, особливо в умовах динамічних випробувань і вібрацій.

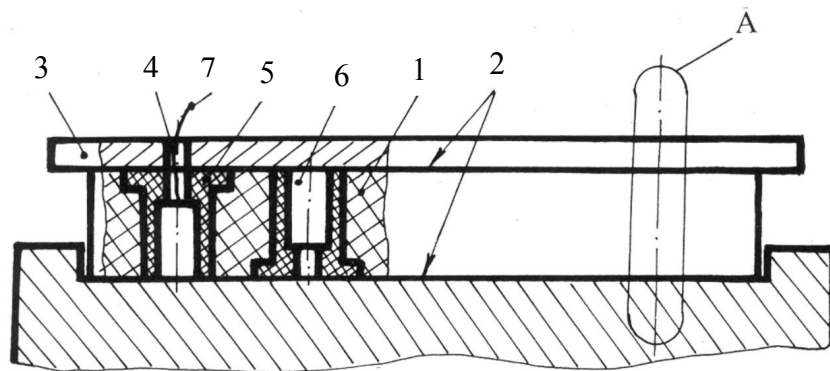
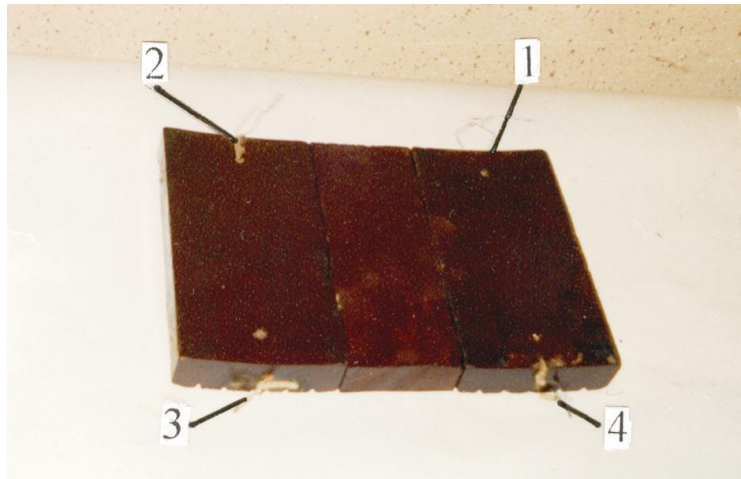


Рис. 4.11 Фрикційний вузол з термоелектродами термопар (А) і давачами зношування поверхонь фрикційної накладки: 1, 2 – накладка з отворами і її робочі поверхні; 3, 4 – гальмівна стрічка з отворами; 5 – ізоляційна втулка; 6 – графітовий стрижень; 7 – виводи давача зношування



**Рис. 4.12** Переобладнана фрикційна накладка: 1 – давачі зношування внутрішньої поверхні накладки; 2, 3 – термоелектроди термопар на набігаючій і збігаючій ділянці поверхні накладки; 4 – фрикційна накладка

і опору резисторного шару (графітного стрижня) при зменшенні його товщини в результаті зношування матеріалу фрикційної накладки. Переобладнана фрикційна накладка наведена на рис. 4.12.

Оцінювання довговічності фрикційних накладок проводили за результатами стендових випробувань модельного гальма при сталому навантаженні збігаючої гілки стрічки з максимальним навантаженням 800 Н на його навантажувальному пристрої. При цьому частота обертання гальмівного шківа становила  $200 \text{ хв}^{-1}$ . Після 150-ти циклів гальмувань вимірювали лінійне зношування кожної накладки в трьох точках набігаючої ділянки її робочої поверхні.

Одним з основних факторів, що суттєво впливає на експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальм, є поверхнева температура в зоні тертя.

При вимірюванні  $t_{II}$  використана методика термометрування зовнішніх багатопарних багатопарних фрикційних вузлів гальма і термопари типу хромель-алюмель діаметром 0,5 мм в ізоляції з кремнієвоземистої нитки, просоченої термостійким лаком. Поверхневі температури досягали 250°C, похибка вимірів не перевищувала 5-7 °C [1, 48] завдяки індивідуальному таруванню (5 °C) кожної термопари.

В загальному методика вимірювання поверхневих температур зовнішніх пар тертя гальма не відрізнялася від методики, наведеної у роботах [23, 38].

Поверхневі температури внутрішніх пар тертя гальма вимірювали за допомогою галетного давача теплового потоку, який передається від бокової поверхні гальмівного шківа в оточуюче повітря.

Галетний давач теплового потоку містить у собі термоелектроди, які взаємодіють з боковою поверхнею гальмівного шківа. Усі термоелектроди приєднані до двох мідних термоелектродів, які зв'язані зі струмознімними дротами, під'єднаними до щіткового струмознімача. Основні елементи галетного давача розміщені у кожусі, який зверху закритий ізоляцією. У даного давача границя вимірювання густини теплового потоку складає  $10^2 \div 10^5 \text{ Вт/м}^2$ ; інерційність – 10,0 с; похибка вимірів +5,0%; кількість елементарних давачів – 60; діаметр давача – 35,0 мм; товщина – 2,0 мм.

Щітковий струмознімач призначений для вимірювання сумарної електрорушійної сили, яку створює галетний давач теплового потоку, встановлений на боковій поверхні гальмівного шківа. Електрорушійна сила виникає у резуль-

таті різниці температур бокової поверхні гальмівного шківa та оточуючого повітря.

Струмознімач має корпус, усередині якого знаходиться валик. Осі корпуса та валика мають ексцентриситет, що сприяє зміщенню його центра ваги нижче осі обертання, завдяки чому майже відсутнє коливання корпуса струмознімача. Це дозволяє використовувати довгі графітові щітки. Пакет мідних кілець, вкритих із зовнішньої сторони сріблом та розділених електроізоляційним матеріалом (картоном) насаджений на валик та затиснутий гайкою. Валик встановлюється у підшипники, які вмонтовані у корпусі струмознімача та закриті кришками. Зверху щітки мають пружини, які забезпечують постійний контакт із кільцями у міру їхнього зношування. У корпусі під кожену щітку виконане гніздо для стійкої та стабільної її роботи. Струмознімні внутрішні кільця мають вхідні клеми, до яких під'єднані струмознімні дроти галетного давача теплового потоку. Сумарна електрорушійна сила знімається з вихідних клем, які знаходяться на корпусі.

Тарування галетних давачів проводиться так само, як і термопар, вмонтованих у деталі багатопарного фрикційного вузла [1, 23, 38].

#### **4.6 Результати досліджень та забезпечення працездатності багатопарних фрикційних вузлів гальм при їхній динамічній та тепловій навантаженості**



При проектуванні фрикційних вузлів, у першу чергу, керуються величиною їхньої динамічної навантаженості, високі рівні якої зумовлюють появу значних поверхневих температур. У зв'язку із цим для важконавантажених фрикційних вузлів крім правильного вибору конструктивних і геометричних параметрів дуже важливим є раціональний підбір контактуючих матеріалів, особливо для фрикційних накладок вузла тертя.

Зупинимося на результатах першого етапу експериментальних досліджень динамічної навантаженості модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками. Насамперед, проаналізуємо величини й характер зміни питомих навантажень у фрикційних вузлах, а також деформацій гальмівної стрічки.

На всіх етапах за отриманими експериментальними даними після їхньої статистичної обробки відповідно до вимог РД 50-690-89 при довірчій ймовірності 0,95 побудовані графічні залежності. Для першого етапу останні представлені на рис. 4.13 *a-г*, що ілюструє закономірності зміни питомих навантажень у внутрішніх (*a, б*) і зовнішніх (*в, г*) фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма при нерухомих фрикційних накладках.

Проаналізуємо результати експериментальних досліджень питомих навантажень у фрикційних вузлах гальма з нерухомих фрикційними накладками. З рис. 4.13 *a, б* випливає, що при натягу збігаючої стрічки в 400 Н питома навантаження змінюється від 0,101 МПа на збігаючій гілці, до 0,281 МПа на набігаючій, тобто по довжині стрічки воно збільшилось у 2,78 рази. При натягу збігаючої гілки стрічки у 800 Н зміна питомого навантаження склала 0,205-0,581 МПа, тобто збільшилась у 2,82 рази. Після обробки отриманих значень питомих навантажень методом регресивного аналізу були визначені розрахункові значення коефіцієнтів

тертя. Встановлено, що при натягу збігаючої гілки стрічки в 400 Н середнє значення коефіцієнта тертя склало 0,326, при натягу 800 Н – 0,35.

На рис. 4.13 *в, м* наведена зміна питомого навантаження на першій і восьмій фрикційних накладках. На першій накладці питоме навантаження плавно змінювалося від 0,098 МПа до 0,107 МПа, при цьому його зміна по довжині першої накладки склала 0,009 МПа. На восьмій накладці питоме навантаження змінилося з 0,266 МПа до 0,298 МПа, тобто на 0,023 МПа. При порівняльному аналізі по мінімальних і максимальних значеннях питомих навантажень одержуємо, відповідно, що зазначені навантаження на восьмій фрикційній накладці у 2,71 та в 2,78 рази є більшими, ніж на першій накладці.

На рис. 4.13 наведені результати експериментальних досліджень питомих навантажень у внутрішніх (*д, е*) і зовнішніх (*ж, з*) фрикційних вузлах модельного нетрадиційного стрічково-колодкового гальма (з рухомими фрикційними

Внутрішні пари тертя фрикційних вузлів

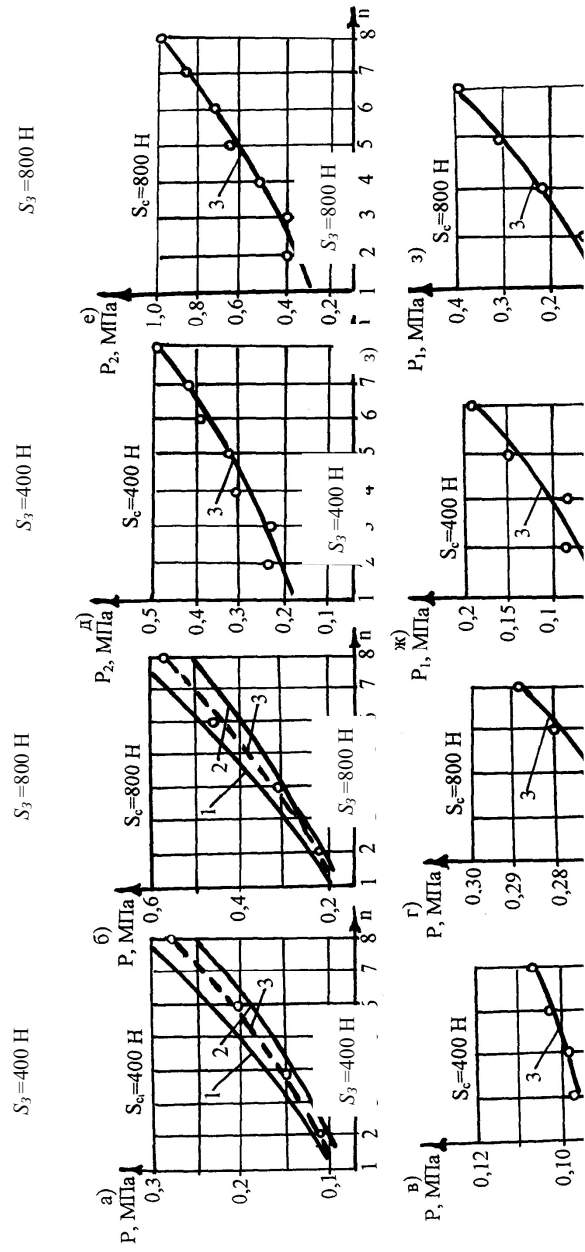


Рис. 4.13 а, б, в, г, д, ж, з Закономірності зміни питомих навантажень в різних типах фрикційних вузлів модельного стрічково-колодового гальма в залежності від кількості накладок ( $n$ ), розміщених безпосередньо на гальмівній стрічці (а, б, в, г) і підпружинених на гальмівному шківі (д, е, ж, з), і від кута ( $\varphi$ ) їхнього перекриття його робочої поверхні при  $f_1 = 0,3$  і  $f_2 = 0,4$

накладками). Проведемо аналіз отриманих експериментальних даних спочатку для внутрішніх, як найбільш навантажених фрикційних вузлів, а потім для зовнішніх.

При натягу збігаючої гілки стрічки в 400 Н питома навантаження змінюється від 0,190 МПа на збігаючій гілці стрічки до 0,5 МПа на набігаючій гілці, тобто воно збільшилось по довжині стрічки у 2,63 рази. При натягу збігаючої гілки стрічки в 800 Н відбувається зміна питомого навантаження з 0,245 МПа до 1,0 МПа, тобто воно збільшилося у 4,08 рази. Після обробки отриманих значень питомих навантажень методом регресивного аналізу були отримані розрахункові значення коефіцієнтів тертя. При цьому встановлено, що при натягу збігаючої гілки стрічки в 400 Н усереднене значення коефіцієнта тертя дорівнювало 0,35, а при натягу в 800 Н – 0,38. Як відомо, внутрішні фрикційні вузли нетрадиційного гальма основне навантаження сприймають на кінцевій (заключній) стадії гальмування. Перша ж (початкова) стадія гальмування реалізується за допомогою роботи тільки зовнішніх фрикційних вузлів. Характер зміни питомих навантажень, які розвиваються зовнішніми фрикційними вузлами, представлений на рис. 4.13 *ж*, *з*. При цьому в якості досліджуваних фрикційних накладок були обрані перша й восьма накладки. При натягу збігаючої гілки стрічки в 400 Н питома навантаження на першій накладці плавно змінювалася від 0,05 МПа до 0,19 МПа (див. рис. 4.13 *ж*), його зміна склала 0,14 МПа. При натягу збігаючої гілки стрічки в 800 Н питома навантаження на восьмій накладці змінювалося від 0,1 МПа до 0,4 МПа (див. рис. 4.13 *з*), тобто на 0,3 МПа. При порівнянні по мінімальних і максимальних значеннях питомих навантажень одержуємо, відповідно, що зазначені навантаження на восьмій накладці в 1,9 і в 2,85 рази є більшими, ніж на першій накладці. Таким чином, восьма (остання) накладка модельного стрічково-колодкового гальма є не тільки найбільш навантаженою, але й має найбільш інтенсивну динаміку зміни питомих навантажень по її ширині.

Таким чином, на підставі отриманих експериментальних даних по встановленню закономірнос-

тей зміни питомих навантажень у внутрішньому й зовнішньому фрикційному вузлах стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками можна зробити наступний висновок.

У модельному нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі у внутрішніх фрикційних вузлах при зусиллі натягу збігаючої гілки стрічки в 400 Н питомі навантаження на її набігаючій гілці у 2,63 є більшими, ніж на збігаючій. У модельному гальмі з нерухомими фрикційними накладками – в 2,78 рази. При збільшенні зусилля натягу збігаючої гілки стрічки до 800 Н розходження зазначеного параметра досягає 4,08 рази для нетрадиційного гальма та 2,82 рази для серійного, тобто питомі навантаження на набігаючій гілці стрічки у нетрадиційному модельному гальмі в 1,44 рази перевищують цей параметр для гальма з нерухомими фрикційними накладками. Пояснюється це наявністю попереднього натягу при посадці бандажа на робочу поверхню гальмівного шківа.

Зовнішні фрикційні вузли гальма починають гальмівний процес, тобто інтенсивно працюють на першій (початковій) стадії гальмування, що сприяє деякому розвантаженню внутрішніх фрикційних вузлів.

На підставі проведених експериментальних досліджень, що стосуються питомих навантажень, які розвиваються на поверхнях тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма, а також за результатами виконаних розрахунків по оцінці коефіцієнтів тертя в їхніх парах тертя вдалося встановити взаємозв'язок між раціональними значеннями перелічених вище експлуатаційних параметрів досліджуваного гальма (рис. 4.14 а, б).

З рис. 4.14 *a* видно, що для забезпечення ефективної роботи нетрадиційного стрічково-колодкового гальма повинна мати місце різниця між питомими навантаженнями, що розвиваються на робочих поверхнях внутрішніх і зовнішніх фрикційних вузлів. Це досягається введенням попереднього натягу між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківів при посадці на ній бандажа. Експериментальними дослідженнями встановлено, що зі збільшенням питомих навантажень у внутрішніх парах тертя зростає їхня різниця між внутрішніми й зовнішніми фрикційними вузлами. Це пояснюється тим, що при інтенсивному зростанні питомих навантажень (від 0,6 до 1,5 МПа) у внутрішніх фрикційних вузлах відбувається миттєвий перехід від початкової стадії гальмування до заключної.

На рис. 4.14 *б* проілюстрований взаємозв'язок раціональних величин коефіцієнтів тертя між парами тертя у зов-

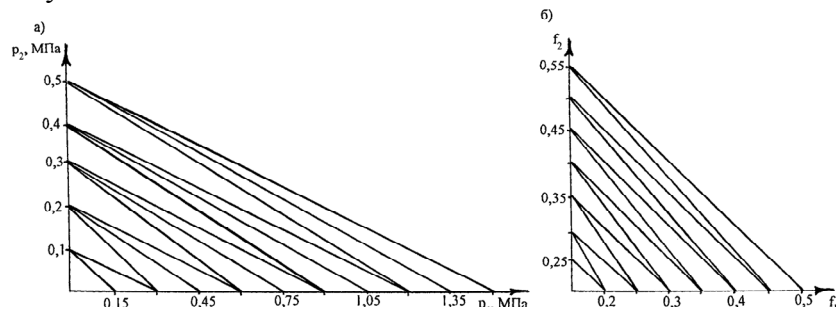


Рис. 4.14 *a, б* Взаємозв'язок раціональних значень питомих навантажень (*a*) і коефіцієнтів тертя (*б*), які реалізуються у зовнішніх ( $p_1, f_1$ ) і внутрішніх ( $p_2, f_2$ ) багатопарних фрикційних вузлах гальма

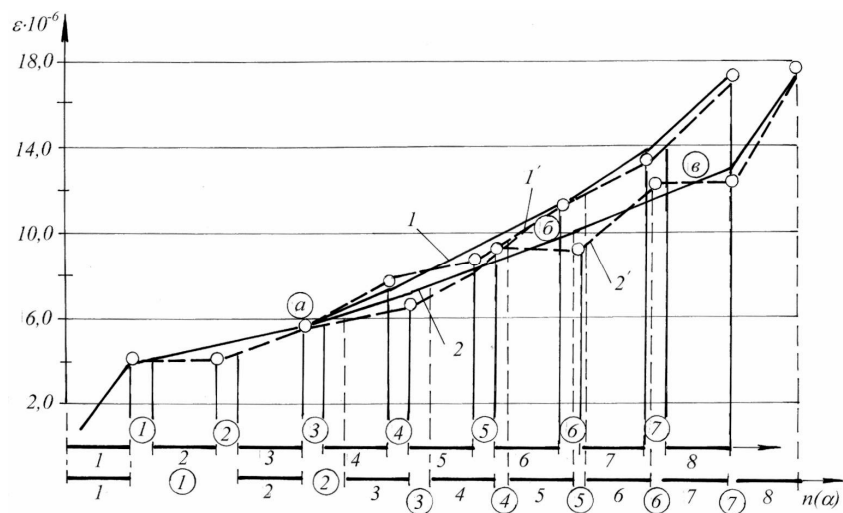


Рис. 4.15 Закономірності зміни відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки при розміщенні по дузі її охоплення фрикційних накладок зі сталем (1, 1') і змінним (2, 2') кроком: розрахункові (1, 2) і експериментальні (1, 2) дані: 1-8 і ①-⑦ – нумерація зазору між накладками

нішньому і внутрішньому фрикційних вузлах нетрадиційного гальма. Тут спостерігається протилежна картина, оскільки коефіцієнт тертя в парах тертя зовнішніх фрикційних вузлів повинен бути більшим, ніж у внутрішніх фрикційних вузлах. Різниця величин коефіцієнтів тертя в цих фрикційних вузлах на всьому інтервалі зміни їхніх величин коливається в межах від 0,05 до 0,1. Ця обставина гарантує наявність початкової стадії гальмування, що в остаточному підсумку сприяє не тільки зниженню навантаженості внутрішніх фрикційних вузлів на заключній стадії гальмування, але й більш плавній (без відчутних поштовхів і вібрацій) роботі гальма.

Проаналізуємо отримані дані по деформації гальмівної стрічки. Докладніше зупинимося на результатах експериментальних досліджень динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів на третьому етапі випробувань.

За отриманими експериментальними даними були побудовані графічні залежності відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки модельного стрічково-колодкового гальма. При цьому випробуванням піддавали стрічки з накладками, рівномірно встановленими на них, а також зі змінним кроком. Зусилля натягу збігаючої гілки стрічки складало  $S_3=400$  Н (рис. 4.15).

Величини відносних деформацій (див. рис. 4.15, криві 1, 2) обчислені за залежністю (4.61). При виконанні даних розрахунків нумерація фрикційних накладок велася з кінця збігаючої гілки стрічки з урахуванням того, що зусилля натягу збільшуються в міру переходу по її довжині від збігаючої до набігаючої гілки.

Аналіз отриманих графічних залежностей, наведених на рис. 4.15, показав наступне. На ділянках збігаючих гілок



стрічок (закінчуються в точці  $a$ ), на яких розташовано три і дві накладки, встановлених, відповідно, з постійним і змінним кроком, розрахункові й експериментальні величини відносних деформацій майже не відрізняються. Пояснюється це тим, що приріст зусилля натягу на даних ділянках гальмівної стрічки незначний. Криві 1 та 1' майже збігаються, відхилення розрахункових значень відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки від експериментальних величин не перевищує 3,0 %. Така точність для подібних розрахунків є дуже доброю. Відхилення розрахункових величин відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки (крива 2) від експериментальних значень є значно більшим і становить 6,0 %. Це пояснюється істотним зменшенням фактичного зазору між накладками при їхньому встановленні зі змінним кроком на набігаючій гілці стрічки. Ця обставина призвела до збільшення міцності даної ділянки стрічки за рахунок близького розташування на ній накладок, що зумовило деяку рівність відносних деформацій ділянок стрічки (див. рис. 4.15, прями  $b$  і  $v$ ) на набігаючій гілці.

На рис. 4.16  $a$ ,  $b$  наведені закономірності зміни питомих навантажень ( $a$ ) і коефіцієнтів тертя ( $b$ ) залежно від кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь кожної рухомої фрикційної накладки ( $\alpha = 37,5^\circ$ ) у модельному стрічково-колодковому гальмі при  $S_3 = 800$  Н.

Отримані значення питомих навантажень обробляли методом регресивного аналізу, що дозволило надалі одержати розрахункові значення коефіцієнтів тертя в зовнішньому фрикційному вузлі гальма. Проаналізуємо закономірності зміни питомих навантажень у його парах тертя. Мінімальна зміна питомих навантажень по дузі охоплення має місце на першій фрикційній накладці та становить 0,035 МПа, а максимальна (0,085 МПа) – на восьмій накладці. Зони квазістабільних значень питомих навантажень відзначені на збігаючих ділянках робочих поверхонь накладок, їхня довжина змен-

шується від першої до восьмої накладки (від 0,2 до 0,05 рад). Таким чином, зі зростанням силової навантаженості фрикційного вузла збільшуються не тільки питомі навантаження на поверхнях тертя, але й нерівномірність їхнього розподілу.

Що стосується закономірностей зміни коефіцієнтів тертя в зовнішніх фрикційних вузлах гальма (див. рис. 4.16 б), то тут необхідно виділити наступне. На противагу закономірностям зміни питомих навантажень коефіцієнт тертя на першій накладці максимальний, а на восьмій – мінімальний. Мінімальна зміна коефіцієнта тертя на дузі охоплення має місце на восьмій фрикційній накладці й становить 0,05, а максимальна (0,18) – на першій накладці. Зони квазістабільних значень коефіцієнтів тертя відзначені на збігаючій ділянці поверхонь накладок, їхня довжина збільшується від першої до восьмої накладки (від 0,28 до 0,4 рад). Таким чином, зі зростанням силової навантаженості гальма коефіцієнт тертя зменшується, у важконавантаженому фрикційному вузлі він майже постійний по усій поверхні тертя. Зрозу-

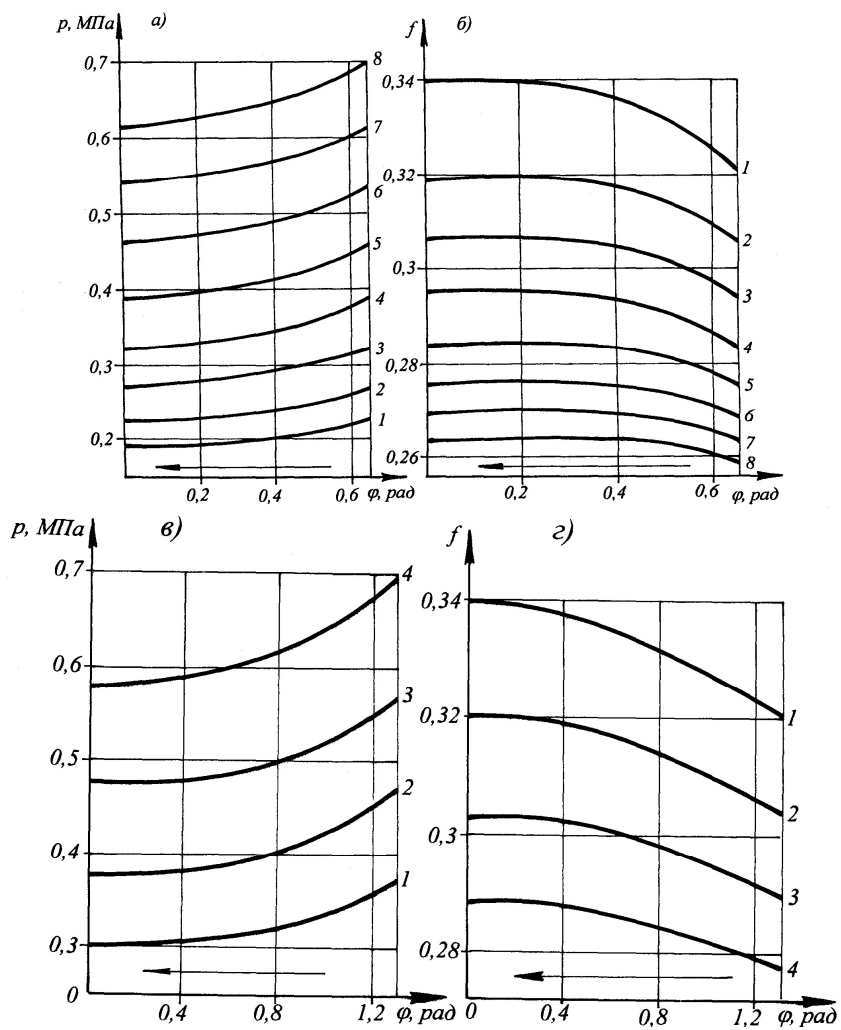


Рис. 4.16 а, б, в, г Закономірності зміни питомих навантажень (а, в) і коефіцієнтів тертя (б, г) в залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь рухомих фрикційних накладок в модельному стрічково-колодковому при  $S_3 = 800 \text{ Н}$

міло, що у випадку високої силової навантаженості фрикційного вузла надзвичайно велику роль у формуванні значень коефіцієнтів тертя відіграє тепловий фактор.

Перейдемо до аналізу закономірностей зміни питомих навантажень (рис. 4.16 в) і коефіцієнтів тертя (рис. 4.16 з) залежно від кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь кожної рухомої фрикційної накладки ( $\alpha = 75^\circ$ ) у модельному стрічково-колодковому гальмі при  $S_3 = 800$  Н.

Мінімальна зміна питомих навантажень на дузі охоплення має місце на першій фрикційній накладці й становить 0,075 МПа, а максимальна (0,12 МПа) – на четвертій накладці. Зони квазістабільних значень питомих навантажень відзначені на збігаючій ділянці поверхонь накладок, їхня довжина зменшується від першої до четвертої накладки (з 0,3 до 0,1 рад). Таким чином, зі збільшенням ширини фрикційних накладок питомі навантаження по їхніх поверхнях розподіляються більш рівномірно.

Аналіз закономірностей зміни коефіцієнтів тертя в зовнішніх фрикційних вузлах гальма (див. рис. 4.16 з) показав наступне. На протигагу закономірностям зміни питомих навантажень зміна величини коефіцієнта тертя на першій накладці максимальна і становить 0,02, а на четвертій – мінімальна (0,012). Зони квазістабільних значень коефіцієнтів тертя розташовані на збігаючій ділянці поверхонь накладок, їхня довжина зменшується від першої до четвертої накладки (з 0,21 до 0,46 рад). Таким чином, з використанням широких фрикційних накладок ( $\alpha = 75^\circ$ ) коефіцієнт тертя досягає більших значень тільки при високій силовій навантаженості фрикційного вузла. Для низьконавантажених фрикційних вузлів доцільніше використовувати вузькі фрикційні накладки (з  $\alpha < 50^\circ$ ). Це підтверджує теоретичні викладки про доцільність встановлення на збігаючій гілці накладок з меншою контактною площею.

На підставі отриманих даних для двох кутів охоплення ( $\alpha = 37,5^\circ$  і  $\alpha = 75^\circ$ ) стрічкою фрикційних накладок можна зробити наступний висновок. Зменшення коефіцієнта взаємного перекриття позитивно впливає на стабілізацію коефіцієнта тертя, сприяючи збільшенню його середнього значення, і підвищує зносостійкість зовнішніх поверхонь фрикційних накладок гальма. Це пов'язане з тим, що при зменшенні  $k_{\text{вз}}$  підвищується ефективність вимушеного охолодження пари тертя, і при зазначених режимах наванта-

ження гальма переважний вплив на інтенсивність зношування фрикційних накладок має теплова навантаженість. Крім того, при зменшенні коефіцієнта взаємного перекриття нерівномірність розподілу питомих навантажень при переході від збігаючої ділянки робочої поверхні попередньої накладки до набігаючої ділянки поверхні наступної накладки помітно знижуються. При цьому необхідно відмітити, що ефективність фрикційних вузлів гальма зі зменшенням коефіцієнта взаємного перекриття падає. На довжину зон квазистабільних значень досліджуваних параметрів впливає величина силової навантаженості гальма. При її зростанні відбувається збільшення площі фактичного контакту робочих поверхонь фрикційного вузла і падіння коефіцієнта тертя. Збільшення коефіцієнта взаємного перекриття призводить до скорочення зони квазистабільних значень питомих навантажень і коефіцієнтів тертя. Дослідження показали, що зі збільшенням довжини зон квазистабільних значень зазначених параметрів темп зростання поверхневої температури в процесі гальмування різко знижується.

Дещо інакшою є картина зміни питомих навантажень і коефіцієнтів тертя у багатопарних фрикційних вузлах з неспідпружиненими накладками.

На рис. 4.17 *а, б* представлені закономірності зміни питомих навантажень (*а*) і коефіцієнтів тертя (*б*) на зовнішніх (1) і внутрішніх (2) поверхнях накладок багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма після 150-ти гальмувань. Криві отримані при випробуванні 10-ти накладок нового бандажа, охопленого гальмівною стрічкою з натягом збігаючої гілки в 800 Н. Ділянки кривих 1 та 2 (див. рис. 4.17 *а*) свідчать про те, що на зовнішніх і внутрішніх поверхнях четвертої-сьомої накладок має місце вирівнювання питомих навантажень у зоні їхніх максимальних величин. При цьому різниця питомих навантажень, які розвиваються у внутрішньому й зовнішньому фрикційному вузлах, змінюється в межах від 0,05 до 0,125 МПа, відповідно. Закономірності зміни коефіцієнтів тертя в зовнішніх і внутрішніх парах тертя (див. рис. 4.17 *б*) мають різну протяжність зон стабільних значень: у зовнішніх парах тертя меншу, у внутрішніх – більшу. Пояснюється це відсутністю постійного щільного контакту між ділянками внутрішньої поверхні гальмівної стрічки із зовнішніми по-

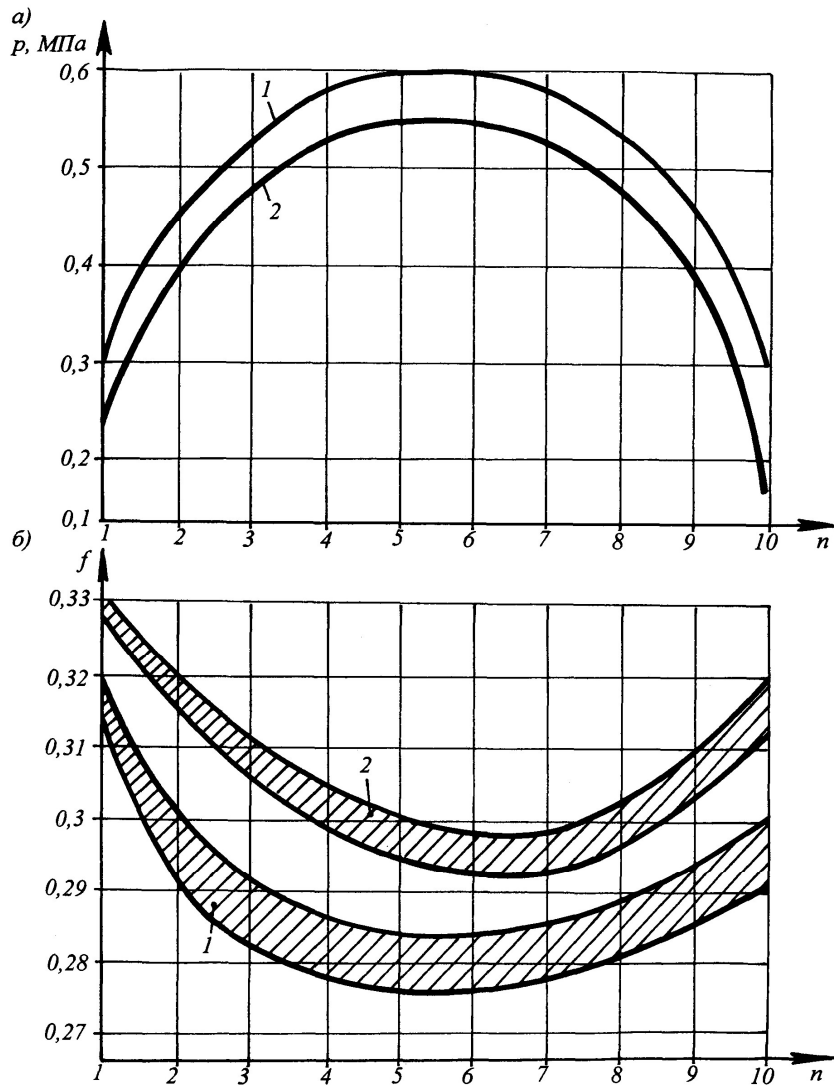


Рис. 4.17 а, б Закономірності зміни питомих навантажень (а) і коефіцієнтів тертя (б) на зовнішніх (1) і внутрішніх (2) поверхнях багатопарних фрикційних вузлів модельного гальма після 150-ти гальмувань для 10-ти накладок бандажа охоплених гальмівною стрічкою при  $S_3 = 800$  Н

верхнями фрикційних накладок при її затягуванні на першій стадії гальмування.

З метою підвищення терміну служби багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки необхідно нарівні з пошуком нових більш тепло- та зносостійких фрикційних матеріалів і правильним їхнім підбором для зовнішніх та внутрішніх пар тертя розробити конструктивні та технологічні заходи, які сприятимуть створенню найкращих умов роботи поверхонь фрикційних накладок.

Основними чинниками, що впливають на коефіцієнт тертя та зносостійкість поверхонь фрикційних накладок, і від яких першочергово залежить працездатність багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок, є температури, які розвиваються на поверхнях тертя, та їхній розподіл по глибині тіл, що утворюють пари тертя. Відомо, що температури змінюють фізико-механічні властивості матеріалу накладок у поверхневому шарі та сприяють утворенню проміжних шарів із властивостями та структурою, які суттєво відрізняються від початкових, що різко змінює характер взаємодії елементів тертя. З підвищенням температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладок їхня опірність стиранню зменшується, внаслідок чого найсильніше зношуються внутрішні поверхні накладок, що працюють у парі з ободом гальмівного шківів лебідки, який найбільш нагрівається.

Зупинимось на аналізі експериментальних даних, які стосуються закономірностей зміни поверхневих температур зовнішніх та внутрішніх пар тертя багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при різних натягах гальмівної стрічки після закінчення циклічних гальмувань (рис. 4.18 *a, б, в*).

Як видно з рис. 4.18 *a* та рис. 4.18 *б* зовнішні пари тертя нагріваються до 250 °С, у той час як внутрішні – до 300 °С при натягові гальмівної стрічки  $S_3 = 800$  Н в результаті виконання гальмом 150-ти циклічних гальмувань. Як у першому, так і у другому випадку поверхнева температура зовнішніх і внутрішніх пар тертя гальма була значно нижчою, ніж допустима температура для матеріалу накладки ФК-24А, яка дорівнює 390 °С. Відмінність у поверхневих температурах на зовнішніх парах тертя при натягу гілок  $S_3=400$  Н та  $S_3 = 800$  Н на шістдесятому гальмуванні склала

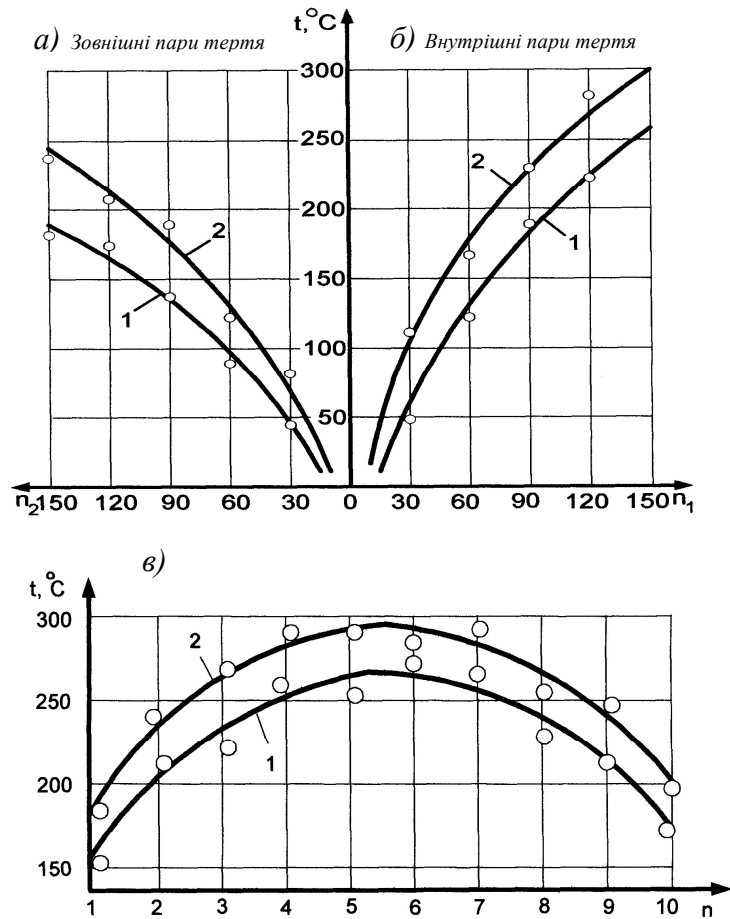


Рис. 4.18 *a, б, в* Закономірності зміни поверхневих температур зовнішньої (*a*) і внутрішньої (*б*) та усіх пар тертя (*в*) багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при натягах збігаючої гілки стрічки  $S_3 = 400$  Н (1) і  $S_3 = 800$  Н (2) після 150-ти циклічних гальмувань



25,0 °C, а після закінчення сто п'ятдесятого гальмування – 60,0 °C. Інтенсивність приросту поверхневих температур у внутрішніх парах тертя при вказаних режимах натягу гальмівної стрічки є дещо іншою. Так, на шістдесятому гальмуванні вона складає 40,0 °C, а на сто п'ятдесятому – 45,0 °C.

Пояснюється це тим, що швидкості ковзання поверхонь тертя зовнішніх фрикційних вузлів є приблизно у 2,0-2,5 рази вищими, ніж у внутрішніх парах тертя гальма. Крім того, майже однаковий приріст поверхневих температур внутрішніх пар тертя пояснюється деякою стабілізацією загального теплового стану ободу гальмівного шківів.

Аналіз закономірностей зміни поверхневих температур усіх внутрішніх пар тертя модельного гальма представлено на рис. 4.18 в. З даних графічних залежностей (криві 1 та 2), що відповідають натягам збігаючої гілки стрічки, відповідно,  $S_3 = 400$  Н та  $S_3 = 800$  Н після виконання 150-ти циклічних гальмувань на внутрішніх поверхнях четвертої, п'ятої, шостої та сьомої накладок, що потрапляють під середню частину гальмівної стрічки, відбувалось вирівнювання поверхневих температур. Ця обставина свідчить про те, що у зоні поверхневих температур 265,0-295,0 °C внутрішніх пар тертя гальма можливо одержати стабільні питомі навантаження, а також коефіцієнти тертя і одержати майже сталі зносо-фрикційні характеристики згаданих вище пар тертя.

На основі вищенаведеного перейдемо до розгляду довговічності фрикційних накладок багатопарних фрикційних вузлів гальма.

#### **4.7 Довговічність накладок різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма**

При оцінці ресурсу різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок виділяють елемент, найбільш слабкий до термічної дії. Таким елементом тертя є фрикційна накладка. Зношування фрикційної

накладки відбувається по контурній ділянці контакту, геометрія якого у більшості випадків визначається конструкцією й поведженням металевого елемента пари тертя в процесі роботи гальма. Порівняно малі теплові деформації металевого елемента тертя призводять до локалізації навантаження в окремих зонах контакту, що зумовлює підвищене зношування фрикційних накладок.

Незважаючи на відсутність у цей час відповідних засобів випробувань, зміст яких полягає у підтримуванні постійних значень швидкостей ковзання і натягів збігаючої гілки гальмівної стрічки при дослідженні зносо-фрикційних властивостей однакових пар тертя у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, встановленими на гальмівному шківі з різними кроками, все-таки вдалося домогтися ідентичності характеру їхньої зміни, а також рівності абсолютних значень моментів тертя. Внаслідок цього отримані величини робіт тертя відрізняються незначно, а результати по зношуванню є порівнюваними.

При вивченні процесів тертя у зовнішньому і внутрішньому фрикційному вузлах гальма виходили з двох положень. Перший підхід базується на розгляді процесу зношування як детермінованого, а випадкові варіації в його протіканні пов'язані з впливом контрольованих і врахованих параметрів, до яких належать наступні величини: натяг збігаючої гілки гальмівної стрічки, питомі навантаження, швидкості ковзання, коефіцієнти тертя, поверхневі температури й т. ін. Для другого підходу характерним є погляд на процеси зношування як на стохастичні по своїй природі. При такому підході не тільки не ігноруються випадкові

варіації процесу зношування поверхонь фрикційних накладок вузлів тертя, але й ретельно вивчаються закономірності, які ними керують.

Наявність з'єднувальних пружин у бандажі з рухомими фрикційними накладками забезпечує змінюваність коефіцієнтів взаємного перекриття у зовнішньому і внутрішньому фрикційному вузлах гальма в процесі гальмування. Перейдемо до аналізу експериментальних даних по зношуванню робочих поверхонь фрикційних накладок різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Відомо, що пари тертя фрикційних вузлів працюють при змінних питомих навантаженнях, швидкостях ковзання, коефіцієнтах тертя, поверхневих температурах і т. ін. Нестабільність експлуатаційних параметрів гальма є одним з основних факторів, що не дозволяє підтримувати сталі режими роботи його фрикційних вузлів.

Дослідження інтенсивності зношування зовнішніх і внутрішніх поверхонь накладок нетрадиційного гальма в лабораторних умовах при сталому режимі тертя велося залежно від величин виникаючих питомих навантажень і поверхневих температур. У стендових умовах при циклічних гальмуваннях стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками можна скористатися приблизним розв'язком для оцінки величини зношування на підставі залежностей по усередненим за цикл гальмування значенням питомих навантажень і пари тертя. При цьому лінійне зношування

зовнішньої або внутрішньої поверхні фрикційної накладки за одне вмикання гальма дорівнює [48]:

$$h_o = \frac{I_l \cdot A_{mp}}{A'_{mp}}, \quad (4.3)$$

де  $I_l$  – середня за цикл гальмування інтенсивність лінійного зношування досліджуваних поверхонь накладки незалежно від стадії гальмування;  $A_{mp}$  – робота тертя, що виконується фрикційним вузлом за один цикл гальмування;  $A'_{mp}$  – сумарна номінальна площа тертя.

Дослідження інтенсивності зношування зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок нетрадиційного гальма показали, що при сталому режимі тертя величина їхнього зношування визначається двома факторами: величиною сталої поверхневої температури й значенням її приросту. Як відомо, значення сталих поверхневих температур залежать від величини номінальних питомих навантажень, що розвиваються у фрикційних вузлах гальма, закономірності зміни яких були досліджені у попередньому розділі.

Особливий інтерес становить оцінка довговічності широких фрикційних накладок. Дослідженням піддавали чотирьох-, шести й восьминакладкові бандажі, попередній натяг яких при посадці на робочу поверхню гальмівного шківa забезпечував сталість значень коефіцієнта взаємного перекриття у внутрішньому фрикційному вузлі гальма.

На рис. 4.19 *а, б, в* представлені закономірності зміни величини зношування робочих

поверхонь фрикційної накладки ( $a$ ,  $b$ ) і накладок ( $\epsilon$ ) з різними кутами охоплення (1,  $1' - \alpha = 75^\circ$ ; 2,  $2' - \alpha = 50^\circ$ ; 3,  $3' - \alpha = 37,5^\circ$ ). Дані отримані при дослідженнях різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками при 150-ти циклах гальмування та натягу збігаючої гілки

*b)*

*Внутрішня поверхня накладки*

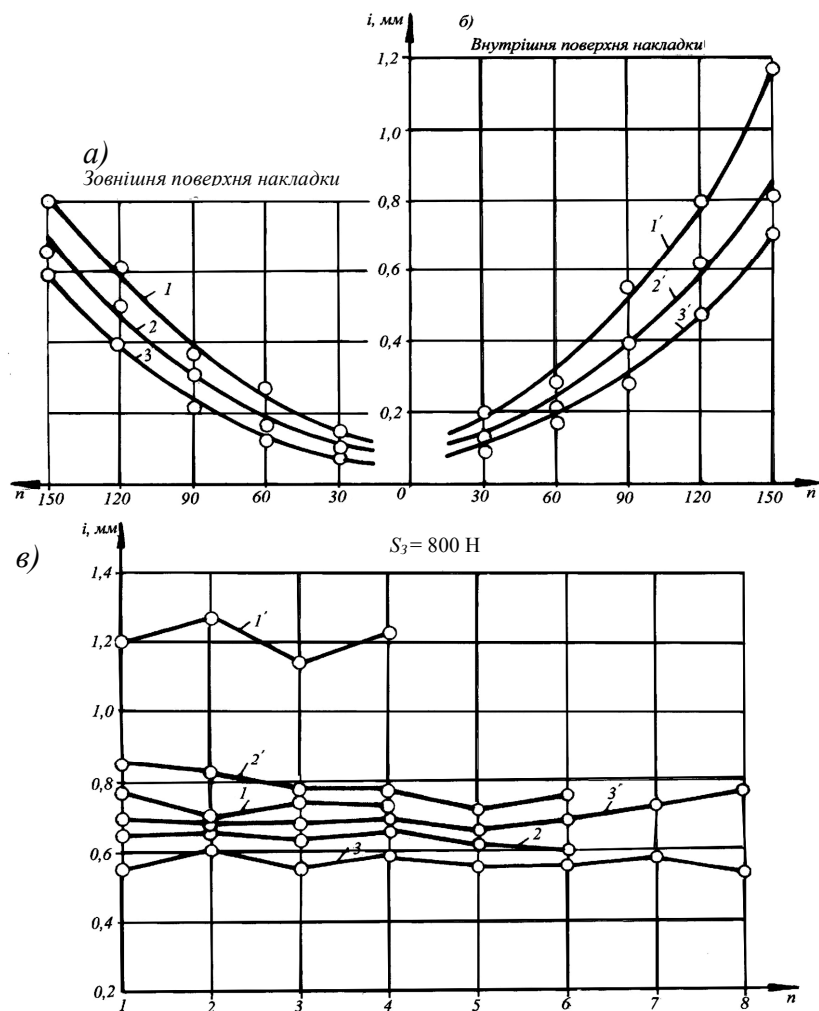


Рис. 4.19 а, б, в Закономірності зміни величин зношування поверхонь фрикційної накладки (а, б) і накладок (в) з кутами охоплення (1, 1' –  $\alpha=75,0^\circ$ ; 2, 2' –  $\alpha=50,0^\circ$ ; 3, 3' –  $\alpha=37,5^\circ$ ) при випробовуваннях різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при 150-ти циклічних гальмуваннях

стрічки 800 Н.

Перейдемо до аналізу отриманих експериментальних даних по зношуванню робочих поверхонь накладок фрикційних вузлів гальма. Із графічних залежностей інтенсивності зношування зовнішньої (див. рис. 4.19 *a*) і внутрішньої (див. рис. 4.19 *б*) поверхонь фрикційної накладки видно, що зі збільшенням коефіцієнта взаємного перекриття вона зростає. При цьому інтенсивність зношування внутрішньої поверхні накладки з її кутом охоплення  $75^\circ$  по завершенні 150-ти циклічних гальмувань (див. рис. 4.19 *б*, крива 1') у 1,5 рази є вищою, ніж зовнішньої поверхні (див. рис. 4.19 *a*, крива 1'). При кутах охоплення в  $50^\circ$  та  $37,5^\circ$  зазначені значення, відповідно, становлять 1,21 і 1,17 рази. Пояснюється це різною тривалістю роботи зовнішніх (2,0 с) і внутрішніх (9,0 с) поверхонь фрикційної накладки, а також дією в зонах контакту різних питомих навантажень і поверхневих температур. При цьому необхідно відзначити, що зі збільшенням ширини накладки інтенсивність її зношування зростає. Це зумовлено погіршенням умов тепловідведення від збільшеної контактної площі елементів тертя, що призводить до їхнього перегріву.

Деяке розходження результатів експериментальних досліджень інтенсивності зношування робочих поверхонь фрикційних накладок різних типів фрикційних вузлів гальма (див. рис.

4.19 в) при однаковому сумарному значенні коефіцієнта взаємного перекриття зумовлене неоднаковістю значень коефіцієнтів взаємного перекриття для кожної окремої накладки. Це вплинуло й на фактичні величини температурних градієнтів у зовнішньому і внутрішньому фрикційних вузлах досліджуваного гальма. Однакові величини зношування внутрішніх і зовнішніх робочих поверхонь накладок різних типів фрикційних вузлів гальма при їхніх дослідженнях у лабораторних умовах можуть бути отримані тільки в тому випадку, якщо крім рівностей швидкостей ковзання, питомих навантажень, об'ємної й поверхневої температур однаковими будуть і температурні градієнти.

При кутах охоплення накладкою  $37,5^\circ$  (див. рис. 4.19 в, криві 3, 3') і  $50^\circ$  (див. рис. 4.19 в, криві 2, 2') спостерігається деяке вирівнювання зношування на робочих поверхнях накладок. Пояснюється це тим, що у стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками в процесі гальмування їхні зовнішні поверхні весь час потрапляють під різні гілки гальмівної стрічки. Крім того, на певних стадіях гальмування фрикційні накладки є рухомими не тільки відносно гальмівної стрічки, але й відносно робочої поверхні гальмівного шківа.

Дослідимо інтенсивність зношування робочих поверхонь невідпружинених накладок багато-



парних фрикційних вузлів гальма. Закономірності зміни величин лінійного зношування робочих поверхонь фрикційної накладки та накладок, що потрапляють у процесі циклічних гальмувань під гальмівну стрічку, представлені на рис. 4.20 *а, б, в*. Випробування проводили з різними зусиллями натягу збігаючої гілки стрічки (400 Н і 800 Н) при 60-ти й 150-ти циклах гальмування. Розходження у лінійному зношуванні зовнішньої поверхні накладки при згаданих режимах навантаження гальма після 60-ти циклів становить 45,5 мкм, після 150-ти циклів – 156,0 мкм, внутрішньої поверхні – 65,0 мкм і 187,0 мкм, відповідно (див. рис. 4.20 *а, б*). Розходження у лінійних зношеннях поверхонь накладки пояснюється неоднаковим тепловим фактором, що діє в зовнішньому та внутрішньому фрикційному вузлах.

Закономірності зміни величин лінійного зношування робочих поверхонь накладок багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при 150-ти циклічних навантаженнях представлені на рис. 4.20 *в* (крива 1 відповідає мінімальному натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки,  $S_3 = 400$  Н; крива 2 – максимальному,  $S_3 = 800$  Н). Криві 1 і 2 є подібними до кривих зміни питомих навантажень, що діють у зовнішніх і внутрішніх парах тертя (див. рис. 4.20 *в*). У цьому випадку мова йде про вирівнювання величини лінійного зношування зовнішніх і внутрішніх повер-

хонь четвертої, п'ятої, шостої і сьомої фрикційних накладок, на поверхнях яких розвиваються однакові питомі навантаження 0,59 МПа. При цьому розходження в лінійних зношуваннях зовнішніх поверхонь перелічених вище накладок при  $S_3 = 400$  Н і  $S_3 = 800$  Н становить 38,5 мкм, а для внутрішніх поверхонь – 39,0 мкм.

Таким чином, у багатопарних фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками можливе вирівнювання питомих навантажень при їхніх максимальних значеннях і, як наслідок, лінійного зношування фрикційних накладок зовнішніх і

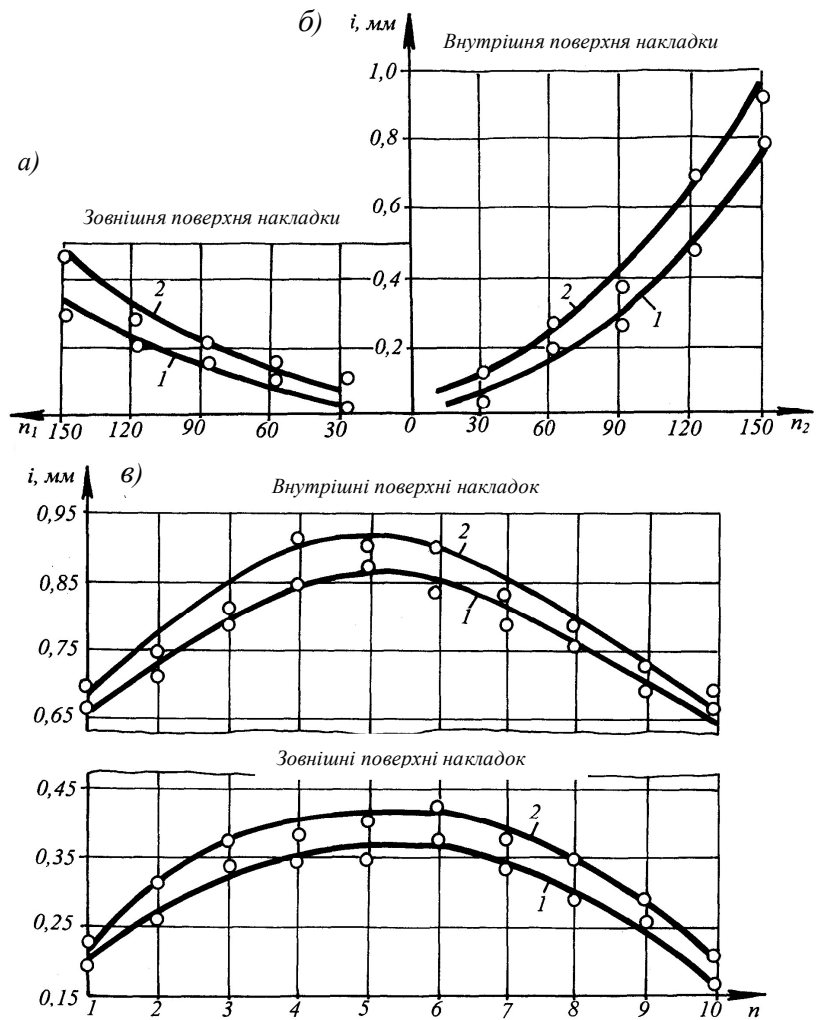


Рис. 4.20 а, б, в Закономірності зміни величин лінійного зношування поверхонь фрикційних накладок (а, б) і накладок (в) багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при 150-ти циклічних гальмуваннях при  $S_3 = 400$  Н (1) і  $S_3 = 800$  Н (2)

внутрішніх пар тертя, чого не можна сказати про пари тертя серійного гальма.

В даних експериментальних дослідженнях багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок розглянуто дві поверхні фрикційної накладки та дві поверхні металевих фрикційних елементів, тобто гальмівної стрічки та шківів. Експериментальні дослідження внутрішніх та зовнішніх пар стрічково-колодкових гальм вимагають розроблення методів визначення експлуатаційних параметрів окремо при квазилінійній, квазисинусоїдальній та квазіпараболічній закономірностях зміни зі взаємозв'язаними силовими, тепловими та знософрикційними властивостями їхніх пар тертя. При цьому необхідно лімітувати допустимі обмеження швидкісного, динамічного та теплового режимів роботи пар тертя гальм, які забезпечували б працездатний стан гальмівної системи бурової лебідки.

Таким чином, проведений аналіз експериментальних даних з динамічної навантаженості фрикційних вузлів нетрадиційного стрічково-колодкового гальма став підставою для розроблення засобів з підвищення їхньої працездатності.

Таблиця 4.1  
 Геометричні характеристики зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів з підпружиненими накладками гальма

Показники	Числові значення		
	Бандажі		
	Перший	Другий	Третій
1	2	3	4
Кількість фрикційних накладок, шт.	4	6	8
Ширина накладки, мм	327,25	218,17	163,62
Площа робочої поверхні однієї накладки, мм <sup>2</sup>	75922,0	50615,4	37959,8
Кут охоплення накладкою шківів, град	75	50	37,5
Крок між накладками, град/мм сталей  змінний	$\frac{15}{65,44}$	$\frac{10}{43,64}$	$\frac{7,5}{32,72}$
	$\frac{7,5}{32,72}$	$\frac{5,0}{21,82}$	$\frac{2,25}{9,82}$
	$\frac{12,5}{54,54}$	$\frac{7,0}{30,54}$	$\frac{3,75}{16,36}$
	$\frac{17,5}{76,36}$	$\frac{9,0}{39,27}$	$\frac{5,25}{22,91}$
	$\frac{22,5}{98,17}$	$\frac{11,0}{48,0}$	$\frac{6,75}{29,45}$
		$\frac{13,0}{56,72}$	$\frac{8,25}{36,0}$
		$\frac{15,0}{65,45}$	$\frac{9,75}{42,54}$

Продовження табл.4.1

1	2	3	4
			$\frac{11,25}{49,09}$ ; $\frac{12,75}{55,63}$
Коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх фрикційних вузлів гальма ( $k_1$ ) min max	0,779	0,769	0,779
	0,805	0,824	0,81
Коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх фрикційних вузлів гальма ( $k_2$ )	0,833		
Відношення сумарної площі зовнішніх поверхонь накладок, які знаходяться під набігаючою та збігаючою гілками стрічки гальма, $A_1/A_2$	1,045	1,027	1,122

Таблиця 4.2

Характеристики зовнішніх і внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів з невідпружиненими накладками гальма

Параметри	Пари тертя	
	зовнішні	внутрішні
Кількість фрикційних накладок на шківі, шт.	13	
Зазор між фрикційними накладками, мм	8,462	1
Маса фрикційної накладки, кг	2,904	
Ширина фрикційної накладки, мм	120	
Товщина фрикційної накладки, мм	45	
Площа робочої поверхні фрикційної накладки, мм <sup>2</sup>	24360	27360
Площа робочої поверхні фрикційних накладок, мм <sup>2</sup>	316680	355680
Маса гальмівної стрічки, кг	9,654	
Ширина гальмівної стрічки, мм	230	
Товщина гальмівної стрічки, мм	3	
Кут охоплення гальмівної стрічки поверхні фрикційних накладок	270	
Площа робочої поверхні гальмівної стрічки, мм <sup>2</sup>	282600	
Маса гальмівного шківа, кг	235,855	
Площа робочої поверхні гальмівного шківа, мм <sup>2</sup>	376800	
Коефіцієнт взаємного перекриття: статичний min max	0,852 0,97	0,944 1,0
Коефіцієнт взаємного перекриття: динамічний min max	0-0,852 0-0,97	0,723 0,726

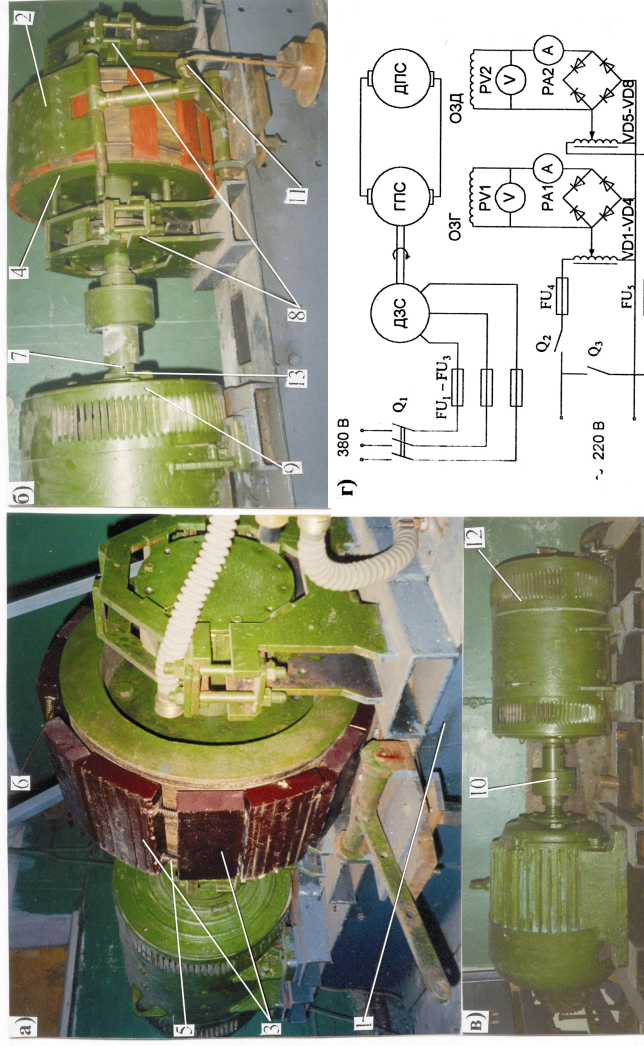


Рис.4.3 а, б, в, г Загальний вигляд гальмівного стенда з модельним стрічково-колотковим гальмом (а), навантажувальним пристроєм (б), двигунами постійного і змінного струму (в) і принциповою електричною схемою стенда (г)



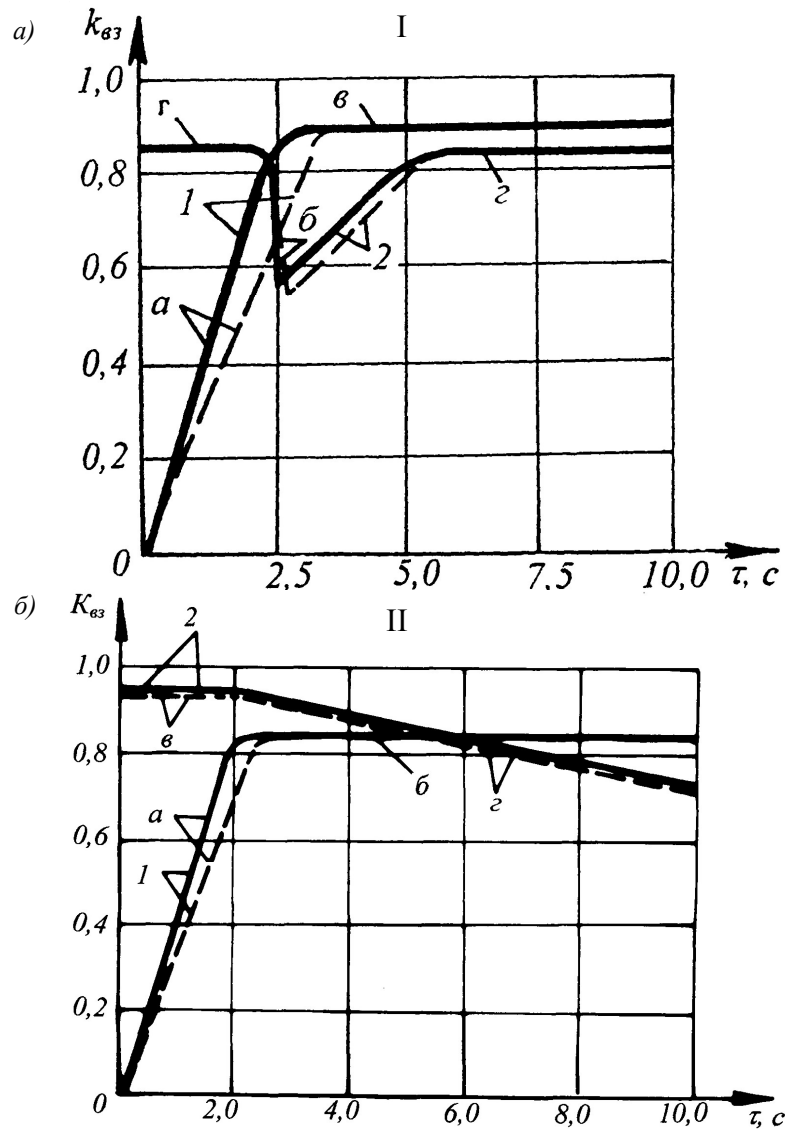


Рис.4.4 а, б Залежність динамічного (а, з) і статичного (б, в) коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх (1) і внутрішніх (2) пар тертя фрикційних вузлів з підпружиненими (I) і неїдпружиненими (II) накладками в модельному гальмі на різних стадіях гальмування

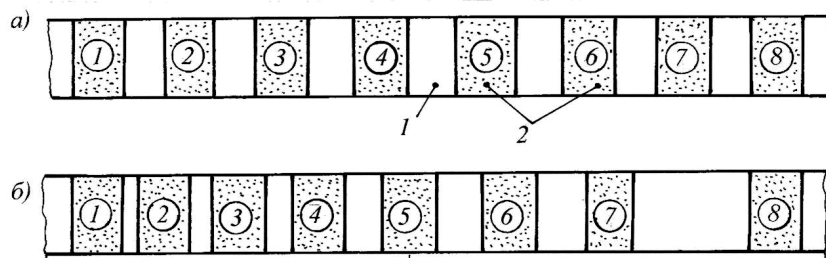


Рис.4.5 а, б Гальмівна стрічка (розгорнута) модельного гальма з розташованими на ній фрикційними накладками з рівномірним (а) та змінним (б) кроками: 1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка

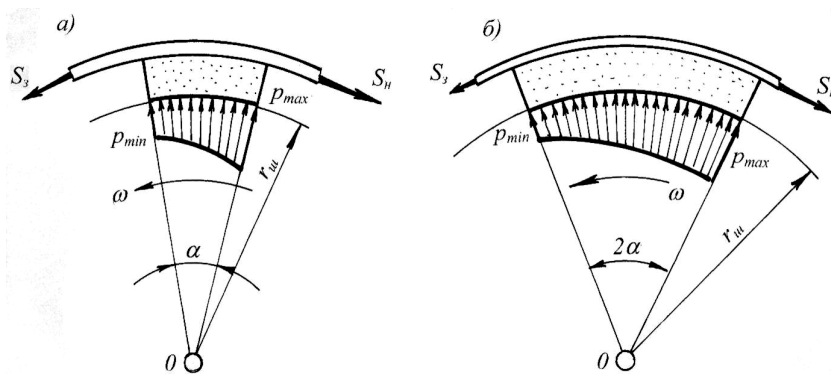


Рис.4.6 а, б Закономірності зміни питомих навантажень у внутрішніх парах тертя натурального стрічково-колодкового гальма при різних кутах охоплення накладкою робочої поверхні гальмівного шківів (а –  $\alpha$ ; б –  $2\alpha$ )

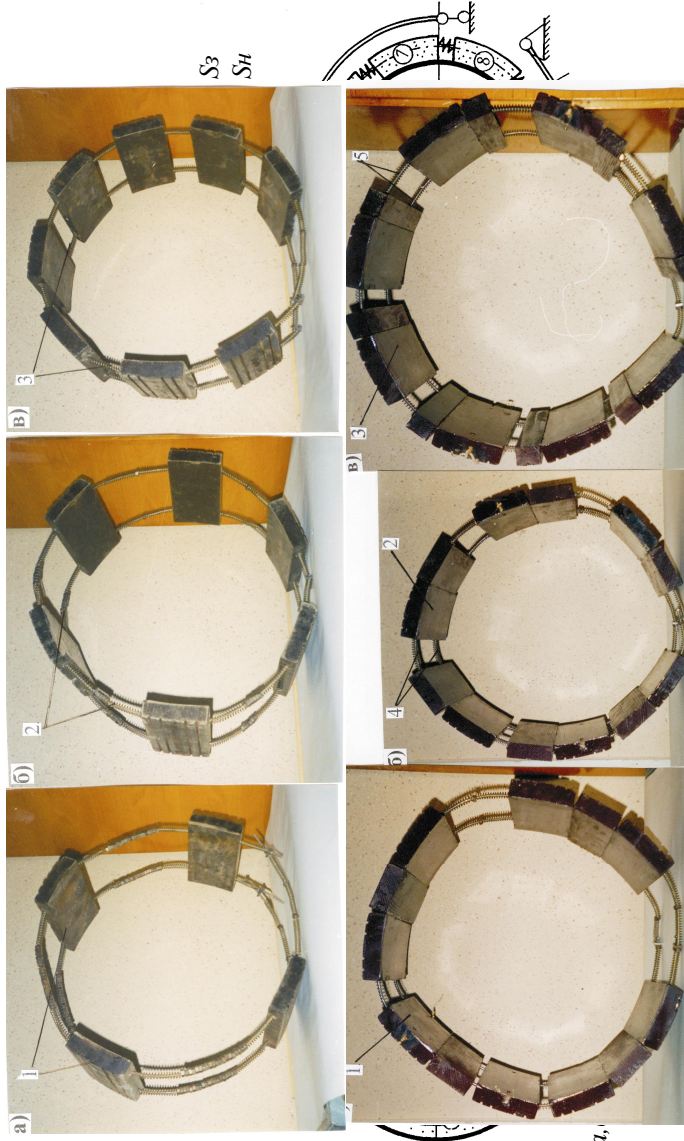


Рис.4.7 а,

Рис.4.8 а, б, в Бандажі зі сталем (I) і змінним (II) кроком розміщення чотирьох (а), шести (б) і восьми (в) накладок з різними кутами охоплення робочої поверхні гальмівного шківів: I – 9,48°; II – 75,0°; 50,0° і 37,5°; 1 2,3,4 – накладки: з однаковими і різними кутами охоплення; 5,6 – циліндричні: стрижні і пружини

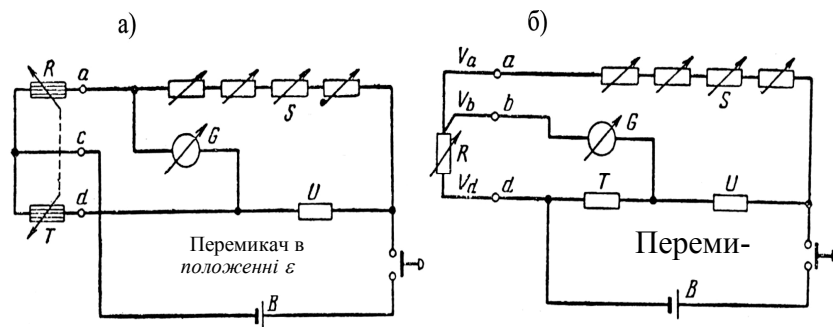


Рис.4.9 а, б Мостові схеми під'єднання тензодавачів для вимірювання деформацій (а) гальмівної стрічки і поверхневих температур (б) пар тертя фрикційних вузлів гальма:  $R, T$  – активні і компенсаційні опори;  $S, U, B$  – опори: повні окремих гілок ланцюгів мостів і внутрішнього джерела:  $A$  – амперметр;  $a-c-d$ ,  $a-b-d$  – затискувачі;  $V_a, V_b, V_d$  – компенсуючі лінії моста

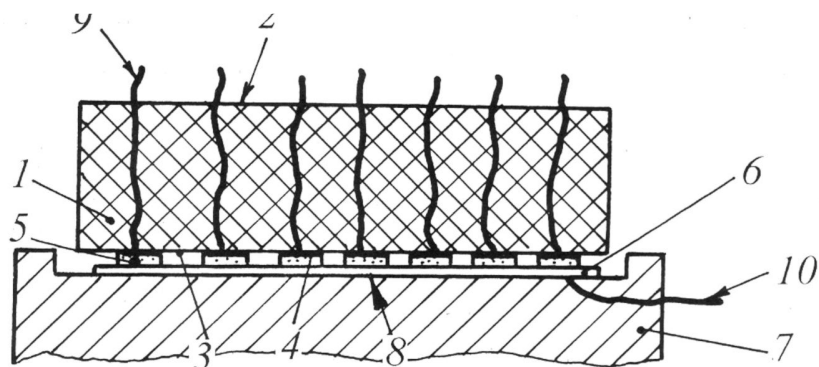


Рис.4.10 Схема встановлення п'єзоелектричних давачів на деталі фрикційного вузла: 1, 2, 3 – накладка із зовнішньою і внутрішньою поверхнями; 4 – шар клею; 5 – п'єзоелектричні давачі; 6 – станіолева прокладка; 7, 8 – гальмівний шків і його робоча поверхня; 9, 10 – вивідні дроти

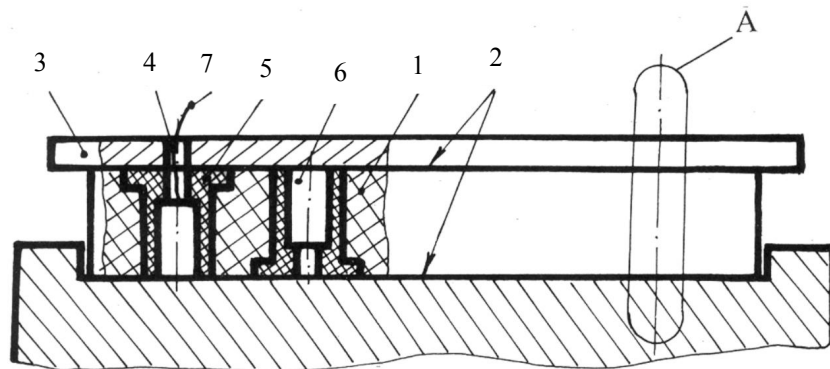


Рис.4.11 Фрикційний вузол з термоелектродами термопар (А) і давачами зношування поверхонь фрикційної накладки: 1, 2 – накладки з отворами і її робочі поверхні; 3, 4 – гальмівна стрічка з отворами; 5 – ізоляційна втулка; 6 – графітовий стрижень; 7 – виводи давача зношування

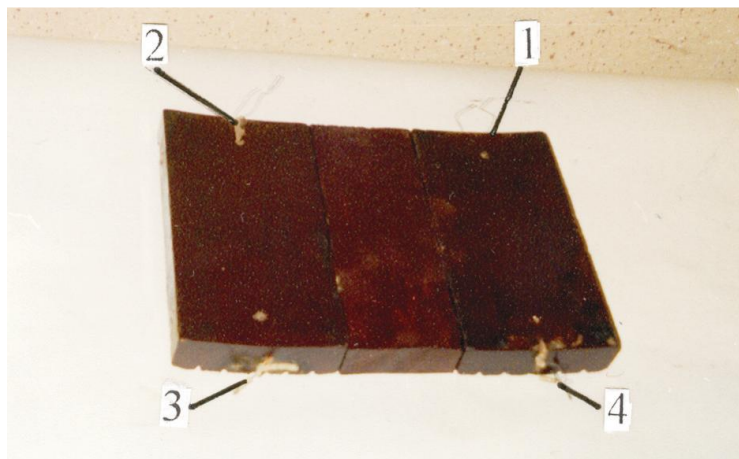


Рис.4.12 Переобладнана фрикційна накладка: 1 – давачі зношування внутрішньої поверхні накладки; 2, 3 – термоелектроди термопар на набігаючій і збігаючій ділянці поверхні накладки; 4 – фрикційна накладка

Внутрішні пари тертя фрикційних вузлів

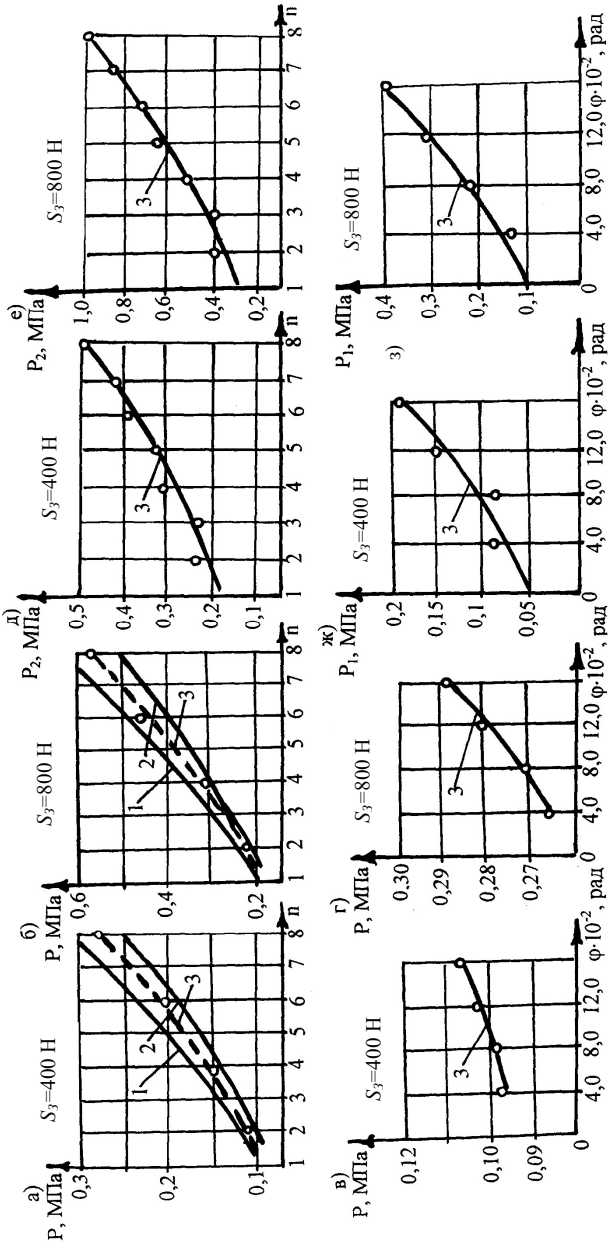


Рис.4.13 а,б,в,г,д,ж,з Законірності зміни питомих навантажень в різних типах фрикційних вузлів модельного стрічково-коловдого гальма в залежності від кількості накладок ( $n$ ), розміщених безпосередньо на гальмівній стрічці (а,б,в,г) і підпружинених на гальмівному шківі (д,е,ж,з), і від кута ( $\varphi$ ) їхнього перекриття його робочої поверхні при  $f_1=0,3$  і  $f_2=0,4$

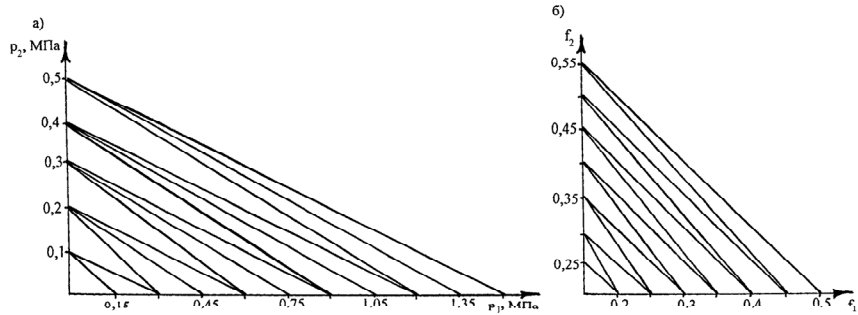


Рис.4.14 а, б Взаємозв'язок раціональних значень питомих навантажень (а) і коефіцієнтів тертя (б), які реалізуються у зовнішніх ( $p_1, f_1$ ) і внутрішніх ( $p_2, f_2$ ) багатопарних фрикційних вузлах гальма

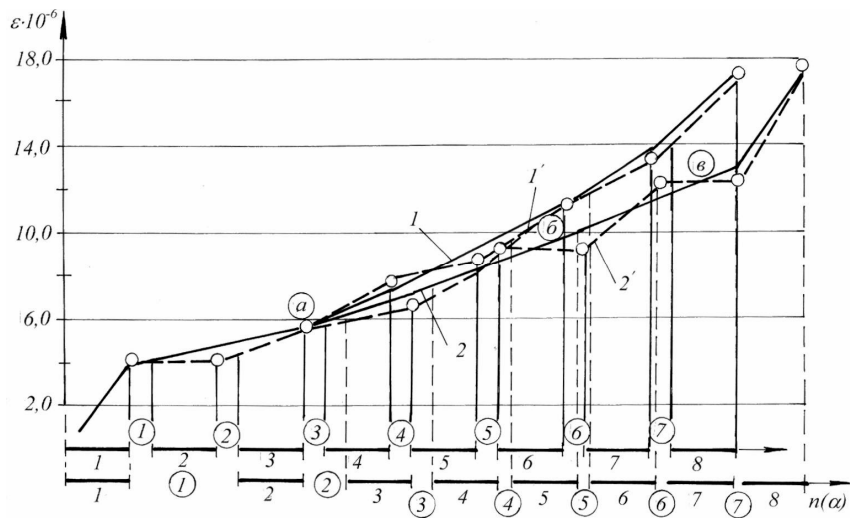


Рис.4.15 Закономірності зміни відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки при розміщенні по дузі її охоплення фрикційних накладок зі сталим (1, 1') і змінним (2, 2') кроком: розрахункові (1, 2) і експериментальні (1,2) дані: 1-8 і ①-⑦ – нумерація зазору між накладками

## РОЗДІЛ 5

### ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

#### 5.1 Умови обмеження працездатності багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Умови обмеження працездатності багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок розглядаються з точки зору лімітування: зусилля, яке прикладається до важеля керування гальмом; допустимої поверхневої температури для матеріалу фрикційної накладки та питомої гальмівної потужності, яка розвивається фрикційними вузлами гальма.

Приріст повної роботи тертя при гальмуванні багатопарними фрикційними вузлами гальма при спуску  $i$ -ої свічки у свердловину дорівнює сумі робіт поступально-обертального руху елементів спуско-піднімального комплексу

$$\Delta A_T = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_2^2}{2} + \frac{G_c}{g} \cdot \frac{v_c^2}{2} + \sum I_{б.л.} \frac{\omega^2}{2}, \quad (5.1)$$

де  $G$  – загальна вага, що діє на гак кронблока;  $v_2$  – лінійна швидкість руху гака:  $v_2 = \frac{\omega R_n}{\kappa}$ ;  $R_n$  – радіус навивки каната на барабан;  $\omega$  – кутова швидкість обертання барабана лебідки;  $\kappa$  – кратність поліспасти талевої системи;  $G_c$  – загальна вага гальмівних стрічок;  $v_c$  – лінійна швидкість переміщення гальмівної стрічки;  $\sum I_{б.л.}$  – сумарний момент інерції бурової лебідки, що включає в себе моменти інерції: власне барабана з навитим канатом, гальмівних шківів зі спеціальними ребордами та з рухомими фрикційними накладками на його робочих поверхнях (зазначений сумарний момент інерції бурової лебідки зведено до її гальмівного вала).

Вважаючи, що під час гальмування приріст повної роботи зумовить приріст теплової енергії багатопарних фрик-



ційних вузлів стрічково-колодкового гальма, можна записати рівняння балансу:

$$\Delta A_T \rightarrow \Delta Q. \quad (5.2)$$

У свою чергу, кількість виділеної теплоти становить

$$\Delta Q = \frac{m_u c_3 \Delta t}{1 - \alpha_{m.n.}} + \frac{m_c c'_3 \Delta t'}{1 - \alpha'_{m.n.}}, \quad (5.3)$$

де  $m_u$ ,  $m_c$  – маси: шків з рухомими фрикційними накладками; гальмівної стрічки;  $c_3$ ,  $c'_3$  – зведені теплоємності пар тертя: „шків-накладка”, „стрічка-накладка”;  $\Delta t$ ,  $\Delta t'$  – приріст поверхневої температури внутрішньої та зовнішньої пари тертя за час спуску  $i$ -ої свічки у свердловину;  $\alpha_{m.n.}$ ,  $\alpha'_{m.n.}$  – коефіцієнти розподілу теплових потоків у внутрішніх та зовнішніх парах тертя.

Використовуючи вирази (5.1) та (5.3) з урахуванням (5.2), визначимо закономірність зміни кутової швидкості барабана з залежності від числа свічок, що спускаються у свердловину. При цьому верхньою границею температури на поверхні тертя гальмівного шківів вважатимемо допустимую температуру матеріалу фрикційної накладки, тобто  $t \leq [t]$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \left[ m_u c_3 [t] + m_c c'_3 t' - \frac{G}{g} \cdot \frac{v_c^2}{2} \right]}{(1 - \alpha_{m.n.})(1 - \alpha'_{m.n.}) \left[ \frac{G}{g} \left( \frac{R_H}{k'} \right)^2 + \sum I_{б.л.} \right]}}; \quad (5.4)$$

з урахуванням того, що  $\frac{G_0 + G'N}{\eta_{m.c} k'} = M_0 + M'N$ , вираз (5.4) матиме наступний вигляд:

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \left[ m_{uc} c_n [t] + m_c c'_n t' - \frac{G}{g} \cdot \frac{v_c^2}{2} \right]}{(1 - \alpha_{m.n.})(1 - \alpha'_{m.n.}) \left[ \frac{M_0 + M'N}{g} \cdot \frac{R_n}{k'} + \sum I_{б.л.} \right]}}, \quad (5.5)$$

де  $\eta_{m.c.} = \frac{\eta^\kappa (1 - \eta)}{1 - \eta^\kappa}$  – ККД талевої системи;  $\eta$  – ККД одного гальмівного шківів;  $M_0$  – момент від талевої системи, турбобура і ОБТ (обважнених бурильних труб);  $M'$  – момент від ваги однієї свічки у рідині, що знаходиться у свердловині;  $N$  – кількість свічок, спущених у свердловину.

Вираз (5.2) можна представити у спрощеному вигляді:

$$\frac{M_m}{2} \omega_0 \tau = m_{uc} c_3 \Delta t (1 - \alpha_{m.n.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{m.n.}), \quad (5.6)$$

де  $M_m$  – гальмівний момент, що розвивається фрикційними вузлами гальма;  $\omega_0$  – початкова кутова швидкість гальмівного шківів;  $\tau$  – час гальмування.

Із залежності (5.6) визначаємо початкову кутову швидкість гальмівного шківів:

$$\omega_0 = \frac{m_{uc} c_3 \Delta t (1 - \alpha_{m.n.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{m.n.})}{0,5 M_m \tau}. \quad (5.7)$$

Таким чином, знаючи кутову швидкість гальмівного шківів на початку першої стадії гальмування та закономірності її зміни протягом всього періоду гальмування, можна визначити кількість свічок, яку можливо спустити у свердловину за умови досягнення внутрішніми парами гальма допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки.

При цьому використовуємо залежності для визначення повної роботи сил тертя за час гальмування при різних закономірностях обертання гальмівного шківів у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, викладених у роботі [23] (табл. 5.1). У наведених залежностях (5.8)-(5.13) використані наступні позначення:

$t_n, t_k$  – час гальмування: першої стадії та повного циклу;

$c = \frac{t_n}{t_k}$ ;  $S_{зк}$  – сила натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки

на другій стадії гальмування;  $f_1, f_2$  – коефіцієнти тертя між: робочою поверхнею шківів та внутрішньою поверхнею накладок; внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та зовнішньою поверхнею накладок;  $\alpha$  – центральний кут, який відповідає статичному коефіцієнту перекриття внут-

Таблиця 5.1

Залежності для визначення поточних значень кутової швидкості при різних закономірностях їхньої зміни та повної роботи сил тертя за час гальмування у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

Форма тахограми	Кутова швидкість	Повна робота сил тертя
Лінійна	$\omega_1 = \omega_0 \left( 1 - \frac{t_n}{t_k} \right);$ (5.8)	$A_T = \frac{S_{зк}}{3} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \times$ $\times (3c^2 - 2c^3) \omega_0 R t_k;$ (5.11)
Параболічна	$\omega_2 = \omega_0 \left( 1 - \frac{t_n}{t_k^3} \right);$ (5.9)	$A_T = \frac{S_{зк}}{14} S_{зк} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \times$ $\times c^4 (7 - 4c^3) R \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m};$ (5.12)
Косинусоїдальна	$\omega_3 = \omega_0 \cos^2 \frac{\pi t_n}{2 t_k};$ (5.10)	$A_T = \frac{S_{зк}}{4} (e^{f_2 \alpha n} - 1) R \times$ $\times \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m \pi} \left( \pi c - \frac{1}{2} \sin 2\pi c \right).$ (5.13)

рішньою поверхнею накладки робочої поверхні гальмівного шківа;  $\varepsilon_m = \frac{\omega_0}{t_k}$  – кутове прискорення гальмівного шківа.

Визначення закономірності зміни коефіцієнта розподілу теплового потоку з плином часу у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм є предметом особливих досліджень. Розрахункові дані по натягах гальмівних стрічок та гальмівних моментах наведені у додатках Б та В. Розрахунки виконані згідно із залежностями (2.11) та (2.32).

У зв'язку з тим, що теплоємність і температуропровідність матеріалів ободу шківа та фрикційної накладки в залежності від температури змінюються несуттєво (додаток Г, рис. Г.1 а, б, в), з достатньою для інженерних розрахунків точністю вираз (5.4) на прикладі бурової лебідки У2-5-5 можна записати в емпіричному вигляді:

$$\omega = 65,2 \sqrt{\frac{[t]}{579,5 + N}} \quad (5.14)$$

Під час експериментальних досліджень керування процесом спуску відбувається зусиллям бурильника, прикладеного до важеля бурової лебідки. Зусилля на важелі можна визначити наступним чином. За час  $t$  на шляху тертя у зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах гальма

$$l_1 = \omega_0 (R_{uu} + \delta) t_n; \quad l_2 = \omega R_{uu} t_k,$$

де  $(R_{uu} + \delta)$  – радіус зовнішньої поверхні фрикційної накладки;  $\delta$  – товщина фрикційної накладки; силою тертя здійснюватиметься робота:

$$A_{m_n} = F_{m_1} l_1 + F_{m_2} l_2 = F_{m_1} \omega_0 (R_{uu} + \delta) t_n + F_{m_2} \omega R_{uu} t_k. \quad (5.15)$$

Сили тертя  $F_{m_1}$  та  $F_{m_2}$  визначаються за залежностями

$$F_{m_1} = (S_{n_1} - S_{z_1}) = S_{c_1} (e^{f_{2i}\alpha_1 + \dots + f_{2n}\alpha_n} - 1) = \quad (5.16)$$

$$= u_p P (e^{f_{2i}\alpha_1 + \dots + f_{2n}\alpha_n} - 1),$$

$$F_{m_2} = u_p P (e^{f_{1i}\alpha_1 + \dots + f_{1n}\alpha_n} - 1),$$

(5.17)

де  $u_p$  – передавальне відношення системи важелів гальма.

З рівностей (5.1) та (5.15) отримуємо вираз для визначення зусилля, що прикладається бурильником до важеля бурової лебідки:

$$P = \frac{\left( \frac{G}{g\eta_{m.c.}} \frac{R_n^2}{k^2} + \sum I_{o.l.} \right) \omega - \frac{G_c}{g} \frac{v_c^2}{2}}{2u_p \left[ \omega_0 (R_{ui} + \delta) t_n \left( e^{f_2 \alpha_1 + \dots + f_2 n \alpha_n} \right) + \omega R_{uk} t_k \left( e^{f_1 \alpha_1 + \dots + f_1 n \alpha_n} \right) \right]}. \quad (5.18)$$

Експериментальні дослідження вітчизняних та закордонних авторів [10] показали, що зазвичай  $e^{f\alpha} \approx 4,25$  (для серійного гальма У2-5-5). Для останнього залежність (5.18) набуває наступного емпіричного вигляду:

$$P = 39,17 + 1,875N + 17,1\omega. \quad (5.19)$$

Більш інформативним параметром у стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок є питома потужність гальмування, допустима величина якої не повинна перевищувати  $8000 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$  [25].

Питома потужність гальмування, що розвивають внутрішні фрикційні вузли гальма, визначається наступною залежністю:

$$P_m = f_1 p_1 v_1, \quad (5.20)$$

де  $p_1$  – питомі навантаження, що діють у внутрішніх парах тертя гальма;  $v_1$  – швидкість ковзання внутрішніх пар тертя гальма.

На основі одержаних формул (5.4), (5.18) та (5.19) для внутрішніх пар тертя (як найбільш навантажених) побудовані графічні залежності вигляду

$$\Delta v_1 = \Delta v_1(\omega); \quad \omega = \omega(N).$$

Вказані графічні залежності представлені на рис. 5.1 та рис. 5.2. На рис. 5.3 наведена номограма для вибору сили  $F$ , що прикладається до важеля керування гальмом. Зміною  $F$  відбувається керування спуском бурильної колони у свердловину з урахуванням питомої потужності гальмування, що реалізується внутрішніми парами тертя гальма, глибини буріння та швидкості обертання барабана лебідки У2-5-5.

Порядок визначення  $F_p$  на рис. 5.3 показано пунктирними лініями ( $N = 30$  свічок;  $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$ ;  $F_p = 300 \text{ Н}$  та  $P_m = 3225 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$ ).

З вищенаведеного випливає, що найбільш енергоємним вузлом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки є гальмівний шків.

## 5.2 Визначення теплових втрат гальмівних шківів

Стрічково-колодке гальмо бурової лебідки у більшості випадків працює у режимі повторно-короткочасних гальмувань. При такому режимі роботи за цикл ( $t_y = t_z + t_o$ ) теплота, що генерується на поверхнях тертя фрикційних

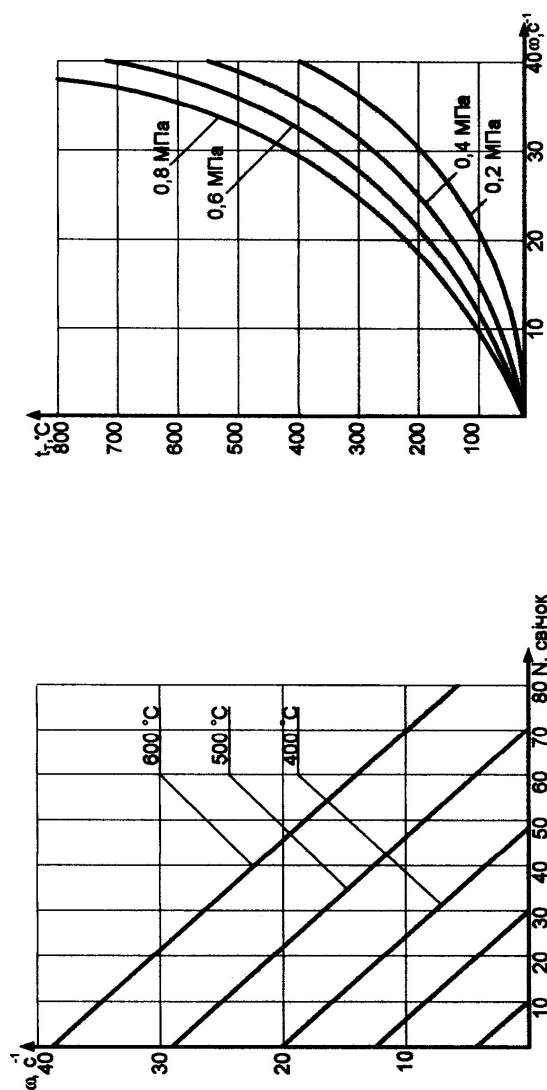
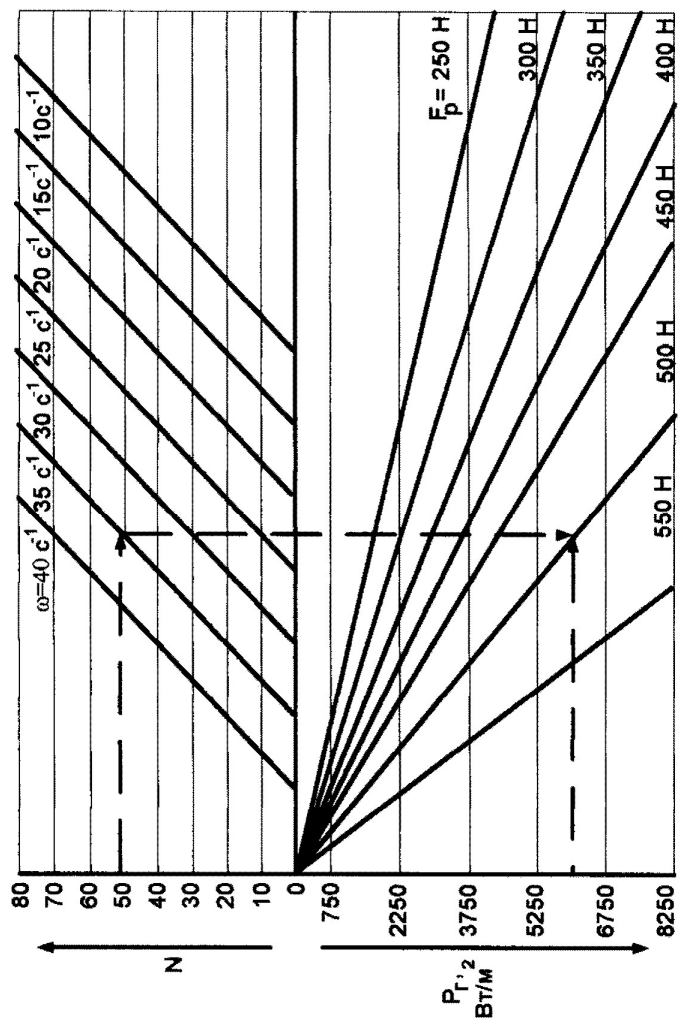


Рис. 5.2 Залежність температури поверхонь внутрішніх пар тертя нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 від кутової швидкості барабана (при коефіцієнтах тертя  $f = 0,3-0,4$ )

Рис. 5.1 Залежність кутової швидкості барабана бурової лебідки У2-5-5 від кількості свічок, що спускаються у свердловину

Рис. 5.3 Номограма для вибору зусилля ( $F_p$ ), що прикладається до важеля керування гальмом, у залежності від кількості свічок ( $N$ ) швидкості спуску інструмента ( $\omega$ ) та питомої потужності гальмування ( $P_T$ ), що розвивається внутрішніми парами тертя гальма бурової лебідки У2-5-5





вузлів, частково витрачається на нагрівання зовнішніх та внутрішніх пар тертя, частково відводиться від їхніх поверхонь в навколишнє середовище. Відведення теплоти здійснюється випромінюванням, вимушеною конвекцією і теплопровідністю деталям та вузлам, що дотикаються зі стрічкою та шківом. Температура елементів тертя при цьому від циклу до циклу зростає до досягнення її усталеного [1] та критичного [43, 44] значення. Перший стан настає тоді, коли теплота, що генерується у внутрішніх парах тертя за час  $t_2$ , буде рівною кількості теплоти, що відводиться у навколишнє середовище та у спряжені з елементами тертя деталі. Другий стан є характерним лише для ободу гальмівного шківа, коли температурний напір по його товщині стає квазісталим, при цьому інтенсивність теплообміну його поверхонь дещо знижується.

Чинники, які впливають на тепловий стан зовнішніх та внутрішніх пар тертя стрічково-колодкових гальм, представлені на рис. 5.4. З останнього випливає, що основним акумулятором теплоти у стрічково-колодковому гальмі є обід гальмівного шківа, як найбільш матеріалоємний елемент.

Зупинимось коротко на конструктивних особливостях гальмівних шківів. На рис. 5.5 *a, б* зображені гальмівні шківви без 1 та з ребордою 3, в яких відсутні охолоджувальні пристрої. Такі шківви не здатні за короткий термін відводити теплоту, яка генерується на їхніх робочих поверхнях 2, а потім акумулюється в їхньому тілі та розсіюється в навколишнє середовище.

На рис. 5.5 *в, г* зображено біметалевий та сталевий гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості, а також сталевий. Перший гальмівний шків має ту конструктивну особливість, що з боку його неробочої поверхні запресовано алюмінієвий циліндр 6. Даний матеріал має три важливі теплофізичні особливості, що дають йому переваги перед ливарною сталлю: великий коефіцієнт теплопровідності; швидкоплинність процесів акумулювання теплоти і відведення її шляхом конвективного та кондуктивного теплообміну.

З рис. 5.5 з видно, що друга реборда шківа утворена виступом фланця 8 барабана. Наявність ребер жорсткості в обох типах гальмівних шківів зумовлює розвинену поверхню теплообміну, що спричинює інтенсифікацію від них як

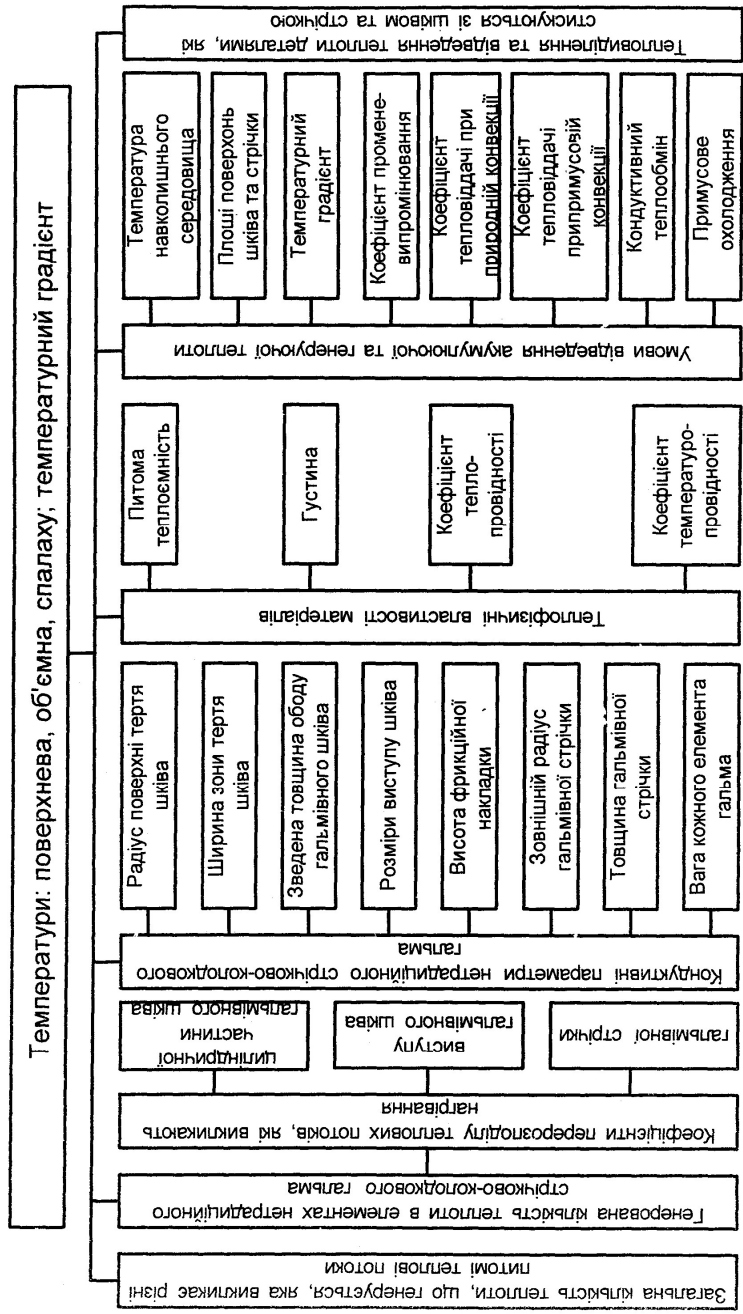


Рис. 5.4 Чинники, що впливають на тепловий стан пар тертя нетрадиційного стрічково-колоткового гальма

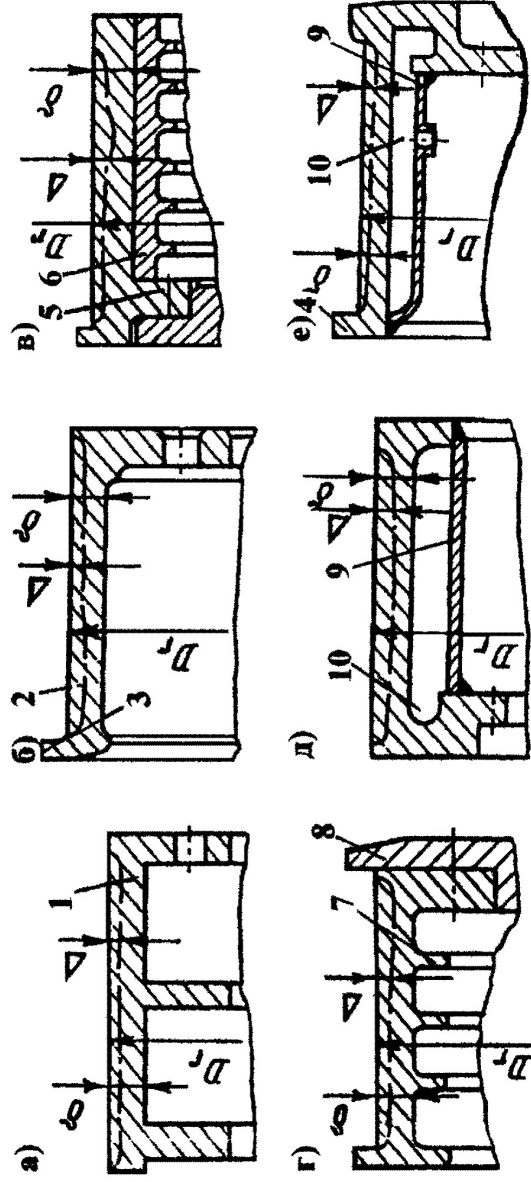


Рис.5.5 а,б,в,г,д,е Гальмівні шківні бурових лебідок та їхні конструктивні особливості: а, б – гальмівні шківні без та з ребордою; в – біметалевий гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості; г – гальмівний шків з ребордами і ребрами жорсткості (у зборі з фланцем барабана); д, е – гальмівні шківні без та з ребордами та камерами для водяного охолодження;  $D_r$  – діаметр робочої поверхні шківів;  $\delta$  – товщина ободу шківів;  $\Delta$  – величина зношування робочої поверхні шківів; 1, 2 – гальмівний шків та його робоча поверхня; 3, 4 – реборди; 5 – виступ шківів; 6 – алюмінієвий ребристий циліндр; 7 – ребра жорсткості шківів; 8 – фланець барабана лебідки; 9, 10 – кожух та камери для водяного охолодження

природної, так і вимушеної конвекції, а також радіаційного теплообміну.

Гальмівні шківни без та з ребордами, а також з камерами для водяного охолодження зображені на рис. 5.5 *д, е*. Конструкція другого типу шківни має дві реборди 4, які служать напрямними для фрикційних накладок гальмівної стрічки. У камерах 10 даних шківнів циркулює проточна вода, яка примусово охолоджує їхній обід. Шківни таких типів успішно застосовуються у бурових лебідках, що експлуатуються у районах з помірним та жарким кліматом при бурінні з великим числом спуско-піднімальних операцій.

У табл. 5.2 для розглянутих типів шківнів (I)-(VI), зображених на рис. 5.5 *а, б, в, г, д та е*, а також для шківни, зображеного на рис. 2.4 *а, б* (тип VII) та для гладкого шківни зі спеціальними ребордами (тип VIII), зображеного на рис.4.3 *а, б*, проілюстровані площі поверхонь їхнього теплообміну.

Зі збільшенням товщини ободу шківни кількість теплоти, яку сприймає накладка, та коефіцієнт розподілу теплових потоків зменшується. Зменшення коефіцієнта розподілу теплових потоків спостерігається й по мірі збільшення кількості теплоти, що генерується. Це можливо пояснити тим, що зі зростанням  $Q$  наявність приливу та внутрішнього оребрення створює такий самий вплив на розподіл теплових потоків, як і збільшення товщини ободу шківни. Одночасно зі збільшенням маси, у якій розподіляється теплота, збільшується поверхня тепловіддачі ободу гальмівного шківни за рахунок зростання теплорозсіювальної поверхні його бічних стінок.

Примусове охолодження практично не підвищує фрикційні властивості матеріалів, які труться, але дозволяє знизити температуру поверхонь тертя, що спричинює зменшення інтенсивності зношування та руйнування робочої поверхні ободу гальмівного шківни.

Таким чином, виходячи з вищесказаного, при конструюванні гальмівних шківнів необхідно уникати масивних елементів, що заважають вільному розширенню менш масивних нагрітих деталей. Окрім цього, чим вищою є теплопровідність матеріалу ободу гальмівного шківни, тим рівномірніше відбувається його прогрівання і тим нижчими будуть теплові напруження за тих самих умов.

Різні типи гальмівних шківів з конструктивними особливостями та їхні площі поверхонь теплообміну

Таблиця 5.2

Гальмівні шківів	Площі поверхонь, які беруть участь у різних видах теплообміну в оточуюче середовище та фланець барабана лебідки, м <sup>2</sup>				Маса шківів, кг	Співвідношення: $\frac{\text{маса ребер}}{\text{маса шківів}}$
	полірована поверхня шківів	матова поверхня шківів	поверхня шківів, яка контактує з поверхнею фланця барабана	поверхня ребер		
Тип I	1,128	1,440	0,290	1,354	602	0,321
Тип II	1,071	1,776	0,372	—	461	—
Тип III	1,131	1,697	0,312	0,924	581	0,227
Тип IV	1,024	1,492	0,466	0,531	502	1,151
Тип V	1,134	1,913	0,202	—	450	—
Тип VI	1,083	1,971	0,364	—	489	—
Тип VII	1,139	1,658	0,356	—	429	—
Тип VIII	1,139	1,878	0,356	—	470	—

Перейдемо до запропонованого методу оцінки теплових втрат гальмівних шківів бурових лебідок шляхом нагрівання та охолодження їхніх ободів у лабораторних та промислових умовах. При цьому попередньо введемо деякі уточнення з визначення кількості теплоти, яка втрачається їхніми ободами при радіаційному, кондуктивному, природному та вимушеному конвективному теплообміні. Насамкінець встановимо закономірності зміни температур робочої поверхні гальмівних шківів, які знаходяться у статичному та динамічному стані.

Перед реалізацією усіх етапів методу, що пропонується, визначають: вагові та термодинамічні параметри рідкого металу (табл. 5.3), який використовується для нагрівання ободу гальмівного шківів; повну вагу гальмівного шківів разом з рідким металом, що заповнює його порожнини. Нагрівання шківів відбувається за допомогою 12-ти електронагрівачів, кожен з яких має потужність  $P_e = 2,0$  кВт. Електронагрівачі розміщені з кроком через  $60^\circ$  з обох торців кожного ободу шківів.

На першому етапі реалізації методу визначаємо кількість теплоти, яка відводиться від поверхонь гальмівного шківів в навколишнє середовище за допомогою радіаційного та природного конвективного теплообміну. Для цього у лабораторних умовах нагріваємо повністю теплоізольований від навколишнього середовища гальмівний шків та гальмівний шків, у якому теплоізольовано лише поверхню виступу, яка дотикається до фланця барабана лебідки.

Загальна кількість теплоти, яка передається від нагрітого рідкого металу до тіла гальмівного шківів, визначається за залежністю вигляду

$$Q_n = P_n \cdot n \cdot \tau, \quad (5.21)$$

де  $P_n$  – потужність одного електронагрівача;  $n$ ,  $\tau$  – кількість та час роботи нагрівачів.

При цьому розподіл загальної кількості теплоти між шківом та рідким металом до його плавлення у порожнині встановлюємо при умові, що прирости їхньої температури є однаковими. Тоді:

$$(5.22) \quad \frac{m_{p.m.}}{m_u} = \frac{c_u}{c_{p.m.}},$$



Таблиця 5.3  
 Вагові та термодинамічні параметри рідкого металу, які можуть використовуватися для нагрівання ободу гальмівного шківів

Склад рідкого металу	Вміст компонентів у сплаві, %	Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Маса компонентів у сплаві $m$ , кг	Температури		Питома теплоємність $c$ , Дж/(кг·°C)	Питома теплота плавлення $\lambda$ , кДж/кг	Кількість теплоти, необхідна для нагрівання до температури, °C:	
				плавлення $t_{л}$ , °C	кипіння $t_{к}$ , °C			плавлення $Q_{л}$ , кДж	кипіння $Q_{к}$ , кДж
Sn	30,0	7290	37,95	231,8	2275,0	При $t_0=20^{\circ}\text{C}$ 222,1	51,04	1936,85	1785,2
Zn	20,0	7130	25,29	419,4	905,7	383,6	127,10	3213,98	3874,7
Ga	50,0	6095	63,25	29,8	2250,0	381,1	52,12	3296,40	236,2

де  $m_{р.м.}$ ,  $m_{ш}$  – маса: рідкого металу та гальмівного шківа;  
 $c_{р.м.}$ ,  $c_{ш}$  – теплоємність матеріалу шківа та рідкого металу.  
Співвідношення, визначене з виразу (5.22), дорівнює

$$\frac{m_{р.м.}}{m_{ш}} = \frac{460,9}{328,85} = 1,4.$$

Отже, із загальної кількості теплоти, що виділяється електронагрівачами, близько 70 % йде на нагрівання шківа, і лише 30 % – на нагрівання рідкого металу до стану його плавлення. У табл. 5.4 представлені розрахунково-експериментальні дані з теплового стану рідкого металу та гальмівного шківа в залежності від часу їхнього нагрівання.

У додатку Д.1 визначено кількість теплоти, яку необхідно витратити для нагрівання ободу гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 до заданого теплового стану.

На другому етапі реалізації методу визначаємо кількість теплоти, яка відводиться від гальмівного шківа кондуктивним теплообміном у фланець барабана лебідки через поверхню виступу шківа, що контактує з ним. Для цього у промислових умовах один з гальмівних шківів бурової лебідки замінюють на шків, в якого теплоізолювано його виступ з боку фланця барабана. Після чого шляхом циклічних гальмувань доводять поверхневу температуру другого шківа (без теплоізолюваної поверхні виступу) до 1000 °С, потім її порівнюють з поверхневою температурою заміненого шківа. Різниця між поверхневими температурами двох шківів складає втрати на кондуктивний теплообмін.

Експериментально-розрахункові дані кількості теплоти, яка відводиться від виступу гальмівного шківа у фланець лебідки У2-5-5 представлено у додатку Д.2.

Третій етап методу полягає у тому, що у промислових умовах серійні шківні нагрівають до температури 1000 °С, а потім контролюють час, за який вони у нерухомому стані охолоджуються природнім шляхом до  $t = 40-60$  °С.

Експериментальні дані, що стосуються залежності поверхневої температури нерухомого шківа бурової лебідки У2-5-5 від часу його природного охолодження, зображені на рис. 5.6 а. Зазначена залежність аналітично описується наступною емпіричною формулою

$$t = 1651,862 - 297,0857 \cdot \log \tau .$$

(5.23)

Таблиця 5.4  
Теплові характеристики при нагріванні рідкого металу та обода шків в залежності від часу процесу

№ п/п	Час $\tau$ , с	Теплота		Об'ємна температура $t$ , °С
		Теплота, необхідна для нагрівання рідкого металу $Q_{н}$ , кДж	Теплота, яку віддають електронагрівачі рідкому металу $Q_{ен}$ , кДж	
1	249	3378,80	5976,76	100
2	389	7602,32	9327,21	200
3	608	11825,80	14614,51	300
4	749	16049,30	17964,96	400
5	1022	20272,81	24529,39	500
6	1162	24496,31	27879,84	600
7	1276	28719,81	30624,42	700
8	1467	32943,31	35208,07	800
9	1597	37166,81	38328,29	900
10	1795	41390,31	43080,04	1000

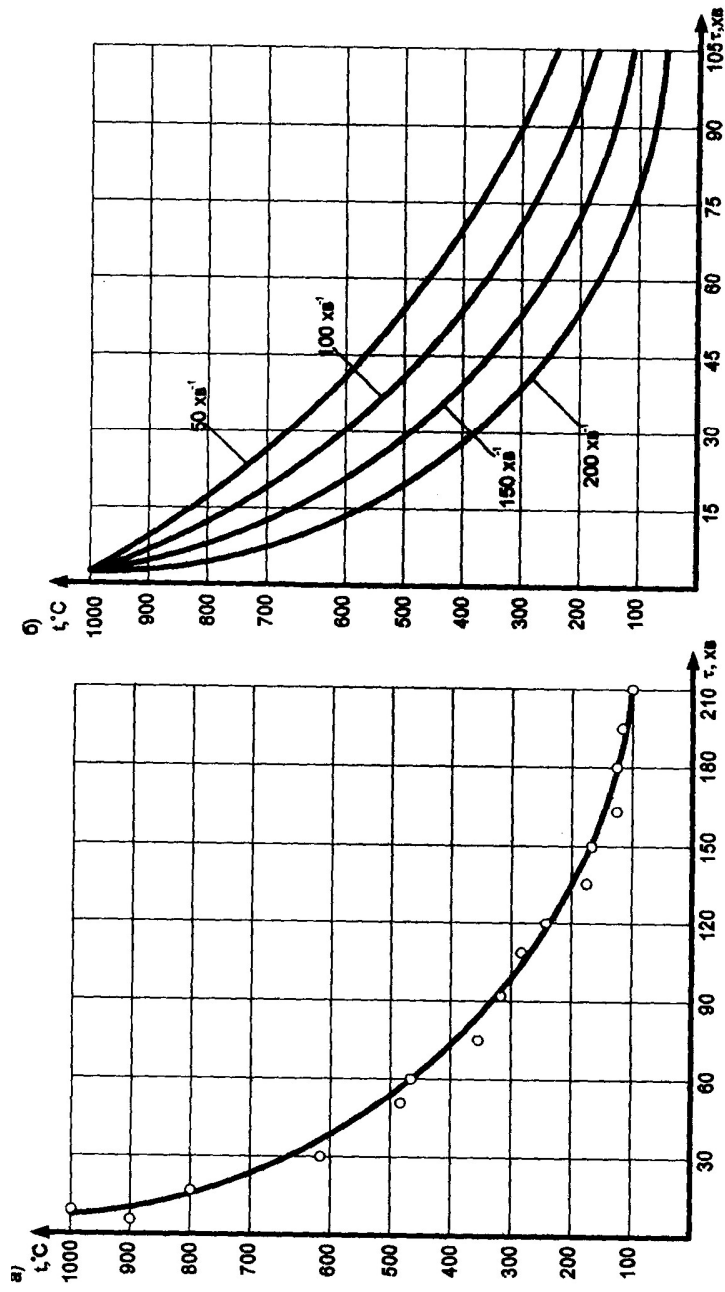


Рис. 5.6 а, б Залежність поверхневої температури гальмівного шківa бурової лебідки У2-5-5 від часу природного (а) та вимушеного (б) конвективного охолодження

Визначення кількості теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківів бурової лебідки У2-5-5 при природному конвективному теплообміні, представлено у додатку Є.

Четвертий етап методу полягає у тому, що у промислових умовах гальмівні шківів нагрівають декілька разів до температури 1000 °С, а потім вони охолоджуються, обертаючись зі сталою частотою.

Розрахунково-експериментальні дані залежності поверхневої температури шківів бурової лебідки У2-5-5 при різній частоті його обертання від часу вимушеного охолодження, зображені на рис. 5.6 б і носять також експоненціальний характер.

У додатку Ж виконано розрахунок кількості теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківів бурової лебідки У2-5-5 при вимушеному конвективному теплообміні.

Результати розрахунків за залежностями з оцінки теплових втрат від поверхонь гальмівного шківів при радіаційному, природному та вимушеному конвективному теплообміні, а також від виступу ободу шківів у фланець барабана лебідки У2-5-5 (кондуктивним теплообміном) представлені у табл. 5.5.

Аналіз даних, наведених у табл. 5.5, дозволяє констатувати наступне: кількість теплоти, що відводиться від поверхонь гальмівного шківів при температурі на його робочій поверхні 100 °С при природному конвективному теплообміні, є більшою, ніж при вимушеному, в зв'язку з тим, що  $\alpha_1$  був більшим, ніж  $\alpha_2$ .

За інтенсивністю види теплообміну розташовуються наступним чином: радіаційний, кондуктивний, вимушений та природний конвективний. При охолодженні поверхонь гальмівного шківів радіаційний теплообмін реалізується сумісно з кондуктивним, вимушеним конвективним, або природним конвективним теплообміном.

З аналізу кількості теплоти, що генерується у тілі гальмівного шківів та розсіюється його поверхнею за рахунок різних видів теплообміну випливає, що темп охолодження у десятки разів є меншим за темп нагрівання. Для усунення такої диспропорції у тепловому балансі гальмівного шківів

теплоту, що генерується у процесі гальмування, необхідно відразу ж відводити від його робочої поверхні. Це досяга-

Таблиця 5.5  
 Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання гальмівного шківа бурової лебідки та охолодження його поверхонь різними видами теплообміну за однаковий час

$t_H, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$Q_1^*, \text{МДж}$	$t_H - t_0, \text{C}$	$Q_1^{***}, \text{МДж}$	$Q_2^{***}, \text{МДж}$	$Q_3^{***}, \text{МДж}$	$Q_4^{****}, \text{МДж}$	$\Delta Q, \text{МДж}$	$Q - \Delta Q, \text{МДж}$
100		18,160	249,0	0,951	1,269	1,320	3,22	6,760	11,400
500	20,0	108,96	1022,0	13,097	151,879	32,480	79,24	276,696	651,034
1000		222,46	1795,0	133,420	1997,767	37,500	284,170	2452,857	5720,033

Примітка:  $Q_1^*$ ,  $Q_1^{**}$ ,  $Q_2^{***}$ ,  $Q_3^{****}$ ,  $Q_4^{*****}$  – кількість теплоти, що витрачається на нагрівання гальмівного шківа; відводиться від поверхонь гальмівного шківа кондуктивним, радіаційним, природним та вимушеним конвективним теплообміном



ється за рахунок використання ефекту термоелектричного охолодження.

Таким чином, запропоновано розрахунково-експериментальний метод оцінки величини складових теплового балансу гальмівного шківів, який дозволяє ще на стадії проектування прогнозувати його теплонавантаженість.

### **5.3 Зниження теплової навантаженості фрикційного контакту за рахунок самоохолоджуваного гальмівного шківів**

Найефективнішим засобом боротьби з негативною дією теплових напружень, що виникають у тілі гальмівного шківів, є удосконалення його конструктивних форм. Проте реалізація конструктивних прийомів, пов'язаних з термостійкістю гальмівного шківів, суперечить принципам конструювання з урахуванням механічних навантажень його ободу. Так, наприклад, високий опір зародженню теплових тріщин на робочій поверхні гальмівного шківів бурової лебідки має його найтонший обід, оскільки у цьому випадку відбувається менше стискання внаслідок теплового розширення, спричиненого нагріванням при циклічних гальмуваннях. У той самий час міцнісні вимоги зумовлюють необхідність потовщення ободу гальмівного шківів.

Розглянемо спосіб зменшення теплової напруженості з метою створення більш довговічної конструкції фрикційних вузлів шляхом термоелектричного ефекту охолодження шківів стрічково-колодкового гальма.

На рис. 5.7 *a* зображений загальний вигляд стрічково-колодкового гальма з системою охолодження; на рис. 5.7 *б* – вигляд А на фрикційні вузли у робочому стані; на рис. 5.7 *в* – розріз Б-Б, на якому зображений поперечний розріз фрикційних вузлів з системою охолодження; на рис. 5.7 *г* зображено півкільця-термоелементи з термоізоляцією між ними; на рис. 5.7 *д* – термобатарею-термогенератор; на рис. 5.7 *е* – термобатарею-термоохолодильник [44].

Стрічково-колодкове гальмо з системою охолодження пар тертя містить розбірний гальмівний шків 1, що має вла-

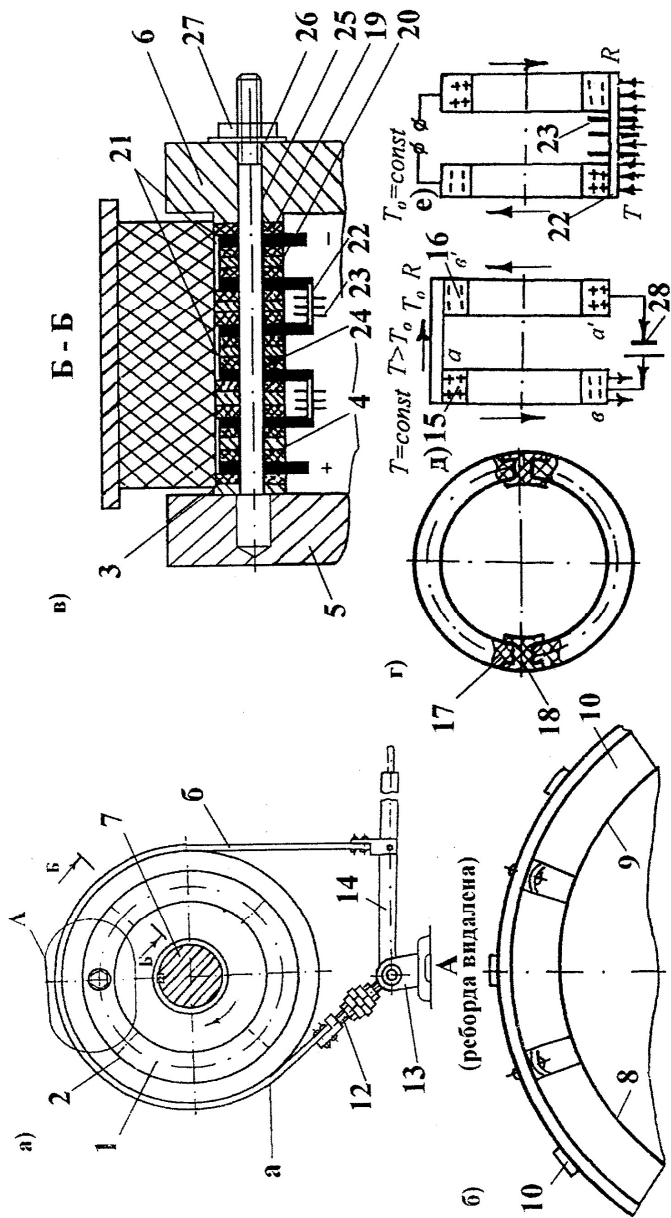


Рис. 5.7 а, б, в, г, д, е Стрічково-колодкове гальмо з термоелектричною системою охолодження (див. розшифрування позначень по тексту)

сний обід 2 з робочою 3 і неробочою 4 поверхнями, а також ліву 5 і праву 6 реборди. Шків 1 розташований на підйомному валу 7 лебідки. З робочою поверхнею 3 ободу 2 шківа 1 взаємодіють при гальмуваннях робочі поверхні 8 фрикційних накладок 9. Останні кріпляться за допомогою вусиків 10 до гальмівної стрічки 11, що має набігаючу (а) і збігаючу (б) гілки. Збігаюча гілка (б) гальмівної стрічки 11 за допомогою гвинтових стрижнів 12 кріпиться до опори 13. При цьому набігаюча гілка (а) гальмівної стрічки 11 прикріплена до важеля керування 14.

Обід 2 гальмівного шківа 1 складається з набору напівпровідникових кілець 15 і 16, які мають півкільця 17, що між собою розділені поперечними теплоізоляторами 18. Останні з'єднують і розділяють півкільця 17, що мають однаковий тип провідності. Півкільця 17, що входять до складу кілець 15 і 16, складають термобатарей. Кільця мають електронну (*n*-типу) провідність. Вони від тіла лівої 5 і правої 6 реборд теплоізолювані кільцевою прокладкою 19. Такі ж прокладки встановлені між напівпровідниковими кільцями 15 і 16 і сталевими кільцями 20. При цьому теплоізоляційні 19 і сталеві 20 кільця мають однаковий діаметр як на робочій 3, так і неробочій 4 поверхні ободу 2 шківа 1. У тих місцях на робочій поверхні 3 ободу 2, де кільця (термоелементи) 15 і 16 з'єднані між собою пластинами-перемичками 21, теплоізоляційні 19 і сталеві 20 кільця мають діаметр менший на величину товщини пластини-перемички 21. У той же час кільця (термоелементи) 15 і 16 з боку неробочої поверхні 4 ободу 2 мають менший діаметр, ніж термоізоляційні 19 і сталеві 20 кільця. Завдяки цьому торці кілець (термоелементів) 15 і 16 з'єднані попарно зі зсувом на півкроку, рахуючи від внутрішніх поверхонь реборд 5 і 6, з тепловідвідними пластинами 22, що мають ребра охолодження 23. Кільця (термоелементи) 15 і 16, термоізоляційні 19 і сталеві 20 мають на своїх бічних поверхнях наскрізні отвори 24, за допомогою яких уся система кілець одягається на теплоізоляційні циліндричні штирі 25, що загвинчені в ліву реборду 5. З боку правої реборди 6 уся система кілець стягується за допомогою різьбового з'єднання 26, гайки 27 якого занурені в зовнішніх западинах 28 реборди 6 шківа 1.

Пластини-перемички 21 є гарячим спаєм термобатарей, а тепловідвідні пластини 22 з ребрами охолодження 23 – її

холодним spaєм. Два інших торці кілець (термоелементів) 15 і 16, що знаходяться біля внутрішніх поверхонь реборд 5 і 6, з'єднані зовнішнім електричним колом 29.

Спосіб охолодження стрічково-колодкового гальма полягає в наступному. При гальмуванні, коли робочі поверхні 8 фрикційних накладок 9 взаємодіють з робочою поверхнею 3 ободу 2 шківа 1, у результаті чого температура пластин-перемичок 19 зростає в порівнянні з температурою  $T_0$  холодних торців кілець 15 і 16 ( $T > T_0$ ), теплова енергія атомів гарячого торця напівпровідників збільшується. Ця енергія виконує роботу переходу електронів у вільний стан. У зв'язку з цим у півкільці кільця 15 на гарячому торці з'являється більше вільних електронів і з більш високою тепловою енергією, ніж на холодному. Тому вони переходять до холодного торця, заряджаючи його від'ємно. Через тепловий рух атомів у півкільці кільця 16 деяка частина електронів виноситься з гарячої зони. На їхньому місці з'являються вільні (незайняті) місця-дірки, що мають додатний заряд. Напрямок переміщення дірок як позитивних зарядів збігається з напрямком електричного поля, тому їхній рух прискорюється. Зайняти вивільнені місця (дірки) можуть електрони, що мають близькі до дірки значення енергії. Але електрони, що рухаються проти електричного поля, сповільнюються і переходять у зону менших швидкостей, а на їхньому місці утворюються нові дірки. У такий спосіб відбувається переміщення дірок до холодного торця півкільця 17 кільця 16, і воно заряджається позитивно. При замиканні електричного кола 27 у ньому з'являється електричний струм, зумовлений саме різницею температур. Фактично має місце ефект Зеєбека, а сама термобатарея є термоелектрогенератором. При цьому до початку гальмування температура спаїв термобатареї є однаковою і дорівнює температурі навколишнього середовища.

Якщо ж навпаки, по електричному колу, усі елементи якого знаходяться в однакових температурних умовах ( $T=T_0$ ), пропустити електричний струм у напрямку, зображеному на рис. 5.7 *e*, то вільні електрони, що знаходяться в напівпровідниковому півкільці 17 кільця 15, почнуть спрямовано рухатися від спаю *a* до спаю *b*, причому цей рух є уповільненим, оскільки електрони гальмуються електричним полем. Рух електронів у напрямку від спаю *a* до спаю *b* супроводжується перенесенням енергії. На спаї *a* електрони,

підсилюючись енергією атомів, отримують додаткову кінетичну енергію. На кінці  $a$ , зіштовхуючись з атомами кристалічних ґраток напівпровідника, вони віддають енергію зазначеному спаю. У зв'язку з цим спай  $a$  охолоджується, а спай  $b$  нагрівається. Причому скупчення електронів на спаї  $b$  сприяє тому, що цей спай заряджається негативно, а спай  $a$  – позитивно. У півкільці 17 кільця 16, що має діркову провідність, напрямок електричного струму збігається з напрямком переміщення дірок: від спаю  $a'$  до спаю  $b'$ , унаслідок цього дірки прискорюються. Як зазначалося вище, утворені вакантні місця можуть зайняти електрони з рівнем енергії, близьким до енергії дірки. Тому найбільш інтенсивний рух електронів спостерігається в спаю  $b'$ . Тут електрони, зіштовхуючись з атомами, підвищують їхню внутрішню енергію, що витрачається на нагрівання цього спаю. Під час пересування від спаю  $b'$  до спаю  $a'$  уздовж гілки термоелемента 17 кільця 16 енергія електронів зменшується і подальше їхнє переміщення супроводжується за рахунок внутрішньої енергії атомів, унаслідок чого спай  $a'$  охолоджується. Скупчення електронів на цьому спаї зумовлює його негативний заряд, при цьому спай  $b'$  заряджений позитивно. Таким чином, проходження постійного електричного струму через термобатарею призведе до перепаду температур на її спаях. На спаї  $a'$  поглинається теплота, її називають теплотою Пельтьє, на спаї  $b'$  спостерігається виділення теплоти. Якщо від гарячого спаю термобатареї постійно відводити теплоту, то на холодному її кінці одержуємо дуже низькі температури. У такий спосіб отримали термобатареї-термоохолодильники, але при цьому півкільце 17 кільця 15 з електронною провідністю повинне бути з'єднане з позитивною клемою джерела постійного електричного струму, а півкільце 17 кільця 16 з дірковою провідністю – з його негативною клемою. При проходженні електричного струму спай  $a'$  охолоджується, а спай  $b'$  нагрівається, тобто ще до початку роботи гальма температура поверхні тертя ободу 2 гальмівного шківів, в який встановлені термобатареї-термоохолодильники, стає нижчою за температуру навколишнього середовища.

Таким чином, із усього вищевикладеного випливає, що термобатареї півкільця однієї половини ободу гальмівного шківів працюють у режимі термоелектрогенератора, а другої

половин – у режимі термоелектрохолодильника. Наявність в ободі вузьких 21 і широких 22 пластин-перемичок, що з'єднують термоелементи 15 і 16, і контактуючих з поверхнями сталевих дисків 20 сприяє появі градієнтів температури в них. Величини останніх будуть залежати від того, під яку гілку (*a* чи *b*) гальмівної стрічки 11 у початковий момент гальмування потраплять частини поверхонь сталевих дисків 20 ободу 2. Зазначені градієнти спричинюють появу додаткового ефекту цілеспрямованої інтенсифікації природного і вимушеного охолодження фрикційних вузлів гальма.

Стрічково-колодкове гальмо з зазначеною системою і способом охолодження працює в такий спосіб.

При натисканні на важіль 14 відбувається переміщення гальмівної стрічки 11 з фрикційними накладками 9 для взаємодії з робочою поверхнею 3 гальмівного шківів 1. Першими при цьому взаємодіють зі шківом 1 робочі поверхні 8 накладок 9 гілки гальмівної стрічки 11, що набігає (*a*), а потім збігаючої її гілки (*b*). При гальмуванні температура широких пластин-перемичок 21 за рахунок тертя ковзання підвищується, унаслідок чого на спаях термобатарей півкільця 17 з'являється градієнт температури по довжині термоелементів 15 і 16. Це зумовлює виникнення електричного струму, що виділяється в коло 29, підключене паралельно джерелу живлення термобатарей. Цим досягається збільшення сили струму, який подається на гілки термоелектрохолодильника. При цьому зі збільшенням навантаженості пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма зростає температура його поверхонь тертя, ріст якої з метою забезпечення регламентованих експлуатаційних параметрів гальма необхідно обмежити. Інтенсифікація ж даного виду охолодження досягається збільшенням сили струму, що подається на гілки термоелектрохолодильника. Таким чином, чим більше навантажене гальмо, тим більша різниця температур виникає на спаях термоелектрогенераторів півкільця 17, тим більшої сили струм вони виробляють, що, сумуючись зі струмом джерела живлення, сприяє більш глибокому охолодженню пар тертя фрикційних вузлів гальма.

Відведення теплоти з холодних спаїв термоелектрогенератора і гарячих спаїв термоелектрохолодильника здійснюється за допомогою тепловідвідних пластин 22 з ребрами

охолодження 23, що увесь час охолоджуються вимушеною конвекцією при обертанні шківа 1.

Інтенсивне охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма дозволяє підвищити його експлуатаційні параметри, знизити термічні напруження в сталевих кільцях обода шківа, а також збільшити ресурс пар тертя фрикційних вузлів гальма.

#### 5.4 Визначення експлуатаційних параметрів серійного стрічково-колодкового гальма

Визначення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма зводиться до розрахунку натягів набігаючої та збігаючої гілки гальмівної стрічки, сил тертя та гальмівного моменту [26].

Розглянемо сили, що діють на  $i$ -ту накладку гальма (рис. 5.8). Від попередньої ( $i-1$ ) накладки на  $i$ -ту діє сила

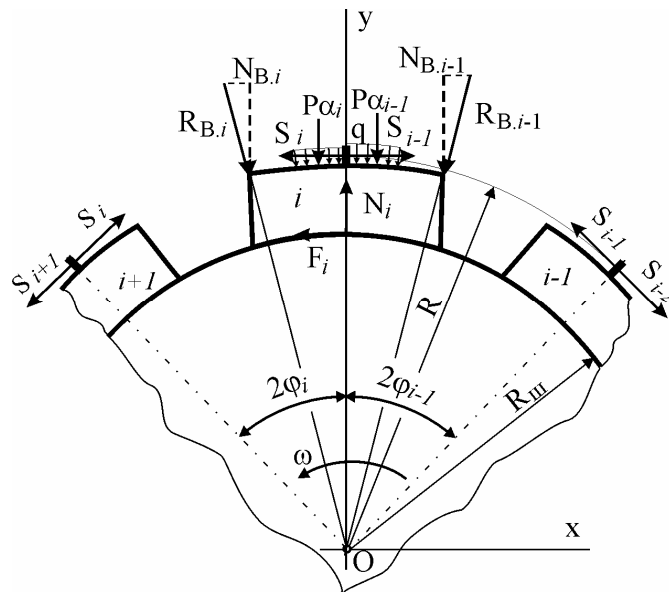


Рис. 5.8 Схема дії сил на  $i$ -ту фрикційну накладку

натягу стрічки  $S_{i-1}$ , а від наступної ( $i+1$ ) – сила  $S_i$ . В радіальному напрямку з боку стрічки діють розподілені си-

ли  $q_{i-1}$  і  $q_i$  та зосереджені  $R_{B,i-1}$  і  $R_{B,i}$ . Їхні проекції на вісь  $Oy$  –  $P_{K,i-1}$ ,  $P_{K,i}$  та  $N_{B,i-1}$  і  $N_{B,i}$ . Між ними та силами натягу стрічки існує відомий зв'язок  $P_{K,i} + N_{B,i} = S_i \cdot \sin \varphi_i$ ,  $P_{K,i-1} + N_{B,i-1} = S_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1}$ . З боку гальмівного шківів на  $i$ -ту накладку діють сили  $N_i$  – нормальна складова реакції, і  $F_i$  – сила тертя ковзання. При цьому  $F_i = N_i \cdot f$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання в парі “накладка-шків”. У подальшому вважаємо, що коефіцієнт тертя дорівнює деякій усередненій величині для усієї фрикційної пари гальма, а накладки на стрічці розміщуються з довільним кроком, тобто кути  $\varphi$  на набігаючій і збігаючій ділянках можуть бути неоднаковими.

Запишемо рівняння рівноваги для  $i$ -ої накладки:

$$\sum M_O = 0; \quad (S_{i-1} - S_i) \cdot R - F_i \cdot R_u = 0; \quad (5.24)$$

$$\sum F_y = 0; \quad S_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} + S_i \cdot \sin \varphi_i - N_i = 0. \quad (5.25)$$

Сумісний розв'язок рівнянь (5.24) і (5.25) з урахуванням зв'язку між  $F_i$  та  $N_i$  дає залежності для визначення сили тертя для  $i$ -ої накладки

$$F_i = f(S_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} + S_i \cdot \sin \varphi_i) = f \cdot S_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1} \left( 1 + \frac{S_i \cdot \sin \varphi_i}{S_{i-1} \cdot \sin \varphi_{i-1}} \right), \quad (5.26)$$

і відношення сил натягу на збігаючих та набігаючих ділянках стрічки

$$\frac{S_i}{S_{i-1}} = \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i}. \quad (5.27)$$

Знайдемо залежність натягу стрічки біля  $i$ -ої накладки через натяг  $S_H$  набігаючої гілки гальмівної стрічки. Для цього, використовуючи формулу (5.27), проаналізуємо таку послідовність для  $S_1, S_2, \dots, S_i$

$$S_1 = S_H \cdot \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_0}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_1};$$



$$S_2 = S_1 \cdot \frac{1 - f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_1}{1 + f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_2} = S_H \cdot \frac{1 - f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_0}{1 + f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_1} \cdot \frac{1 - f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_1}{1 + f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_2}.$$

Тоді на підставі виявленої закономірності запишемо вираз для визначення натягу гальмівної стрічки біля  $i$ -ої накладки

$$S_i = S_H \prod_{i=1}^i \frac{1 - f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_i}. \quad (5.28)$$

Збігаюча гілка стрічки при умові ( $i=n$ ) має натяг

$$S_3 = S_H \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_i}, \quad (5.29)$$

де  $n$  – кількість накладок на дузі охоплення стрічки.

У випадках постійного кроку розміщення накладок на дузі охоплення стрічки  $\varphi_i = \varphi_{i-1} = \varphi$  вираз (5.29) спроститься та має вигляд

$$S_3 = S_H \cdot \left( \frac{1 - f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n. \quad (5.30)$$

Використання встановлених залежностей шляхом їхнього поєднання та простих перетворень дає змогу отримати формули для розрахунку експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма або їхніх ділянок:

1. Сили тертя  $F_i$  у фрикційній парі з  $i$ -ою накладкою залежно від натягу набігаючої гілки стрічки, конструктивних параметрів вузла і коефіцієнта тертя. Таку формулу можна отримати для випадку зі сталим кроком розміщення накладок на дузі охоплення стрічки підстановкою формули (5.28) у рівняння (5.24) за умови, що  $\varphi_1 = \varphi_{i-1} = \varphi$ ,

$$F_i = \frac{2f \cdot S_H \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \cdot \left( \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^{i-1}. \quad (5.31)$$

2. Гальмівної сили  $F_G$ , яка розвивається усіма фрикційними вузлами гальма. Таку формулу отримуємо з урахуванням того, що  $F_G$  дорівнює сумі сил тертя на всіх накладках, а також з використанням залежності (5.24), перетвореної відносно  $F_i$

$$\begin{aligned} F_G &= \sum_{i=1}^n F_i = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n = \\ &= \frac{R}{R_u} \cdot (S_H - S_1 + S_1 - S_2 + S_2 - S_3 + \dots + S_{n-1} + S_3) \quad \text{або} \\ F_G &= \frac{R}{R_u} \cdot (S_H - S_3). \end{aligned} \quad (5.32)$$

Якщо врахувати залежність (5.29), то для фрикційних вузлів гальма зі змінним кроком розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки

$$\begin{aligned} F_G &= \frac{R}{R_u} S_H \left( 1 - \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} \right) \quad \text{або} \\ F_G &= \frac{R}{R_u} S_3 \left( \prod_{i=1}^n \frac{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} - 1 \right), \end{aligned} \quad (5.33)$$

а для фрикційних вузлів гальма зі сталим кроком розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки (з урахуванням залежності (5.30))

$$F_G = \frac{R}{R_u} S_H \left[ 1 - \left( \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n \right] \quad \text{або}$$

$$F_{\Gamma} = \frac{R}{R_u} S_3 \left[ \left( \frac{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n - 1 \right]. \quad (5.34)$$

3. Гальмівного моменту, який розвивають фрикційні вузли гальма

$$M_{\Gamma} = F_{\Gamma} \cdot R_u = R(S_H - S_3).$$

Врахування залежностей (5.33) і (5.34) дає рівняння для розрахунку  $M_{\Gamma}$  гальма зі змінним кроком розміщення накладок в його фрикційних вузлах

$$M_{\Gamma} = S_H \cdot R \cdot \left( 1 - \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} \right) \text{ або}$$

$$M_{\Gamma} = S_3 \cdot R \cdot \left( \prod_{i=1}^n \frac{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} - 1 \right), \quad (5.35)$$

а для фрикційних вузлів гальма зі сталим кроком розміщення накладок

$$M_{\Gamma} = S_H \cdot R \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n \right] \text{ або}$$

$$M_{\Gamma} = S_3 \cdot R \cdot \left[ \left( \frac{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n - 1 \right]. \quad (5.36)$$

Проведемо аналіз отриманих залежностей. Формула (5.28) вказує на те, що при сталому кроці розміщення накладок на дузі охоплення стрічки (коли  $\varphi_i = \varphi_{i-1} = \varphi$ ) її натяг зменшується після кожної накладки в напрямку від набігаючої до збігаючої гілки стрічки. Це зумовлює ана-

логічну зміну сили тертя (див. формулу (5.31)) у фрикційній парі з  $i$ -ою накладкою. Причому градієнт зміни як сили натягу, так і сили тертя є найбільшим біля набігаючої гілки стрічки і найменшим біля її збігаючої гілки.

Сумарна сила тертя усіх фрикційних вузлів гальма (див. формулу (5.33)) залежить від різниці натягу обох гілок стрічки. Вплив величини відношення  $R/R_{ш}$  на експлуатаційні параметри є незначним. Різниця натягу гілок гальмівної стрічки є тим більшою, чим більшим є коефіцієнт тертя (див. вирази (5.29, 5.30, 5.31, і 5.32)) і чим більшим є кут охоплення (при незмінному куті  $\varphi$  – чим більшою є кількість накладок).

З аналізу формул (5.35) і (5.36) випливає, що гальмівний момент стрічково-колодкового гальма залежить від коефіцієнта тертя і конструктивних параметрів фрикційного вузла гальма подібно до сили тертя. Крім того, величина  $M_T$  є пропорційною до радіуса серединної поверхні гальмівної стрічки.

Зазначимо, що описані вище залежності якісно відповідають закономірностям, виявленим у всіх роботах, присвячених досліджуваній проблемі. Тому зупинимося на кількісних відмінностях отриманих результатів та відомих даних [1, 25].

Насамперед порівняємо запропоновану методику розрахунку з результатами модельного експерименту. Найпростіше це здійснити для сили тертя фрикційної пари з однією накладкою (табл. 5.6). Згідно з отриманими даними впливає, що точність запропонованої методики розрахунку сили тертя є досить високою. Крім того, сила тертя, отримана за формулою (5.24), в усіх випадках дещо перевищує результати модельного експерименту. Таке завищене значення сили тертя є очікуваним, оскільки в рівнянні (5.25) використано не значення проєкцій векторів  $N_b$  та  $F_b$  на вісь  $Oy$ , а суми цих величин ( $F$  і  $N$ ) по поверхні фрикційного контакту. Цілком очевидно, що величини  $F$  і  $N$  внаслідок невеликої кривини площадки контакту є дещо більшими за відповідні їм модулі векторів  $N_b$  і  $F_b$ .

Порівняємо відомі методики розрахунку сили тертя для однієї накладки з даними модельного експерименту (табл. 5.7). Для цього використаємо методики, що набули найбільшого поширення в практиці проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, а

Таблиця 5.6

Порівняння розрахованих та отриманих при модельному експерименті сил тертя у фрикційному вузлі

Варіант навантаження	Сили тертя для однієї накладки, кН:		Похибка $\left(\frac{F_T}{F_m} - 1\right) \cdot 100, \%$
	$F_T$	$F_m$	
1	12,665	12,633	0,25
2	3,144	3,143	0,03
3	17,786	17,758	0,16

Таблиця 5.7

Порівняння розрахованих (за відомими методиками) та отриманих модельним експериментом сил тертя у фрикційному вузлі

Автор (и)	Сили тертя $F_i$ та похибки $\Delta_F$ відносно результатів модельного експерименту (табл.5.1) для варіантів навантаження:					
	1		2		3	
	$F, \text{кН}$	$\Delta, \%$	$F, \text{кН}$	$\Delta, \%$	$F, \text{кН}$	$\Delta, \%$
Л.Ейлер	12,669	0,28	3,146	0,10	17,794	0,20
С.Раджабов	12,143	-3,88	3,015	-4,07	16,767	-5,58
В.Костицин, М.Іткіс, О.Ільський	12,729	0,76	3,161	0,58	17,974	1,22

а саме: Л.Ейлера  $(F = S_H (1 - e^{-2f \cdot \varphi}))$ , С.Раджабова  $F = S_H \left(1 - \exp\left(\frac{-2f \cdot \varphi \cdot R_{ш}}{R}\right)\right)$ , В.Костицина, О.Ільського та М.Іткіса  $F = \frac{2f \cdot S_H \operatorname{tg} \varphi}{1 + f \operatorname{tg} \varphi}$  Наведені формули є справедливими, відповідно, до дуги охоплення однієї накладки. Зазначимо, що хоча формули, які запропоновані В.Костициним,

М.Іткісом та О.Ільським, мають різний вигляд, але всі вони шляхом тригонометричних перетворень зводяться до записаного вище вигляду.

Результати розрахунків (табл. 5.6 і 5.7) показують, що запропонована в даній роботі методика найкраще відповідає даним модельного експерименту. Близькою за рівнем точності до запропонованої є методика Л.Ейлера, менш точною – В.Костицина. Методика С.Раджабова практично є непридатною для застосування через низьку точність. Оскільки запропонована методика дає найвищу точність розрахунку базового параметра – сили тертя, що створюється однією накладкою, – то подальші порівняння різних методик розрахунку експлуатаційних параметрів гальма, а саме відношення  $S_H/S_3$ , виконаємо відносно запропонованої методики.

Зазначимо, що відношення  $S_H/S_3$  є важливою характеристикою роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм. Так, за допомогою цього відношення визначають гальмівні сили і момент (див. формули (5.32)-(5.36)). Відношення  $S_H/S_3$  характеризує схильність фрикційних вузлів до ривків та вібрацій під час усталеного гальмування, а також чутливість гальма до регулювання процесу гальмування через зміну натягу  $S_3$  стрічки. Крім того, якщо прийняти в першому наближенні, що інтенсивність зношування фрикційних пар є пропорційною до їхніх питомих навантажень, то чим більшою є величина  $S_H/S_3$ , тим вищою є нерівномірність зношування накладок вздовж дуги охоплення (табл. 5.8).

Порівняємо величини відношень  $S_H/S_3$ , отриманих розрахунком за методиками різних авторів (рис. 5.9). З аналізу даних табл. 5.7 і рис. 5.9 випливає, що похибка розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм за відомими методиками відносно запропонованої збільшується зі зменшенням радіуса гальмівного шківів та збільшенням коефіцієнта тертя.

Таке співвідношення точності можна пояснити, принаймні для методик, які ґрунтуються на використанні рівняння статичної рівноваги для масивних ділянок фрикційних вузлів гальма, спрощеннями та недостатньо точними припущеннями, закладеними у використовуванні рівняння статички. Так, зменшення радіуса шківів за умови постійної довжини накладки збільшує кут охоплення на-

кладкою шків і збільшує зміщення фактичної точки прикладання реак-

Таблиця 5.8

Похибки розрахунку  $S_H/S_3$  за відомими та запропонованою методикою

$R_{ш}$ , мм	$f$	Відносна похибка розрахунку $S_H/S_3$ за методиками авторів, %:			
		С.Раджабова	М.Александрова	Л.Ейлера	В.Костицина, О.Ільського, М.Іткіса
500	0,25	0,84	4,08	7,96	9,27
	0,35	1,61	3,08	11,24	13,23
	0,5	3,66	-0,95	16,16	19,50
725	0,25	0,51	2,49	5,43	6,04
	0,35	1,05	1,63	7,64	8,57
	0,5	2,55	-1,49	10,95	12,49

тивних сил  $N_b$  і  $F_b$  (кут  $\psi'$ ) від прийнятої. У тому ж напрямку діє збільшення коефіцієнта тертя.

Неточність результатів розрахунку за Л.Ейлером зумовлена щонайменше двома причинами. Зазначена методика не враховує, по-перше, наявності проміжку між фрикційними накладками і, по-друге, товщини стрічки та накладок. Врахування останнього чинника дало змогу істотно підвищити точність розрахунку за методикою С.Раджабова.

Підсумовуючи результати порівняння різних методик розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів гальма можна вважати, що дана методика має найвищу точність розрахунку (табл. 5.8). Аргументами на користь такого твердження є:

- запропонована методика ґрунтується на точнішій розрахунковій схемі;
- аналітичні результати практично збігаються з результатами модельних експериментів;

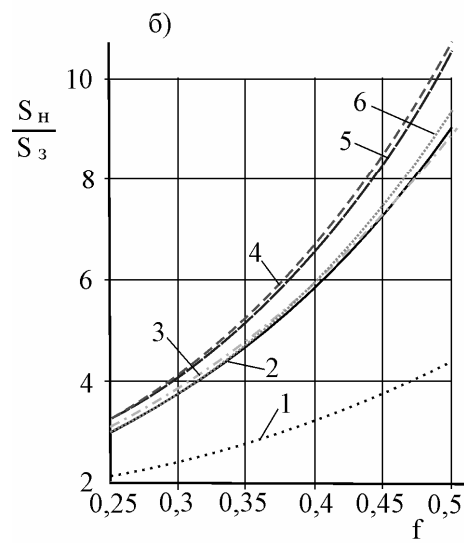
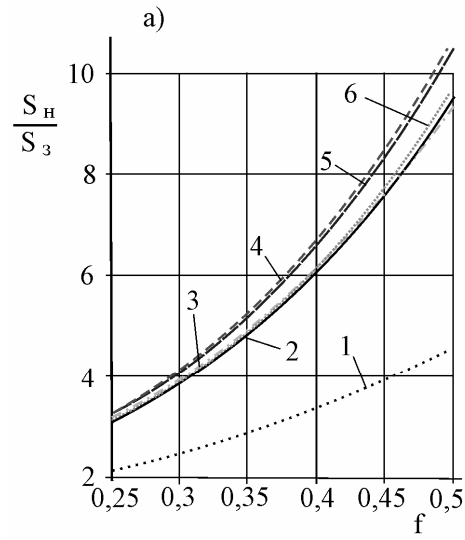


Рис. 5.9 а, б Величини відношень сил натягу на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки при  $R_u = 725,0$  мм (а) і  $R_u = 500,0$  мм (б) в залежності від коефіцієнта тертя



в парі “шків-накладка” за різними методиками

- результати розрахунків з використанням інших методик мають тенденцію наближення до результату, отриманого за допомогою запропонованої методики.

Викладений вище аналіз ґрунтується на використанні сталих значень коефіцієнта тертя. Оцінимо вплив розподілу натягу гальмівної стрічки та середнього питомого навантаження для накладок фрикційних вузлів гальма бурової лебідки ЛБУ-1100. Для цього скористаємося експериментальними даними [6]: питоме навантаження змінюється від 35 до 160 кН, коефіцієнт тертя зменшується з 0,345 до 0,250 при середньому його значенні 0,308. З графічних залежностей (рис. 5.10 *а, б*) випливає, що зазначені зміни коефіцієнта тертя зумовлюють збільшення питомого навантаження для 20-ої накладки гальма з 1,65 до 1,75 МПа (на 6,0 %), а найменших навантажень для першої накладки – з 0,400 до 0,435 МПа (на 8,8 %). Отже, зміна коефіцієнта тертя супроводжується вирівнюванням навантаження фрикційних накладок по довжині гальмівної стрічки.

### **5.5 Шляхи покращення працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм**

Різноманітність поряд з несумісністю вимог, а також складність вивчення ступеня впливу різних факторів на працездатність прямих та зворотних пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок утворюють певні труднощі при конструюванні, проектуванні та розробці їхніх фрикційних вузлів. У зв'язку з цим існуючі конструкції та матеріали, що застосовуються для фрикційних накладок, не завжди задовільняють вимоги всезростаючої питомої енергоємності сучасної бурової лебідки. Надійність стрічково-колодкового гальма є одним з основних показників не лише бурової лебідки, але й бурової установки у цілому особливо при виконанні спуско-піднімальних операцій.

У свою чергу, надійність роботи стрічково-колодкових гальм залежить від зносостійкості фрикційних накладок, а також деяких конструктивних та технологічних недоліків його фрикційних вузлів.

При цьому проблему підвищення надійності існуючих фрикційних вузлів гальм не завжди можна вирішити застосуванням нових, якісніших матеріалів. довговічність та ха-

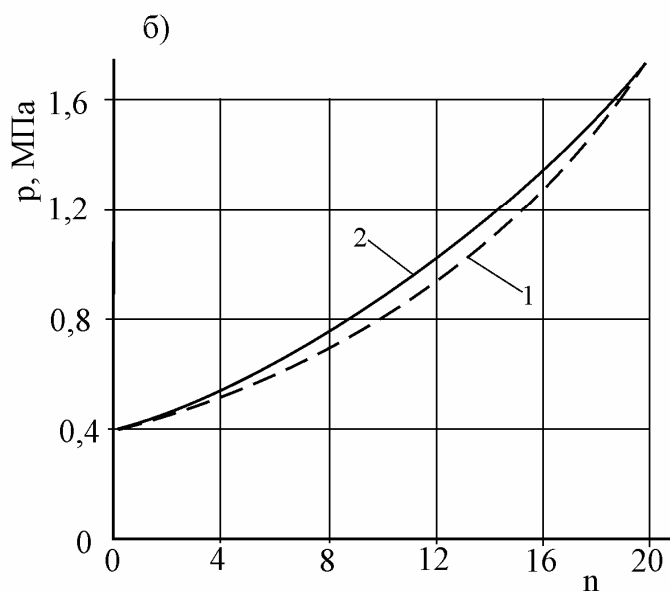
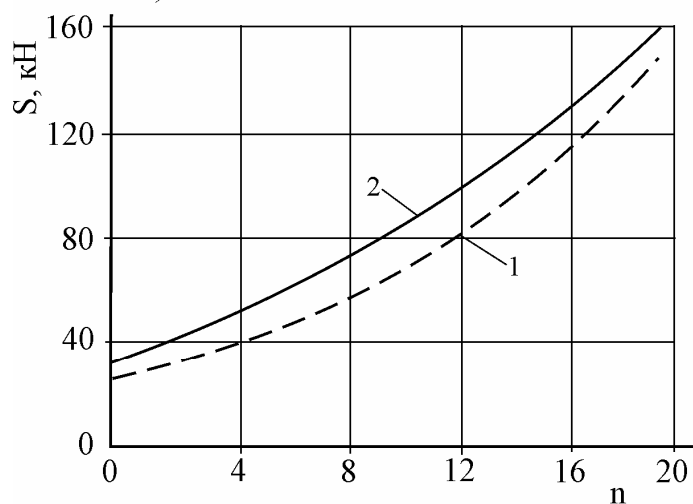


Рис. 5.10 а, б Залежності зусилля натягу стрічки (а) і середніх питомих навантажень (б) накладок

по довжині стрічки при постійному (1) та змінному (2) коефіцієнті тертя в стрічково-колодковому гальмі ЛБУ-1100

ракти роботи яких залежать від умов експлуатації конкретної конструкції гальмівного вузла. Тому для підвищення ресурсу фрикційних накладок стрічково-колодкових гальм поряд з винайденням нових більш тепло- та зносостійких матеріалів та правильним підбором пар тертя необхідно розробити низку конструктивних та технологічних заходів, які сприятимуть створенню найкращих умов роботи фрикційної накладки.

Основними факторами, що найбільше впливають на величину коефіцієнта тертя та зносостійкість фрикційних накладок, від значень яких, у першу чергу, залежить працездатність стрічково-колодкового гальма, є температура поверхонь тертя, а також інтенсивність її розподілу по товщині тіл, що складають пари тертя. Як було відмічено вище, високі температури у значній мірі змінюють фізико-механічні властивості матеріалу накладок особливо у приповерхневих шарах та сприяють утворенню проміжних шарів з властивостями та структурою, що негативно відрізняються від початкових. Все це різко погіршує умови і характер взаємодії елементів пари тертя. Крім того, з підвищенням температури опір стиранню робочих поверхонь накладок знижується, внаслідок чого найсильніше зношується поверхня накладки, що працює у парі з найбільш нагрітим металевим елементом фрикційного вузла.

Аналіз експериментальних даних показав, що внутрішня поверхня накладки, що працює у парі з гальмівним шківом, зношується значно більше, ніж її зовнішня поверхня, що працює у парі з гальмівною стрічкою. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування гальмівний шків нагрівається значно сильніше, ніж гальмівна стрічка, яка через малу товщину та задовільні умови тепловіддачі від зовнішньої поверхні краще відводить теплоту із зони тертя.

Результати проведених теоретичних та експериментальних досліджень показали, що для забезпечення високої

працездатності нетрадиційного стрічково-колодкового гальма зовнішні та внутрішні робочі поверхні його фрикційних накладок повинні мати різні коефіцієнти тертя. При цьому поверхню фрикційної накладки, що працює у парі з гальмівною стрічкою, необхідно виготовляти меншої площі, ніж поверхню, що контактує з гальмівним шківом. Це сприятиме одержанню різних коефіцієнтів тертя у зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів. Другим конструктивним варіантом може бути застосування різних матеріалів для внутрішньої та зовнішньої поверхонь двоповерхової фрикційної накладки.

Крім того, матеріал фрикційних накладок повинен бути підібраним так, щоб у процесі роботи гальма поверхнева температура на їхніх робочих поверхнях не підвищувалась стрибкоподібно, а її максимальне значення не перевищувало значення допустимої. Товщину шару матеріалу накладки, що працює у парі з гальмівним шківом та значно інтенсивніше зношується, виконують більшою, ніж товщину шару з боку гальмівної стрічки. Ресурс таких фрикційних накладок істотно підвищується у зв'язку з рівномірністю зношування їхніх робочих поверхонь по дузі охоплення. При цьому величина зношування зовнішньої робочої поверхні накладки складає 8,0 мм, а внутрішньої – 22,0 мм при загальній товщині накладки 42,0 мм.

Відомі фрикційні матеріали здатні сприймати високі питомі навантаження, у зв'язку з чим їх використовували для виготовлення фрикційних елементів у вигляді окремих секторів з кутами охоплення від  $9,8^\circ$  до  $75^\circ$ . Доцільність застосування таких фрикційних елементів підтверджується основними положеннями сучасної молекулярно-механічної теорії тертя, згідно з якою збільшення фактичної площі дотику при незмінному нормальному навантаженні призводить до збільшення коефіцієнта тертя, а, отже, й гальмівного моменту.

При виборі конструктивного варіанта нових фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм необхідно відштовхуватись не лише від заданих умов та режимів їхньої експлуатації, але й від правильного komponування фрикційних накладок по периметру гальмівного шківа та на дугах охоплення набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки. Такий конструктивний прийом дозволить вирівняти питомі навантаження в області їхніх максимальних та мінімальних

значень, відповідно, діючих на фрикційні накладки, які раціонально розташовані на гальмівному шківі та на збігаючій гілці гальмівної стрічки серійного гальма.

У стрічково-колодкових гальмах з рухомими фрикційними накладками коефіцієнт взаємного перекриття є меншим одиниці. Це зумовлює покращення умов вимушеного конвективного охолодження поверхонь тертя, що є особливо актуальним для внутрішніх фрикційних вузлів гальма.

Фрикційні матеріали на основі азбесту мають високі теплоізолюючі властивості.

Теплопровідність металокераміки є значно вищою, проте несумірною у порівнянні з теплопровідністю металів. У зв'язку з цим для деяких типів гальм, конструкція та умови експлуатації яких виключають можливість інтенсивного охолодження масивного металевого елемента тертя, фрикційні накладки виготовляють з високим коефіцієнтом теплопровідності, наприклад, з алюмінієвого сплаву. Це дозволяє значно підвищити теплопоглинаючу здатність накладки та інтенсифікувати тепловідведення від її неперекритих поверхонь в навколишнє середовище, що, у свою чергу, відчутно теплорозвантажує гальмівний шків, істотно знижує температурний режим пари тертя та підвищує довговічність фрикційного вузла.

Найефективнішим конструктивним заходом, що сприяє підвищенню працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, є обмеження поверхневих температур за допомогою пристроїв та систем примусового охолодження. Запропонована система термоелектричного охолодження та спосіб її реалізації для серійного стрічково-колодкового гальма, у якому шків з напівпровідниковими термоелементами з різною провідністю виконує роль ротора генератора, а гальмівна стрічка з накладками – його статора.

Дослідження показали, що найбільший ефект від застосування рухомих фрикційних накладок досягається у тому випадку, якщо вони мають деяку степінь вільності по відношенню до гальмівної стрічки та шківів. Це досягається використанням різних схем монтажу рухомих фрикційних накладок на шківі з різними ваговими та геометричними характеристиками. Усе це сприяє автоматичному раціональному перерозподілу питомих навантажень між гілками стрічки.

Працездатність зовнішніх фрикційних вузлів нетрадиційного стрічково-колодкового гальма залежить від конструкції гальмівної стрічки та її жорсткості. Чим меншою є жорсткість стрічки, тим легше та швидше відбувається припрацювання зовнішніх робочих поверхонь фрикційних накладок.

Працездатність стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками у значній мірі залежить від точності виготовлення та монтажу його деталей. Результати експериментальних досліджень, проведених на модельному гальмі, показали, що довговічність накладок залежить від якості їхнього монтажу у бандаж та точності центрування останнього відносно робочої поверхні гальмівного шківів. При цьому встановлено, що відхилення від циліндричності внутрішніх робочих поверхонь накладок та робочої поверхні шківів не повинно перевищувати 0,2 мм.

Дотримання розглянутих конструктивних та технологічних заходів у сукупності з правильним підбором якісних матеріалів для двоповерхових фрикційних накладок дозволить забезпечити гарантований рівень працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та довговічність їхніх накладок.

Науково-обґрунтований підхід при проведенні аналітичних досліджень з вибору величин експлуатаційних параметрів для зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками дозволив встановити наступні переваги даного типу гальма у порівнянні з серійним:

- більш плавна робота запропонованої конструкції фрикційного вузла, при цьому повністю виключається різке захоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок, внаслідок чого відсутні поштовхи та вібрації у парах тертя „шків-накладки”;
- рівномірний розподіл питомих навантажень, що сприяє збільшенню сумарного гальмівного моменту;
- можливість керування повними циклами гальмування за рахунок цілеспрямованої зміни статичного та динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття як зовнішніх, так і внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів;
- зниження питомих навантажень внаслідок збільшення фактичної площі контакту у внутрішніх

фрикційних вузлах з одночасним виникненням в них сили тертя спокою;

- незначне термічне напруження у тілі гальмівного шківа внаслідок відсутності різко вираженої циклічності процесів нагрівання у внутрішніх фрикційних вузлах;

- наявність зовнішніх пар тертя „гальмівна стрічка-фрикційні накладки” сприяє зниженню динамічного та теплового навантаження внутрішніх вузлів гальма;

- інтенсифікуються процеси вимушеного охолодження зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів за рахунок підвищення аеродинамічної активності повітряних потоків, що їх омивають, зумовленого обертанням шківа та переміщенням на ньому двоповерхових фрикційних накладок;

- наявність постійного контакту поверхонь тертя у внутрішніх фрикційних вузлах та змінного у зовнішніх полегшує можливість тепловідведення від робочої поверхні гальмівного шківа через тіло фрикційних накладок шляхом встановлення в них охолоджувальних пристроїв;

- збільшення загального ресурсу накладок внаслідок почергової взаємодії їхніх зовнішніх та внутрішніх робочих поверхонь, а також більш рівномірного їхнього зношування на дузі охоплення внаслідок неперервної зміни положення навантажених поверхонь накладок відносно набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки.

Таблиця 5.1  
 Залежності для визначення поточних значень кутової швидкості при різних закономірностях їхньої зміни та повної роботи сил тертя за час гальмування у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

Форма тахограми	Кутова швидкість	Повна робота сил тертя
Лінійна	$\omega_1 = \omega_0 \left( 1 - \frac{t_n}{t_k} \right);$ (5.8)	$A_T = \frac{S_{зк}}{3} (e^{f_2 c n} - 1) (3c^2 - 2c^3) \omega_0 R t_k;$ (5.11)
Параболічна	$\omega_2 = \omega_0 \left( 1 - \frac{t_n}{t_k^3} \right);$ (5.9)	$A_T = \frac{S_{зк}}{14} S_{зк} (e^{f_2 c n} - 1) c^4 (7 - 4c^3) R \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m};$ (5.12)
Косинусоїдальна	$\omega_3 = \omega_0 \cos^2 \frac{\pi t_n}{2 t_k};$ (5.10)	$A_T = \frac{S_{зк}}{4} (e^{f_2 c n} - 1) R \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m \pi} \left( \pi c - \frac{1}{2} \sin 2\pi c \right).$ (5.13)



Таблиця 5.2

Різні типи гальмівних шківів з конструктивними особливостями та їхні площі поверхонь теплообміну

Гальмівні шківів	Площі поверхонь, які беруть участь у різних видах теплообміну в оточуюче середовище та фланець барабана лебідки, м <sup>2</sup>				Маса шківів, кг	Співвідношення: <u>маса ребер</u> / <u>маса шківів</u>
	полірована поверхня шківів	матова поверхня шківів	поверхня шківів, яка контактує з поверхнею фланця барабана	поверхня ребер		
Тип I	1,128	1,440	0,290	1,354	602	0,321
Тип II	1,071	1,776	0,372	–	461	–
Тип III	1,131	1,697	0,312	0,924	581	0,227
Тип IV	1,024	1,492	0,466	0,531	502	1,151
Тип V	1,134	1,913	0,202	–	450	–
Тип VI	1,083	1,971	0,364	–	489	–
Тип VII	1,139	1,658	0,356	–	429	–
Тип VIII	1,139	1,878	0,356	–	470	–

Таблиця 5.3  
 Вагові та термодинамічні параметри рідкого металу, які  
 можуть використовуватись  
 для нагрівання ободу гальмівного шківа

Склад рідкого металу	Вміст компонентів у сплаві, %	Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Маса компонентів у сплаві $m$ , кг	Температури		Питома теплотність $c$ , $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})}$	Питома теплота плавлення $\lambda$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Кількість тепобхідна нагрівання дратури,	
				плавлення $t_{\text{п}}$ , °C	кипіння $t_{\text{к}}$ , °C			При $t_0=20^\circ\text{C}$	плавлення $Q_{\text{п}}$ , кДж
Sn	30,0	7290	37,95	231,8	2275,0	222,1	51,04	1936,85	
Zn	20,0	7130	25,29	419,4	905,7	383,6	127,10	3213,98	
Ga	50,0	6095	63,25	29,8	2250,0	381,1	52,12	3296,40	

Таблиця 5.4

Теплові характеристики при нагріванні рідкого металу та обода шківа у залежності від часу процесу

№ п/п	Час $\tau$ , с	Теплота		Об'ємна температура $t$ , °С
		Теплота, необхідна для нагрівання рідкого металу $Q_H$ , кДж	Теплота, яку віддають електронагрівачі рідкому металу $Q_{EH}$ , кДж	
1	249	3378,80	5976,76	100
2	389	7602,32	9327,21	200
3	608	11825,80	14614,51	300
4	749	16049,30	17964,96	400
5	1022	20272,81	24529,39	500
6	1162	24496,31	27879,84	600
7	1276	28719,81	30624,42	700
8	1467	32943,31	35208,07	800
9	1597	37166,81	38328,29	900
10	1795	41390,31	43080,04	1000

Таблиця 5.5  
 Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання  
 гальмівного шківа бурової лебідки та охолодження його по-  
 верхонь різними видами теплообміну за однаковий час

$t_H,$ °C	$t_0,$ °C	$Q_1^*,$ МДж	$\tau_H = \tau_0,$ с	$Q_1'^{**},$ МДж	$Q_2^{***},$ МДж	$Q_3^{****},$ МДж	$Q_4^{*****},$ МДж	$\Sigma Q,$ МДж	$Q - \Sigma Q,$ МДж
100	20,0	18,160	249,0	0,951	1,269	1,320	3,22	6,760	11,40
500		108,96	1022,0	13,097	151,879	32,480	79,24	276,696	651,0
1000		222,46	1795,0	133,420	1997,767	37,500	284,170	2452,857	5720,0

Примітка:  $Q_1^*$ ,  $Q_1'^{**}$ ,  $Q_2^{***}$ ,  $Q_3^{****}$ ,  $Q_4^{*****}$  –  
 кількість теплоти, що: витрачається на нагрівання  
 гальмівного шківа; відводиться від поверхонь гальмівного  
 шківа кондуктивним, радіаційним, природним та вимуше-  
 ним конвективним теплообміном

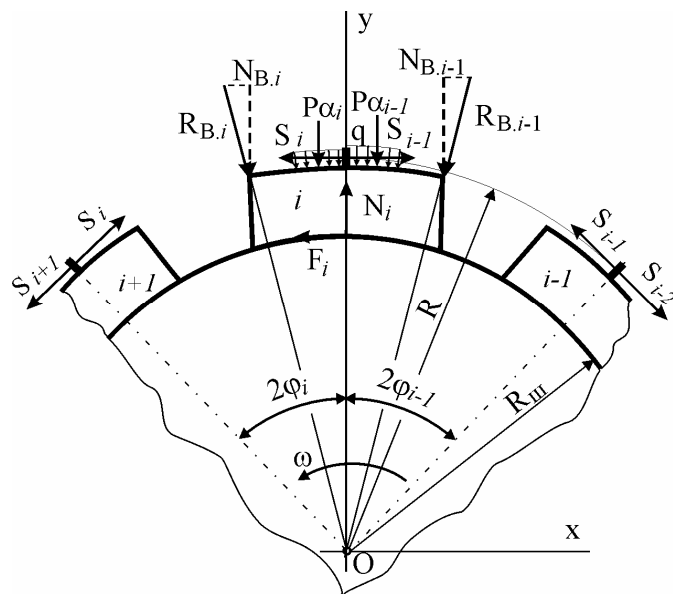


Рис. 5.12 Схема дії сил на  $i$ -ту фрикційну накладку

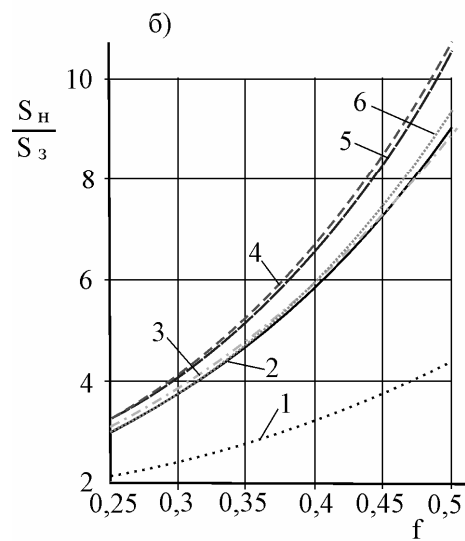
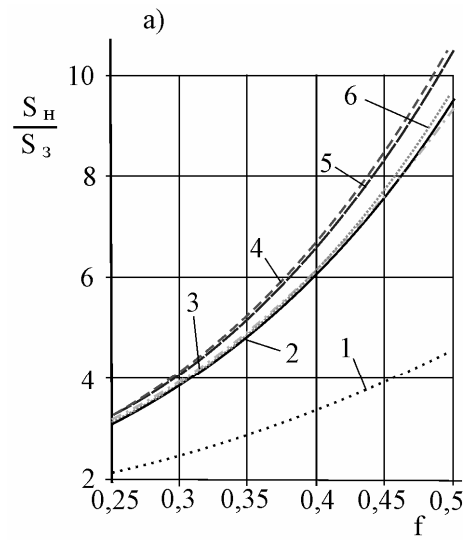


Рис. 5.13 а, б Величини відношень сил натягу на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки при  $R_{ш}=725,0$  мм (а) і  $R_{ш}=500,0$  мм (б) в залежності від коефіцієнта тертя в парі "шків-накладка" за даними: 1 – [41]; 2 – [116]; 3 – [100]; 4 – [43, 49]; 5 – [2]; 6 – [86]

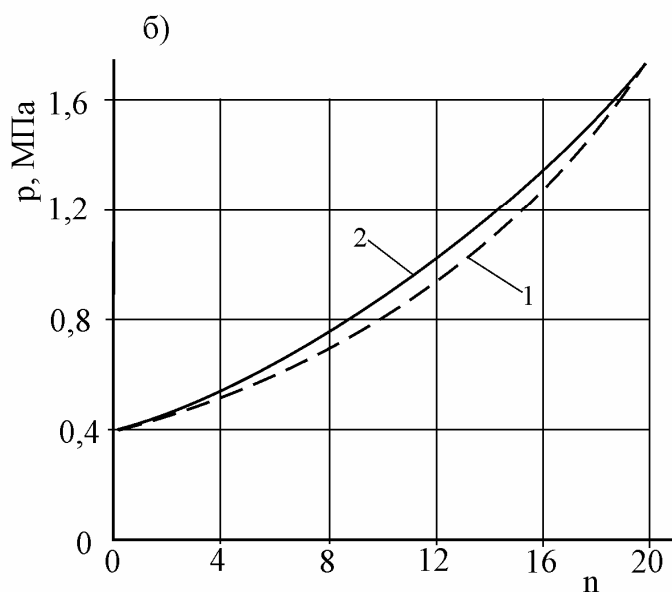
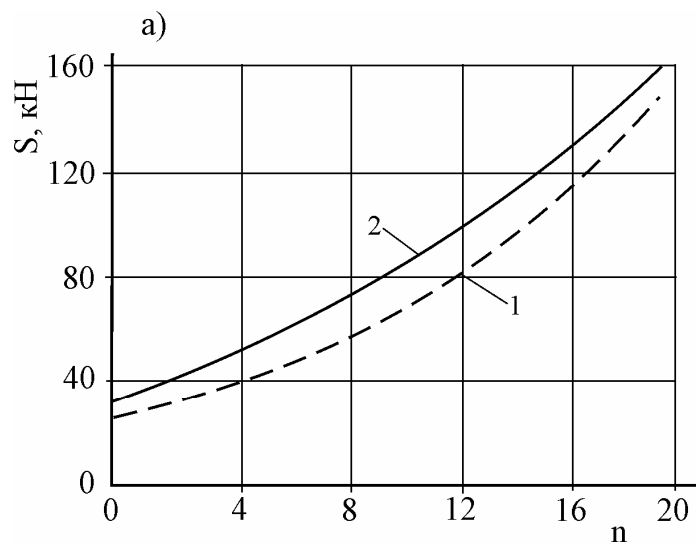


Рис. 5.14 а, б. Залежності зусилля натягу стрічки (а) і середніх питомих навантажень (б) накладок по довжині стрічки при постійному (1) та змінному (2) коефіцієнті тертя в стрічково-колотковому гальмі ЛБУ-1200

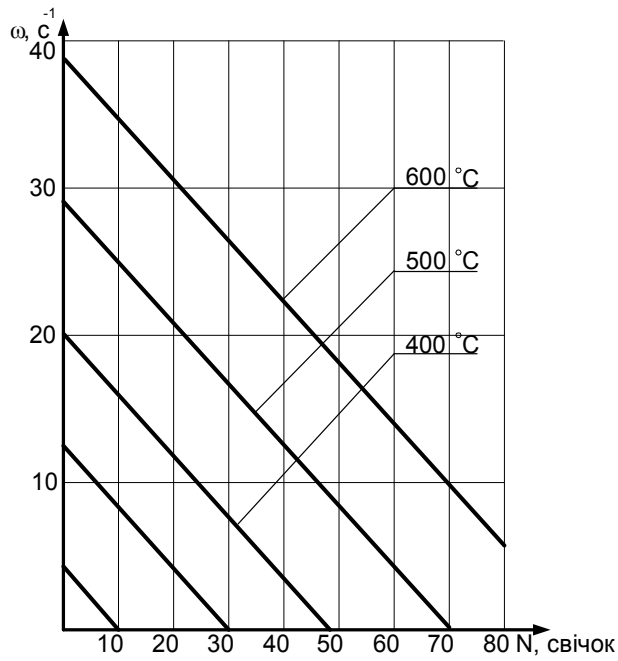


Рис.5.1 Залежність кутової швидкості барабана бурової лебідки У від числа свічок, що спускає свердловину

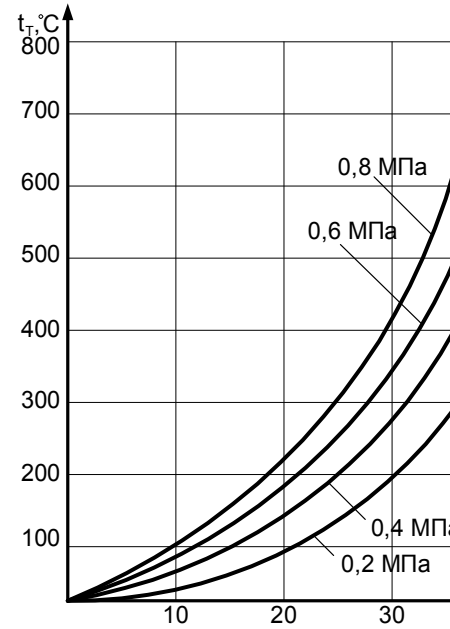


Рис.5.2 Залежність температури поверхонь внутрішніх пар тертя нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 від кутової швидкості барабана (при коефіцієнтах тертя  $f=0,3-0,4$ )



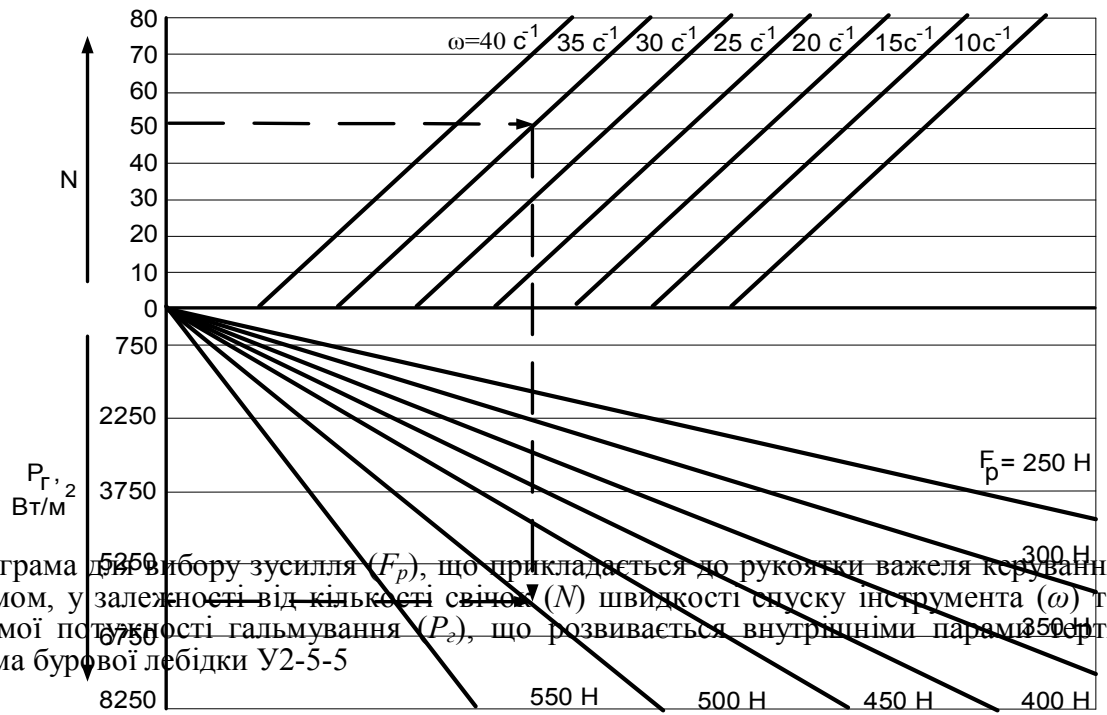


Рис.5.3 Номограма для вибору зусилля ( $F_p$ ), що прикладається до рукоятки важеля керування гальмом, у залежності від кількості свічок ( $N$ ) швидкості спуску інструмента ( $\omega$ ) та питомої потужності гальмування ( $P_{Г,2}$ ), що розвивається внутрішніми параметрами гальма бурової лебідки У2-5-5

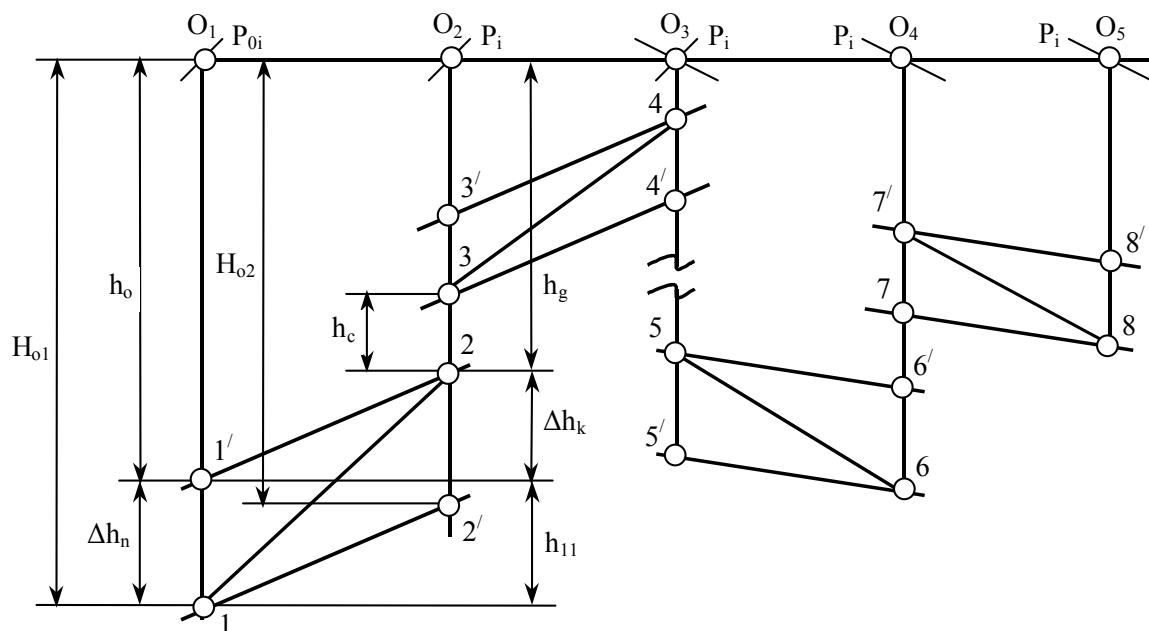


Рис. 5.3 Процессы течения сжатого воздуха в многоструйных эжекторах, установленных в парах трения барабанно-колодочных тормозов, в тепловой диаграмме

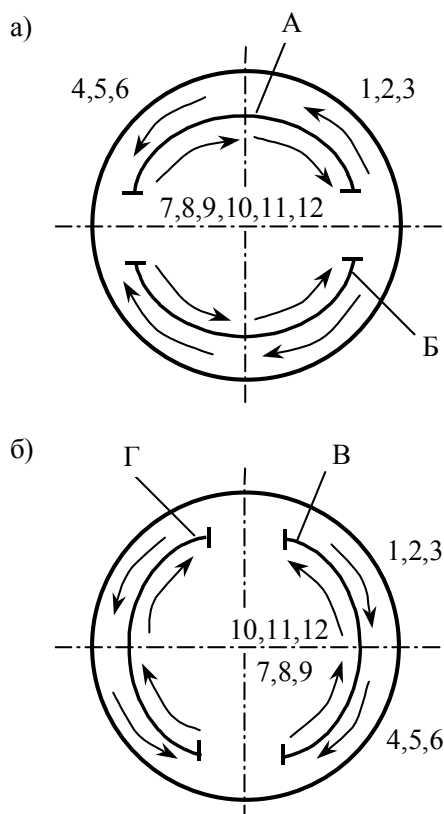


Рис. 5.4 а, б Схемы движения воздуха в многоструйных эжекторах переменного сечения, смонтированных в тормозных колодках при различном их расположении в тормозном механизме

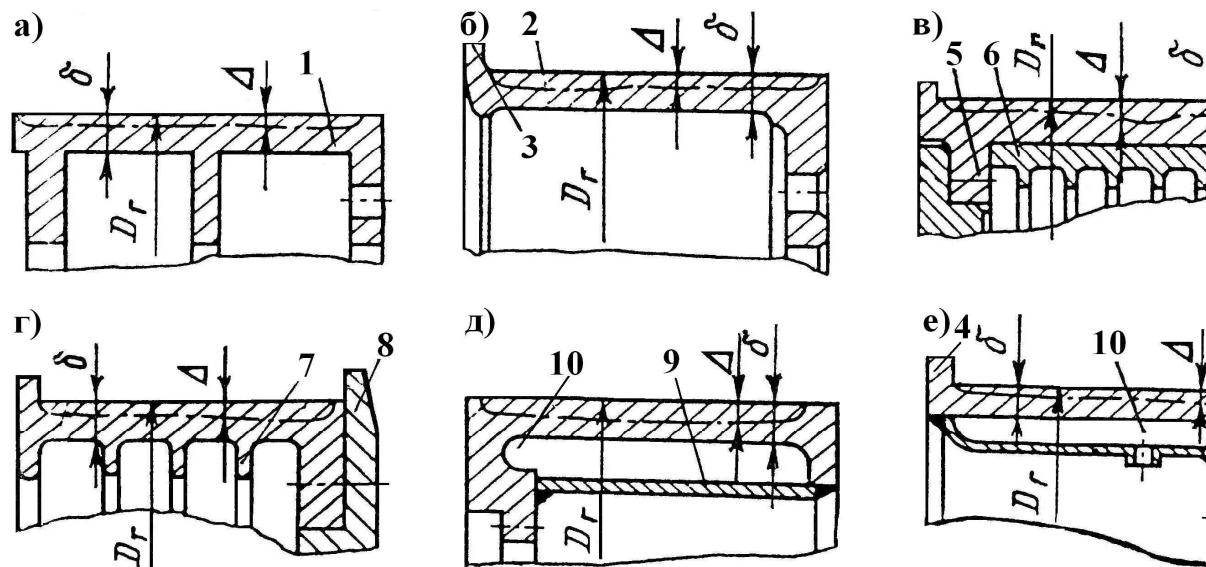


Рис.5.5 а,б,в,г,д,е Гальмівні шкиви бурових лебідок та їхні конструктивні особливості: а, б – гальмівні шкиви без та з ребордою; в – біметалевий гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості; г – гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості (у зборі з фланцем барабана); д, е – гальмівні шкиви без та з ребрами та камерами для водяного охолодження;  $D_r$  – діаметр робочої поверхні шківа;  $\delta$  – товщина ободу шківа;  $\Delta$  – величина зношування робочої поверхні шківа; 1, 2 – гальмівний шків та його робоча поверхня; 3, 4 – реборди; 5 – виступ шківа; 6 – алюмінієвий ребристий циліндр; 7 – ребра жорсткості шківа; 8 – фланець барабана лебідки; 9, 10 – кожух та камери для водяного охолодження

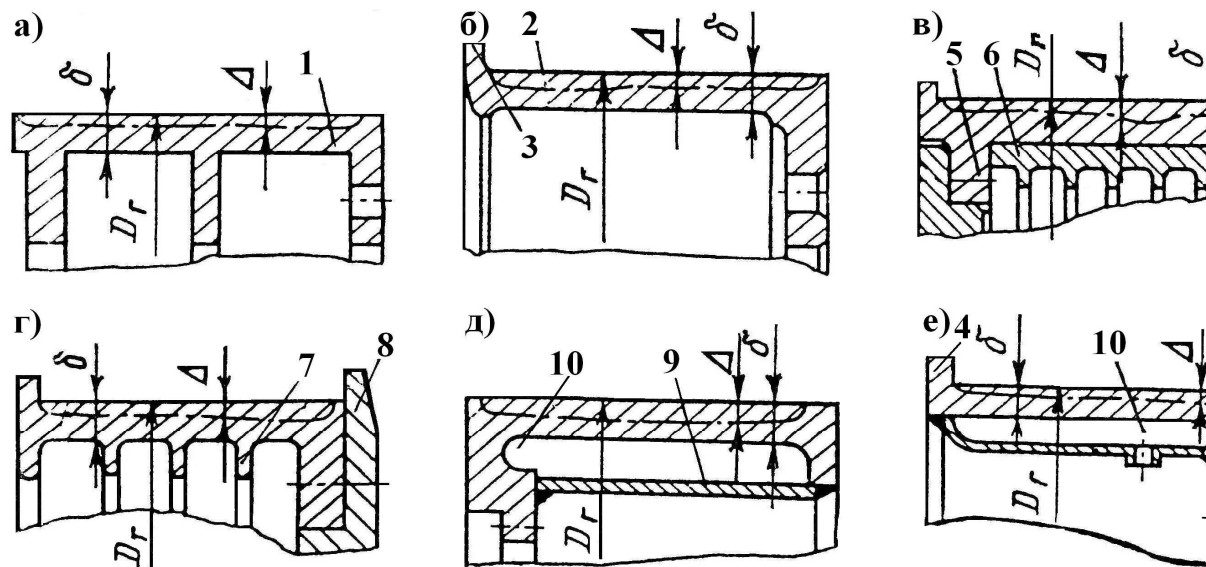


Рис.5.5 а,б,в,г,д,е Гальмівні шківни бурових лебідок та їхні конструктивні особливості: а, б – гальмівні шківни без та з ребордою; в – біметалевий гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості; г – гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості (у зборі з фланцем барабана); д, е – гальмівні шківни без та з ребордами та камерами для водяного охолодження;  $D_r$  – діаметр робочої поверхні шківни;  $\delta$  – товщина ободу шківни;  $\Delta$  – величина зношування робочої поверхні шківни; 1, 2 – гальмівний шків та його робоча поверхня; 3, 4 – реборди; 5 – виступ шківни; 6 – алюмінієвий ребристий циліндр; 7 – ребра жорсткості шківни; 8 – фланець барабана лебідки; 9, 10 – кожух та камери для водяного охолодження

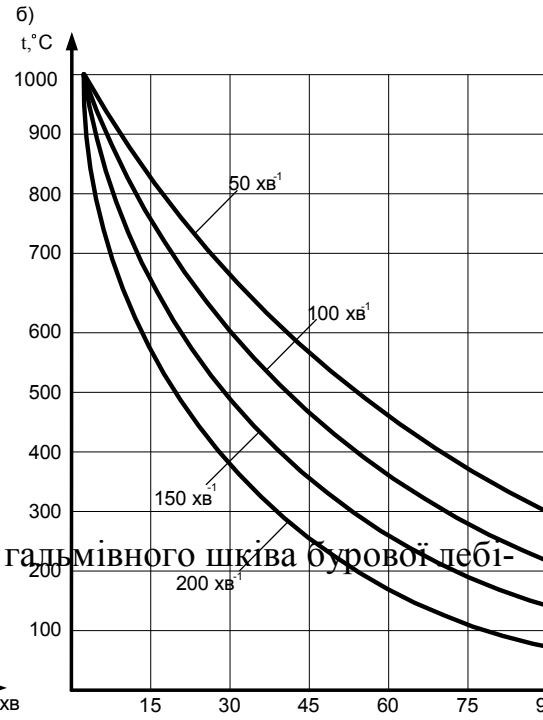
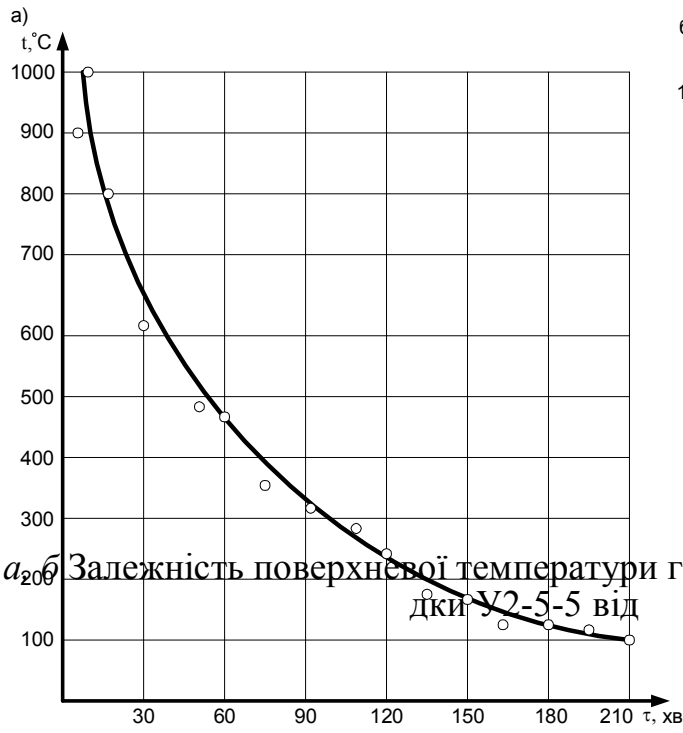


Рис. 5.6 а) б) Залежність поверхневої температури гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 від

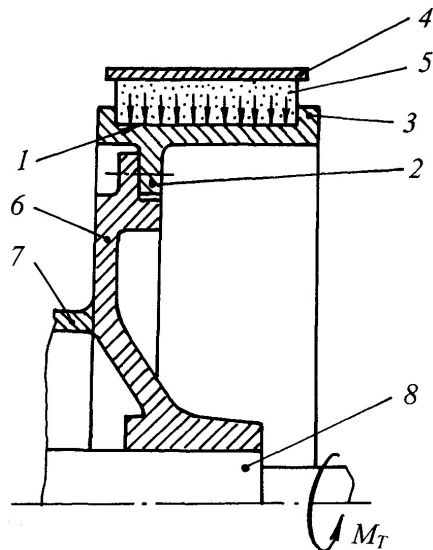


Рис. 5.7 Схема перерізу фрикційної пари стрічково-колоткового гальма бурової лебідки У2-5-5: 1, 2 – робоча поверхня гальмівного шківця та його виступ; 3 – реборди шківця; 4 – гальмівна стрічка; 5 – фрикційна накладка; 6 – фланець барабана лебідки; 7 – барабан лебідки; 8 – підйомний вал

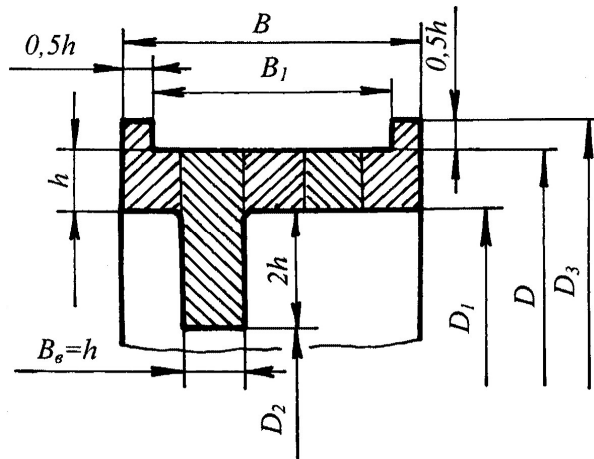


Рис. 5.8 Геометричні параметри гальмівного шківця з виступом при умові, що  $B = 5h$

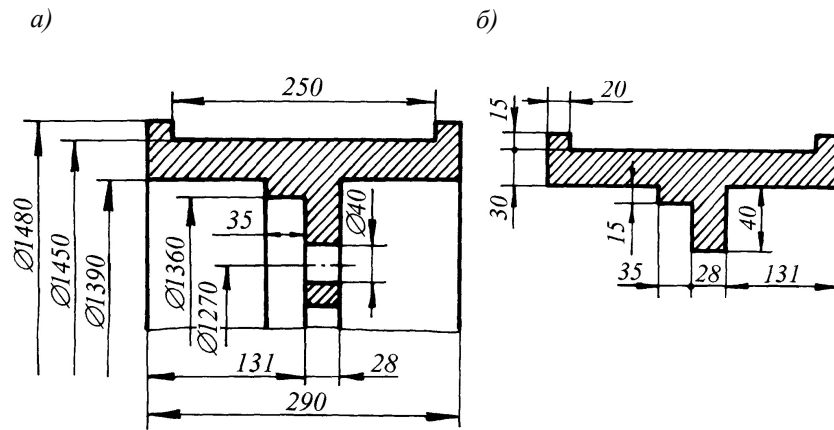


Рис.5.9 а, б Робоче креслення обода гальмівного шківa бурової лебідки У2-5-5 (а) та геометричні параметри елементів його перерізу (б)

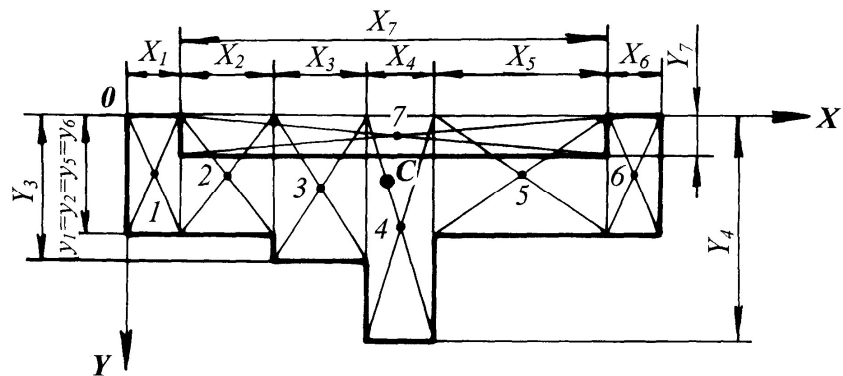


Рис.5.10 Розрахункова схема перерізу обода шківa для визначення центра ваги



### Додаток А

Коефіцієнти  $a_i$  регресійного рівняння вигляду  $y = a_0 + a_1X_1 + a_2X_2 + a_3X_3 + a_4X_4 + a_5X_1^2 + a_6X_2^2 + a_7X_3^2 + a_8X_4^2 + a_9X_1X_2 + a_{10}X_1X_3 + a_{11}X_1X_4 + a_{12}X_2X_3 + a_{13}X_2X_4 + a_{14}X_3X_4$  – математичних моделей фрикційної накладки

Таблиця А.1

$y$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$
$W_{\Sigma}$ , мм	40,202	16,257	2,243	-2,263	0	-1,279	0	0,669	0
$K_{p.c.}$	0,831	0,232	0,017	-0,015	0	-0,066	0	0,00577	0
$M_A$ , Н·м	84,881	65,100	14,999	36,176	-15,011	12,788	-1,500	1,710	0
$M_B$ , Н·м	117,657	86,009	14,298	47,055	-18,966	15,605	-2,200	1,500	0
$M_C$ , Н·м	19,504	11,159	5,195	5,264	-1,322	0,867	-0,099	0,112	0
$\sigma_{\text{ср.А}}$ , МПа	176,88	67,813	-44,851	72,812	-17,358	9,406	8,248	-5,237	0
$\sigma_{\text{ср.В}}$ , МПа	205,39	86,016	-50,745	82,221	-21,903	11,375	8,790	-6,625	0
$V_A$	0,529	0,222	-0,028	-0,010	-0,034	-0,032	0,024	0,00847	0,039
$V_B$	0,604	0,230	-0,028	-0,013	-0,034	-0,044	0,024	0,00865	0,028
$y$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$	$a_{14}$	$S_R$	$S_{R0}^2 / (4 \cdot S_R^2)$	$F_{\text{сп}}$
$W_{\Sigma}$ , мм	1,615	-1,436	0	0,448	0	0	2,211	29,74	1,9
$K_{p.c.}$	0,012	-0,010	0	0,0065	0	0	0,031	33,12	1,9
$M_A$ , Н·м	8,014	19,991	-9,902	0	6,545	0	17,17	13,52	2,0
$M_B$ , Н·м	11,264	25,499	-12,085	0	5,125	0	21,71	13,58	2,0
$M_C$ , Н·м	3,416	2,798	-0,873	0	2,524	0	6,56	2,372	2,0
$\sigma_{\text{ср.А}}$ , МПа	-14,602	21,812	-13,122	-11,586	11,934	-13,125	15,82	22,42	2,0
$\sigma_{\text{ср.В}}$ , МПа	-17,507	26,616	-16,128	-13,024	13,103	-15,171	17,49	26,25	2,0
$V_A$	0	$-5,66 \cdot 10^{-3}$	-0,00721	0	0,022	-0,012	0,0525	9,90	2,0
$V_B$	0	$-5,27 \cdot 10^{-3}$	-0,00456	0	-0,0075	0,022	0,0423	16,83	2,0

### Додаток Б

Гальмівні моменти у модельному ( $n = 13$ ) (I) та серійному ( $n = 38$ ) (II) стрічково-колодкових гальмах з рухомими накладками при взаємодії зовнішньої та внутрішньої пари тертя на першій ( $a, \vartheta$ ) і другій ( $b, \zeta$ ) стадіях гальмування

#### I

a)

$\alpha_3 = 15^\circ 4'$							
$S_3, \text{кН}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$f_2$	$M, \text{кНм}$						
0,15	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09
0,20	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,13
0,25	0,07	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,17
0,30	0,09	0,11	0,13	0,15	0,18	0,19	0,22
0,35	0,11	0,14	0,16	0,19	0,22	0,25	0,27

b)

$\alpha_B = 16^\circ 6'$							
$S_3, \text{кН}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$f_1$	$M, \text{кНм}$						
0,20	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,13	0,14
0,25	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19
0,30	0,09	0,12	0,14	0,17	0,19	0,21	0,24
0,35	0,11	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,29
0,40	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29	0,32	0,36

Продовження додатку Б

#### II

в)

$\alpha_3 = 9^\circ 16'$							
$S_3$ , кН	5,0	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0
$f_2$	M, кНм						
0,15	5,49	7,69	9,88	12,08	14,28	16,47	18,67
0,20	8,80	12,28	15,79	19,30	22,81	26,32	29,83
0,25	13,23	18,53	23,82	29,11	34,41	39,70	45,00
0,30	19,30	27,02	34,74	42,46	50,18	57,90	65,62
0,35	27,55	38,57	49,59	60,61	71,64	82,66	93,68

з)

$\alpha_B = 9^\circ 48'$							
$S_3$ , кН	5,0	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0
$f_1$	M, кНм						
0,20	9,68	13,55	17,42	21,25	25,16	29,03	32,90
0,25	14,78	20,70	26,61	32,52	38,43	44,35	50,26
0,30	21,85	30,59	39,33	48,07	56,81	65,55	74,29
0,35	31,63	44,29	56,94	69,59	82,25	94,90	105,6
0,40	45,17	63,24	81,31	99,38	117,5	135,5	153,6

## Додаток В

Натяги набігаючої гілки стрічки у стрічково-колодкових гальмах з рухомими накладками

В.1 Натяги набігаючої гілки стрічки у модельному (I) та серійному (II) стрічково-колодкових гальмах з рухомими накладками при взаємодії зовнішньої та внутрішньої пари тертя на першій (а, в) і другій (б, з) стадіях гальмування

a)

$\alpha_3 = 15^\circ 4'$							
$S_3, \text{H}$	400	500	600	700	800	900	1000
$f_2$	$S_H, \text{H}$						
0,15	410	512	615	717	820	922	1025
0,20	413	516	620	723	826	929	1033
0,25	417	521	625	728	833	937	1041
0,30	420	525	630	735	840	945	1050
0,35	423	529	635	741	846	952	1058

b)

$\alpha_B = 16^\circ 6'$							
$S_3, \text{H}$	400	500	600	700	800	900	1000
$f_1$	$S_H, \text{H}$						
0,20	414	517	621	724	828	931	1035
0,25	417	521	626	731	835	939	1044
0,30	421	526	631	736	842	947	1053
0,35	424	531	637	743	849	956	1062
0,40	428	535	643	750	857	964	1071

Продовження додатку В

в)

$\alpha_3 = 9^\circ 16'$							
$S_3, \text{кН}$	5	7	9	11	13	15	17
$f_2$	$S_H, \text{кН}$						
0,15	5,12	7,17	9,22	11,27	13,32	15,37	17,42
0,20	5,17	7,23	9,30	11,36	13,43	15,49	17,56
0,25	5,21	7,29	9,37	11,45	13,54	15,62	17,70
0,30	5,25	7,35	9,45	11,55	13,65	15,75	17,85
0,35	5,29	7,41	9,53	11,64	13,76	15,88	17,99

з)

$\alpha_3 = 9^\circ 48'$							
$S_3, \text{кН}$	5	7	9	11	13	15	17
$f_1$	$S_H, \text{кН}$						
0,20	5,17	7,24	9,31	11,38	13,45	15,52	17,59
0,25	5,22	7,31	9,39	11,48	13,57	15,66	17,74
0,30	5,26	7,37	9,48	11,58	13,69	15,79	17,90
0,35	5,31	7,43	9,56	11,68	13,80	15,93	18,05
0,40	5,36	7,49	9,64	11,78	13,92	16,06	18,21

Продовження додатку В

В.2 Натяги набігаючої гілки стрічки у модельному ( $n=13$ ) (І) та серійному ( $n = 38$ ) (ІІ) стрічково-колодкових гальмах з рухомими накладками при взаємодії зовнішньої та внутрішньої пари тертя на першій (а, в) і другій (б, з) стадіях гальмування

## I

а)

$\alpha_3 = 15^\circ 4'$							
$S_3, \text{H}$	400	500	600	700	800	900	1000
$f_2$	$S_H, \text{H}$						
0,15	610	762	914	1067	1219	1371	1524
0,20	677	847	1016	1185	1354	1524	1693
0,25	752	941	1129	1317	1505	1693	1881
0,30	836	1045	1254	1463	1672	1881	2090
0,35	929	1161	1394	1626	1858	2090	2323

б)

$\alpha_B = 16^\circ 6'$							
$S_3, \text{H}$	400	500	600	700	800	900	1000
$f_1$	$S_H, \text{H}$						
0,20	625	781	937	1093	1249	1405	1562
0,25	698	873	1047	1222	1397	1571	1746
0,30	781	975	1171	1366	1561	1756	1952
0,35	873	1091	1309	1527	1745	1964	2181
0,40	976	1220	1463	1707	1951	2195	2439

Продовження додатку В

## II

в)

$\alpha_3 = 9^\circ 16'$							
$S_3, \text{кН}$	5	7	9	11	13	15	17
$f_2$	$S_H, \text{кН}$						
0,15	12,59	17,63	22,66	27,00	32,30	37,70	42,10

0,20	17,13	23,98	30,30	37,80	44,30	51,90	58,40
0,25	23,30	32,63	41,50	51,70	60,90	69,10	79,40
0,30	31,71	44,39	57,80	69,60	82,40	95,30	107,0
0,35	43,15	60,41	77,60	94,20	112,0	129,0	146,0

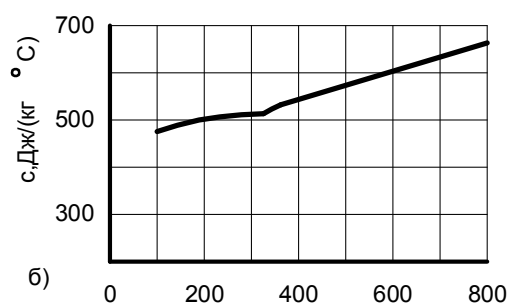
2)

$\alpha_3 = 9^{\circ}48'$							
$S_3$ , кН	5	7	9	11	13	15	17
$f_l$	$S_H$ , кН						
0,20	18,40	25,76	33,12	40,47	47,83	55,19	62,55
0,25	25,48	35,68	45,87	56,06	66,25	76,45	86,64
0,30	35,30	49,42	63,54	77,66	91,78	105,9	120,0
0,35	48,90	68,46	88,02	107,6	127,1	146,7	166,3
0,40	67,74	94,84	121,9	149,0	176,1	203,2	230,3

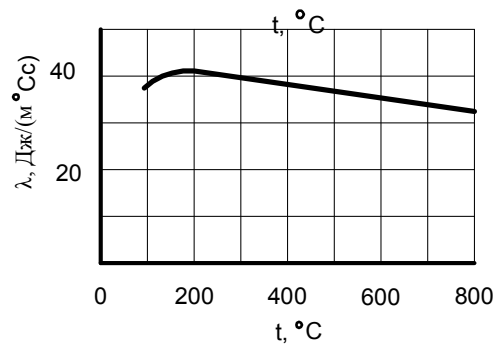
### Додаток Г

Зміна теплофізичних властивостей сталі 35ХНЛ в залежності від температури

а)



б)



в)

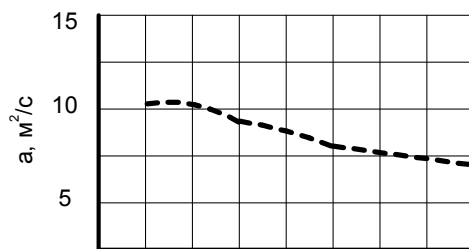


Рис. Г.1 а, б, в – коефіцієнтів теплопровідності ( $\lambda$ ) та температуропровідності ( $a$ ) [37]

#### Додаток Д

Кількість теплоти, яка необхідна для нагрівання ободу гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5

Д.1 Приклад №1. Визначити кількість теплоти, яку необхідно затратити для нагрівання ободу гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 до заданого теплового стану.

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_1 = m \cdot c \cdot (t_n - t_o)$$

(Д.1)

де  $m$  – маса ободу гальмівного шківа, кг;  $c$  – теплоємність матеріалу ободу гальмівного шківа, кДж/(кг·°C);  $t_n$ ,  $t_o$  – температури: робочої поверхні ободу гальмівного шківа та оточуючого середовища, °C.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$$m = 454,0 \text{ кг}; c = 0,5 \text{ кДж/(кг·°C)}; t_o = 20 \text{ °C};$$



$t_n = 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; 900$  та  $1000$  °C.

Результати розрахунків згідно залежності (Д.1) наведено у табл. Д.1.

Д.2 Приклад №2. Розрахувати кількість теплоти, яка відводиться від виступу гальмівного шківва у фланець бурової лебідки У2-5-5.

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_1' = 2\pi\Delta R\lambda\delta\Delta t m \tau I_1(m\Delta R) / I_0(m\Delta R), \quad (Д.2)$$

де  $\Delta R$  – висота виступу ободу гальмівного шківва зі сторони фланця барабана лебідки, м;  $\delta$  – товщина виступу ободу гальмівного шківва, м;  $m$  – емпіричний коефіцієнт, який враховує співвідношення коефіцієнта теплопровідності матеріалу та коефіцієнта радіаційного випромінювання,  $\frac{1}{\text{°C}}$  [41];  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ободу гальмівного шківва, Вт/(м·°C);  $\Delta t$  – градієнт температур між робочою поверхнею ободу шківва та торцем його виступу,  $\frac{\text{°C}}{\text{м}}$ ;  $I_1(m\Delta R)$ ,  $I_0(m\Delta R)$  – функція Бесселя уявного аргументу.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$\Delta R = 0,22$  м;  $\delta = 0,028$  м;  $\lambda = 45,4$  Вт/(м·°C);

$\tau = 1000; 2000; 3000; 4000; 5000; 6000; 7000; 8000; 9000$  та  $10000$  с.

Результати розрахунків згідно залежності (Д.2) наведено у табл. Д.1.

Таблиця Д.1  
Нагрівання та кондуктивний теплообмін гальмівного шківва бурової лебідки У2-5-5

$t_n, \text{°C}$	$t_{\text{об}}, \text{°C}$	$Q_1, \text{МДж}$	$\nabla t, \frac{\text{°C}}{\text{м}}$	$m, \frac{1}{\text{°C}}$	$I_1 m \Delta R$	$I_0 m \Delta R$	$\frac{I_1 m \Delta R}{I_0 m \Delta R}$	$Q_1', \text{МДж}$
100	20	18,16	5,0	76,52	1,54	2,22	0,690	0,46

200	40,86	10,0	144,40	2,85	3,89	0,730	1,85
300	63,56	15,0	221,48	5,25	6,53	0,800	4,67
400	86,26	20,0	310,80	9,33	10,83	0,860	9,39
500	108,96	25,0	402,40	15,28	17,36	0,880	15,55
600	131,66	30,0	529,24	27,02	30,17	0,896	24,98
700	154,36	35,0	658,92	37,58	41,68	0,902	36,53
800	177,06	40,0	820,44	49,57	54,76	0,905	52,28
900	199,76	45,0	959,72	58,87	64,91	0,907	68,87
1000	222,46	50,0	1131,0	69,43	76,43	0,908	90,17

#### Додаток Е

Кількість теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 при природному конвективному теплообміні

Приклад №3. Визначити кількість теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 при природному конвективному теплообміні.

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_3 = \alpha_1 A_4 (t_n - t_o) \tau, \quad (E.1)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі при природній конвекції від поверхонь гальмівного шківа при його нерухомому стані, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $A_4$  – сумарна

площа поверхні теплообміну гальмівного шківа,  $m^2$ ;  $\tau$  – час природного конвективного охолодження шківа, с.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$A_4 = 3,153 m^2$ ;  $\alpha_l = 21,0 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $t_o = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$t_n = 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; 900$  та  $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$\tau = 1000; 2000; 3000; 4000; 5000; 6000; 7000; 8000; 9000$  та  $10000$  с.

Результати розрахунків згідно залежності (Е.1) наведено у табл. Е.1.

Продовження додатку Е

Таблиця Е.1  
Природний конвективний теплообмін поверхонь гальмівного шківа

$t_n$ , °C	$t$ °C	Кількість теплоти, що відводиться $Q_3$ , МДж												
		5,30	10,59	15,89	21,19	26,49	31,78	37,08	42,38	47,67	52,97	58,27	63,57	68,87
100		5,30	10,59	15,89	21,19	26,49	31,78	37,08	42,38	47,67	52,97	58,27	63,57	68,87
200		11,92	23,83	35,75	47,68	59,60	83,43	85,00	95,36	107,26	119,18	131,10	143,02	154,94
300		18,55	37,07	55,62	74,17	92,72	111,23	129,78	148,33	166,85	185,40	203,95	222,50	241,05
400		25,18	50,30	75,48	100,62	125,83	150,06	176,13	201,31	226,43	251,61	276,79	301,97	327,15
500	20,0	31,80	63,54	95,34	127,14	168,94	190,62	222,48	254,28	286,02	317,82	349,62	381,42	413,22
600		38,43	76,78	115,20	153,63	192,05	230,41	268,83	307,26	345,61	384,03	422,45	460,87	499,29
700		45,05	90,02	135,07	180,11	225,17	270,13	315,18	360,23	405,20	450,25	495,30	540,35	585,40
800		51,68	103,25	154,93	206,60	258,28	309,86	361,53	413,21	464,28	516,46	568,64	620,82	673,00
900		58,30	116,49	174,79	234,19	291,39	349,58	407,88	466,18	524,37	582,67	640,97	699,27	757,57
1000		64,88	129,73	194,65	259,58	324,50	389,31	454,23	519,16	583,96	648,88	713,80	778,72	843,64

#### Додаток Ж

Кількість теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 при вимушеному конвективному теплообміні

Приклад №4. Визначити кількість теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 при вимушеному конвективному теплообміні.

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_4 = \alpha_2 A_4 (t_n - t_o) \tau, \quad (\text{Ж.1})$$

де  $\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції від поверхонь гальмівного шківа при його вільному обертанні,  $\alpha_2 = 6,14V^{0,78}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $V$  – середня швидкість обертання робочої та бічних кільцевих поверхонь гальмівного шківа, м/с;  $A_4$  – сумарна площа поверхні теплообміну гальмівного шківа, м<sup>2</sup>;  $\tau$  – час вимушеного конвективного охолодження шківа, с.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$$A_4 = 3,153 \text{ м}^2;$$

$$n = 100 \text{ хв}^{-1} \text{ та } \alpha_2 = 29,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$n = 150 \text{ хв}^{-1} \text{ та } \alpha_2 = 40,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$n = 200 \text{ хв}^{-1} \text{ та } \alpha_2 = 51,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

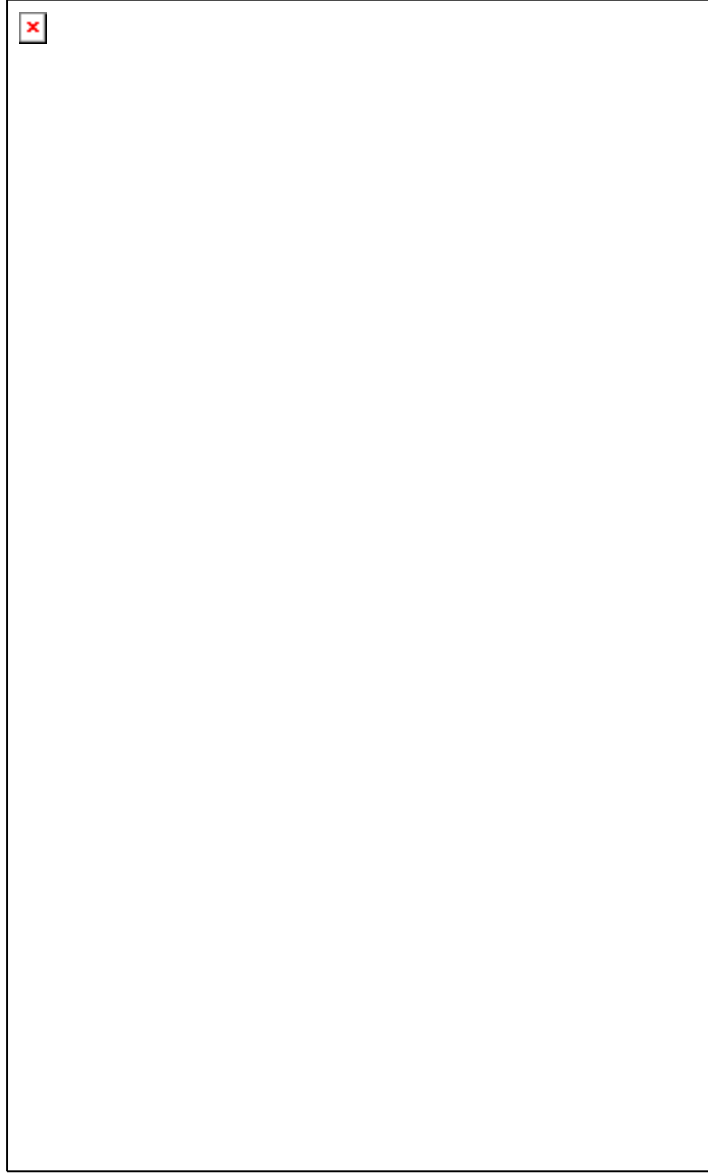
$$t_n = 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; 900 \text{ та } 1000 \text{ °С}; t_o = 20 \text{ °С};$$

$$\tau = 1000; 2000; 3000; 4000; 5000; 6000; 7000; 8000; 9000 \text{ та } 10000 \text{ с.}$$

Результати розрахунків згідно залежності (Ж.1) наведено у табл. Ж.1.

Таблиця Ж.1  
Вимушений конвективний теплообмін поверхонь гальмівного шківа бурової

Продовження додатку Ж



Продовження табл.Ж.1

Продовження додатку Ж

$t_n$ , °C	$t_o$ , °C	Час вимушеного конвективного охолодження $\tau$ , с									
		1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
		Кількість теплоти, що відводиться $Q_4$ , МДж при $n = 200$ хв <sup>-1</sup> ; $\alpha_2 = 51,23$ Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)									
100	20,0	12,32	25,84	38,77	51,68	64,61	77,53	90,46	103,38	116,30	129,22
200	20,0	29,08	58,15	87,23	116,30	145,38	174,45	203,53	232,60	261,68	290,75
300	20,0	45,23	90,46	135,69	180,91	226,14	271,37	316,60	361,83	407,06	452,28
400	20,0	61,38	122,76	184,14	245,53	306,91	368,29	429,67	491,05	552,43	613,81
500	20,0	77,53	155,07	232,60	310,14	387,67	465,21	542,74	620,28	697,81	775,34
600	20,0	93,69	187,37	281,06	374,75	468,44	562,12	655,81	749,50	843,13	936,87
700	20,0	109,84	219,68	329,52	439,36	549,20	659,04	768,88	878,72	988,56	1038,40
800	20,0	125,99	251,99	377,98	503,97	630,00	755,96	881,95	1007,35	1133,94	1259,93
900	20,0	142,15	284,39	426,44	568,59	710,73	852,88	995,02	1137,17	1279,32	1421,46
1000	20,0	158,30	316,60	474,90	633,20	791,50	949,80	1108,10	1266,40	1424,69	1582,99



Наукове видання

**Крижанівський Євстахій Іванович**

Доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки, ректор ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, Україна)

**Вольченко Олександр Іванович**

Доктор технічних наук, професор, лауреат премії ВТВР СРСР (м. Івано-Франківськ, Україна)

**Вольченко Микола Олександрович**

Кандидат технічних наук, доцент, лауреат молодіжної премії в області науки Краснодарського краю, золотий лауреат міжнародної виставки “Архімед-2004” (м. Москва, Росія)  
Кубанського державного технологічного університету  
(м. Краснодар, Росія)

**Вольченко Дмитро Олександрович**

Кандидат технічних наук, доцент, золотий лауреат міжнародної виставки “Архімед-2004” (м. Москва, Росія)  
(м. Івано-Франківськ, Україна)

**Сторож Ярослав Богданович**

Кандидат технічних наук, доцент ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, Україна)

**СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВІ ГАЛЬМА**

**Том 2**

Редактор:

кандидат технічних наук, доцент **Д.А. Вольченко**

Здано до складання 10.01.2007 р. Формат 60x84/16.  
Папір офсетний. Друк офсетний.  
Ум. друк. арк. 13,5.

Віддруковано з готових діапозитивів видавництвом  
Івано-Франківського національного технічного  
університету нафти і газу  
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15

Зам. 2019. Наклад 300 прим.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Изд-ва МГТУ им.Н.Э. Баумана и ГУП “Высшая школа.” – 2000. – 550 с.
2. Авдонькин Ф.Н., Денисов А.С., Неустроев В.Е. Влияние давления и скорости относительного перемещения на температуру поверхности трения. – Изв. вузов. Машиностроение, 1977, №12. – С.38-43.
3. Антонюк В.Е. Динамическая стабилизация геометрических параметров деталей знакопеременным нагружением. – Минск: УП “Техно-принт”, 2004. – 184 с.
4. Антонюк В.Е. Динамическая стабилизация геометрических параметров деталей: Дис... докт. техн. наук: 05.02.08 и 05.02.02. – Минск, 2005. – 186 с.
5. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – Ивано-Франковск, 1993. – 147 с.
6. Балакин В.А. Трение и износ при высоких скоростях скольжения. – М.: Машиностроение, 1980. – 134 с.
7. Балакин В.А., Сергиенко В.П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. – Гомель: ИММС НАНБ, 1999. – 220 с.
8. Бабенко Ю.И. Тепломассообмен. Метод расчета тепловых и диффузионных потоков. – Ленинград: Химия, 1986. – 144 с.
9. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
10. Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: Дисс... докт. техн. наук: 05.02.02; 05.05.05. – Ленинград, 1988. – 496 с.
11. Вольченко Д.А. Повышение эксплуатационных характеристик тяжело нагруженных фрикционных узлов. – Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. – Ивано-Франковск, 1983. – 177 с.
12. Вольченко Д.А., Вольченко Н.А., Малык В.Я., Спьяк М.А. Выбор рациональных конструктивных параметров тормозного шкива буровой лебедки //Проблеми трибології. – Хмельницький, 2005. – №2. – С.12-22.
13. Вольченко Д.О. Розробка і аналіз конструкцій різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2003. – №2(7). – С.92-95.
14. Вольченко Д.О. Обґрунтування методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: Дис... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2004. – 256 с.
15. Вольченко Д.О., Камишанов В.В., Гороть Є.В. До проблеми вибору типу гальма та його фрикційних вузлів для бурових лебідок// Проблеми трибології. – Хмельницький, 2004. – №2. – С.130-133.
16. Вольченко Н.А. Интенсификация охлаждения тяжело нагруженных фрикционных узлов. – Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. – Краснодар, 1998. – 244с.

17. Гайдучок В.М. Експлуатаційне зміцнення поверхонь тертя ковзання в активному середовищі. – Львів, 1998. – 112 с.
18. Гинзбург А.Г. Коэффициент распределения тепловых потоков при торможении. В кн.: Расчет и испытание фрикционных пар. – М.: Машиностроение, 1974, №4. – С.37-41 с.
19. ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.
20. ГОСТ 23210-80. Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки фрикционной теплостойкости материалов. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 9с.
21. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств. – Харьков, 1998. – 139 с.
22. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высшая школа, 1990. – 206 с.
23. Журавльов О.Ю. Обґрунтування працездатності стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки: Дис... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2002. – 207 с.
24. Ивахненко А.Г. Индуктивный метод самоорганизации моделей сложных систем. – Киев: Наукова думка, 1982. – 452 с.
25. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
26. Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Дячук В.В., Вольченко Д.О., Криштопа Л.І. Двоступеневе стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками /Деклараційний патент 68797А, кл. F16D 49/08, Департамент ІВ, Бюл. №8, 18.08.2004. – 6 с.
27. Кирилин В.А., Шейндлин А.Е. Основы экспериментальной термодинамики. – М.-Л.: Государств. энергетич. изд-во, 1950. – 312 с.
28. Корнилов В.В. Упрощенный расчет среднеповерхностной температуры фрикционного узла /Вестник машиностроения, 1976, №9. – С.20-22.
29. Колодочный тормоз с охлаждением: А.с. 1765570 А1 СССР /А.И.Вольченко, Д.А.Вольченко, С.В.Балаболин, Б.В.Пигарев и П.О.Самборский (СССР). – №4833264/27; Заявлено 25.04.90; Оpubл. 30.09.92; Бюл. №36. – 4 с.
30. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
31. Криштопа С.І. Теплонавантаженість стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: Дис... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2003. – 197 с.
32. Кулиев В.А., Бегиджанова А.П., Чичинадзе А.В. Расчет теплового режима работы ленточного тормоза. – В сб. статей: Расчет и моделирование режима работы тормозных и фрикционных устройств. – М.: Наука, 1974. – С.15-20.
33. Ленточно-колодочный тормоз с магнитным охлаждением: А.с. 1767254 А1 (СССР) /А.И.Вольченко, Д.А.Вольченко, С.В.Балаболин, Н.А.Вольченко и И.Б.Копей (СССР). – №4853764/27; Заявлено 07.10.92; Оpubл. 07.10.92; Бюл.№37. – 4 с.

34. Малютин Н.В., Ким С.Х., Коржов Е.А. О влиянии коэффициента взаимного перекрытия на фрикционно-износные свойства пар трения в многодисковых тормозах. В кн.: Решение задач тепловой динамики и моделирования трения и износа. – М.: Наука, 1980. – С.134-139.
35. Недоуров Ю.С., Корнилов В.В. О возможностях интенсификации теплопередачи в муфтах и тормозах сухого трения. – Изв. вузов. Машиностроение, 1974, №4. – С.125-129.
36. Пат. 2082033 С1 России, МКИ F16D 65/80. Охлаждаемый ленточно-колодочный тормоз / А.А.Петрик, Д.А.Вольченко, Н.А.Вольченко. – №94008106/28. Заявл. 05.03.94; Опубл. 20.06.97; Бюл.№17. – 6 с.
37. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар /А.В.Чичинадзе, Э.Д.Браун, А.Г.Гинзбург, З.В.Игнатъева. – М.: Наука, 1979. – 267 с.
38. Стрічково-колодкові гальма: Монографія /Є.І.Крижанівський, М.О.Вольченко, Д.О.Вольченко, В.В.Дячук, М.П.Пургал. – В 2-х томах. Том 1. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. – 230 с.
39. Справочник по триботехнике: в 3-ех томах. Т.1: Теоретические основы /Под общ. ред. М.Хебды и А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400с.
40. Справочник по триботехнике: в 3-ех томах. Т.3: Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства трибологических технических испытаний /Под общей ред. М. Хебды и А.В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1992. – 730 с.
41. Тормозные устройства: Справочник /М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, Н.В. Новожилов /Под общей ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1986. – 311 с.
42. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 190 с.
43. Фрикционные узлы: Монография (научное издание) /А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, М.П.Пургал. В 2-х томах. Том 1. Кубанск. государств. технолог. ун-т (Россия). – Краснодар, 2003. – 220 с.
44. Фрикционные узлы: Монография (научное издание) /А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, М.П.Пургал. В 2-х томах. Том 2. Кубанск. государств. технолог. ун-т (Россия). – Краснодар, 2003. – 220 с.
45. Хеллман О. Введение в теорию оптимального поиска. – М.: Наука, 1985. – 245 с.
46. Чичинадзе А.В., Горюнов В.М. Температурный режим работы опор скольжения при высоких скоростях. – В кн.: Тепловая динамика трения. – М.: Наука, 1970. – С.70-77.
47. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. – 230 с.
48. Чичинадзе А.В., Матвеевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.:Наука, 1986. – 248 с.

