

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису

Криштопа Людмила Іванівна

622.242.5(043)  
К88 УДК 62.592.13

НАВАНТАЖЕНІСТЬ БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ  
ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник:  
доктор технічних наук, професор  
Вольченко Олександр Іванович



Івано-Франківськ-2006

274

## ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	5

## РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ УМОВ ТА НАВАНТАЖЕНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ  
ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ У СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМАХ  
БУРОВИХ ЛЕБІДОК.....10

1.1. Конструктивні особливості різних типів фрикційних вузлів у стрічково-колодкових гальмах та режими їхньої роботи.....	10
1.2. Аналіз методик розрахунку навантаженості різних типів фрикційних вузлів гальм.....	20
1.2.1. Динамічної.....	20
1.2.2. Теплової.....	27
1.3. Зношування поверхонь фрикційних вузлів гальм.....	34
1.4. Вимоги до критеріїв працездатності для різних типів фрикційних вузлів гальм.....	38
1.5. Висновки та задачі досліджень.....	41

## РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ  
БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-  
КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ.....42

2.1. Перехід від однієї до двох пар тертя у фрикційних вузлах гальма.....	42
2.2. Стрічково-колодкові гальма з багатопарними фрикційними вузлами: конструкція та робота.....	44
2.3. Динамічна навантаженість фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”.....	48

3.1. Розрахунок сил тертя на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних вузлів гальм.....	48
3.2. Визначення зусиль натягу гальмівної стрічки та гальмівного моменту.....	51
3.3. Визначення умов реалізації стадій гальмування на зовнішніх та внутрішніх парах тертя у фрикційному вузлі.....	54
4. Теплова навантаженість та втрати енергії гальмівним шківом.....	58
Висновки.....	66

### РОЗДІЛ 3

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

3.1. Задачі і методика експериментальних досліджень.....	68
3.2. Експериментальний гальмівний стенд для дослідження багатопарних фрикційних вузлів.....	73
3.3. Вплив особливостей конструкції основних елементів багатопарних фрикційних вузлів на їхню навантаженість.....	83
3.4. Вимірювання та визначення у багатопарних фрикційних вузлах параметрів навантажених.....	88
3.4.1. Динамічних.....	88
3.4.2. Теплових.....	93
3.5. Аналіз результатів експериментальних досліджень навантаженості багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма.....	96
3.5.1. Дослідження впливу на навантаженість пар тертя гальма основних експлуатаційних параметрів.....	96
3.5.1.1. Швидкості ковзання.....	96
3.5.1.2. Питомих навантажень.....	100

3.5.1.3. Поверхневої температури.....	105
3.6. Визначення зношування фрикційних накладок гальма.....	108
Висновки.....	111

## РОЗДІЛ 4

### ЗАСОБИ ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

#### БУРОВИХ ЛЕБІДОК.....113

4.1. Умови обмеження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.....	113
4.2. Визначення для гальмівних шківів.....	119
4.2.1. Теплових втрат.....	119
4.2.2. Раціональних конструктивних параметрів.....	133
4.3. Зниження теплової навантаженості фрикційного контакту за рахунок самоохолоджуваного гальмівного шківа.....	138
4.4. Економічна ефективність від використання багатопарних фрикційних вузлів у стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок.....	143
4.5. Шляхи покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.....	152
4.6. Задачі подальших досліджень.....	157
Висновки.....	158
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	159
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	161
ДОДАТКИ.....	178



## ВСТУП

**Актуальність теми.** Інтенсифікація спуско-підйомних операцій з метою збільшення швидкості буріння призводить до підвищення динамічної і теплової навантажених пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Аналіз виконаних науково-дослідних робіт показав, що існує резерв для вдосконалення конструкцій стрічково-колодкових гальм за рахунок використання багатопарних фрикційних вузлів, які дозволяють використовувати дві поверхні накладок, що взаємодіють по чергово з робочими поверхнями стрічки та гальмівного шківа. Проте, кріплення накладок в таких вузлах виявилось недостатньо надійним. Тому вирішення завдання розробки нової конструкції стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”, з метою зниження навантажених фрикційних вузлів та підвищення їхньої надійності, є актуальною.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт із розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах держбюджетної науково-дослідної роботи Д-7-01-П “Наукове обґрунтування створення мобільних установок і інструменту для буріння та ремонту свердловин вантажопідйомністю до 1470 кН”, номер державної реєстрації № 0204U003203. Виконання цієї роботи передбачене координаційним планом Міністерства освіти і науки у галузі “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти й газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини”.

**Мета й задачі дослідження.** Мета роботи – підвищення ефективності роботи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок шляхом зниження динамічної і теплової навантажених за рахунок використання багатопарних фрикційних вузлів.

На захист виносяться наступні задачі:

- розробити елементи теорії взаємодії багатопарних фрикційних вузлів гальма;
- встановити закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма;
- виконати розрахунок основних раціональних конструктивних параметрів багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма;
- оцінити зношування накладок у багатопарних фрикційних вузлах гальма;
- розробити метод розрахунку теплових втрат від гальмівних шківів бурових лебідок;
- удосконалити метод зниження теплової навантаженості на поверхнях пар тертя стрічково-колодкових гальм шляхом використання ефекту Пельтьє.

**Об'єкт дослідження.** Багатопарні фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, особливості конструкції та умови роботи їхніх внутрішніх та зовнішніх пар тертя.

**Предмет дослідження.** Навантаженість багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

**Методи дослідження.** Дослідження проводилися з використанням числових методів, методів математичної статистики та регресивного аналізу, а також оригінальних методів експериментальних досліджень. Зокрема, використовувались методи розрахунку: тертя гнучких елементів, що охоплюють гальмівний шків та його фрикційні накладки; кінетостатики при оцінюванні динамічної навантаженості багатопарних фрикційних вузлів гальма; теплових втрат від гальмівних шківів при їхньому прогнозованому нагріванні та охолодженні у лабораторних та промислових умовах; лінійного програмування при визначенні раціонального значення основних конструктивних параметрів – ширини та радіуса робочої поверхні гальмівного шківа; динамічної та теплової навантаженості при прийнятті оптимальних рішень при конструюванні різних типів фрикційних вузлів стрічково-

колодкових гальм бурових лебідок з покращеними експлуатаційними параметрами.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Вперше сформульовані умови роботи та теоретично обґрунтовані особливості навантаженості нового типу фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, що зумовило зменшення та вирівнювання динамічної та теплової навантаженостей в парах тертя гальм бурових лебідок. Дістали подальший розвиток елементи теорії визначення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Удосконалена теорія раціонального вибору конструктивних параметрів стрічково-колодкових гальм. Вперше запропоновано метод визначення всіх теплових втрат від гальмівних шківів бурових лебідок. Удосконалено метод зниження теплової навантаженості на поверхнях пар тертя стрічково-колодкових гальм шляхом використання ефекту Пельтьє.

**Практичне значення одержаних результатів.** Запропоновані конструкції рівнонавантажених багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок із високою ефективністю та надійністю. Рекомендації, викладені у роботі, можуть бути використані у конструкторських бюро заводів нафтогазового обладнання при проектуванні нових та удосконалені існуючих фрикційних вузлів гальм. Результати теоретичних та експериментальних досліджень багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок використані на Стрийському заводі „Металіст” (м. Стрий, Львівська обл.), у цеху капремонту свердловин НГВУ „Львівгазвидобування” (с. Пукеничі, Стрийський район, Львівська обл.), у навчальному процесі кафедри механіки машин ІФНТУНГ при читанні лекцій з дисципліни “Основи теорії і розрахунку засобів механізації переміщення вантажів” та кафедри нафтогазового технологічного транспорту і теплотехніки ІФНТУНГ при читанні лекцій з дисципліни „Устаткування нафтогазового технологічного транспорту”, а також у курсовому та дипломному проектуванні.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення й результати дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно. У спільних публікаціях автору належать:

- розробка нового типу багатопарних фрикційних вузлів гальмівних систем бурових лебідок [33, 71];
- теоретичне обґрунтування та експериментальне підтвердження працездатності багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [28];
- дослідження динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [24, 69, 70, 73, 75];
- встановлення закономірностей зміни основних експлуатаційних параметрів багатопарних фрикційних вузлів гальма [76];
- розробка нового методу розрахунку теплових втрат від гальмівних шківів у лабораторних та промислових умовах [31, 32];
- розробка нового методу зниження теплової навантаженості на поверхнях пар тертя стрічково-колодкових гальм шляхом використання ефекту Пельтьє [20, 101];
- оцінка інтенсивності зношування робочих поверхонь фрикційних накладок багатопарних фрикційних вузлів гальма [104].

**Апробація роботи.** Основні положення роботи доповідались та обговорювались на: 6-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 2003р.); V міжнародному симпозиумі з трибології фрикційних матеріалів (м. Ярославль, Росія, 2003р.); міжнародному конгресі „Механіка та трибологія транспортних систем – 2003” (м. Ростов-на-Дону, 2003р.); міжнародній конференції „Зносостійкість та надійність вузлів тертя машин” (м. Хмельницький, 2003р.); міжнародній науково-технічній конференції „Сучасні проблеми машинознавства” (м. Луганськ, 2003р.); міжнародному науково-технічному симпозиумі „Словянтрибо-6. Інтегроване

науково-технічне забезпечення якості трибооб'єктів, їхнього виробництва та експлуатації" (Рибінск – Санкт-Петербург – Пушкін, 2004р.); кафедрі механіки машин ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, 2005р.); розширеному науковому семінарі за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості (м. Івано-Франківськ, 2005р.).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 14 наукових праць, із них 6 – статей у фахових виданнях України, 5 – матеріалів та тез конференцій, один патент на винахід Росії та два деклараційні патенти на винаходи України.

**Структура й обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 149 найменувань на 17 аркушах і 20 додатків на 56 аркушах. Текстова частина дисертаційної роботи викладена на 121 сторінці і містить 34 рисунки і 15 таблиць.

## РОЗДІЛ 1

# АНАЛІЗ УМОВ ТА НАВАНТАЖЕНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ У СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМАХ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

### 1.1. Конструктивні особливості різних типів фрикційних вузлів у стрічково-колодкових гальмах та режими їхньої роботи

Наукові основи проектування різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок можуть бути розробленими лише при розгляді бурової лебідки як підсистеми у складній багаторівневій ієрархічній системі бурової установки (рис. 1.1). Виходячи з методології системного підходу, необхідно виконати аналіз вимог, що висуваються до стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, його окремих вузлів та елементів, дослідити умови їхньої роботи та визначити вплив різних чинників на фрикційні вузли у процесі експлуатації. Вплив оточуючого середовища на фрикційні вузли, що проектуються, враховується за допомогою зовнішніх параметрів, від яких залежать внутрішні параметри їхньої фізичної моделі. Усі чинники діють на фрикційні вузли по-різному в залежності від виду стану, у якому вони знаходяться (замкненому, розімкненому, рухомому чи нерухомому).

Тому фізична модель фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма представляється у просторовому стані, обумовленому технічними умовами, що регламентуються на проектування. Крім того, повинні бути виявлені всі істотні взаємодії між підсистемами бурової установки, що визначають її функціональну схему, роль та значення в ній стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

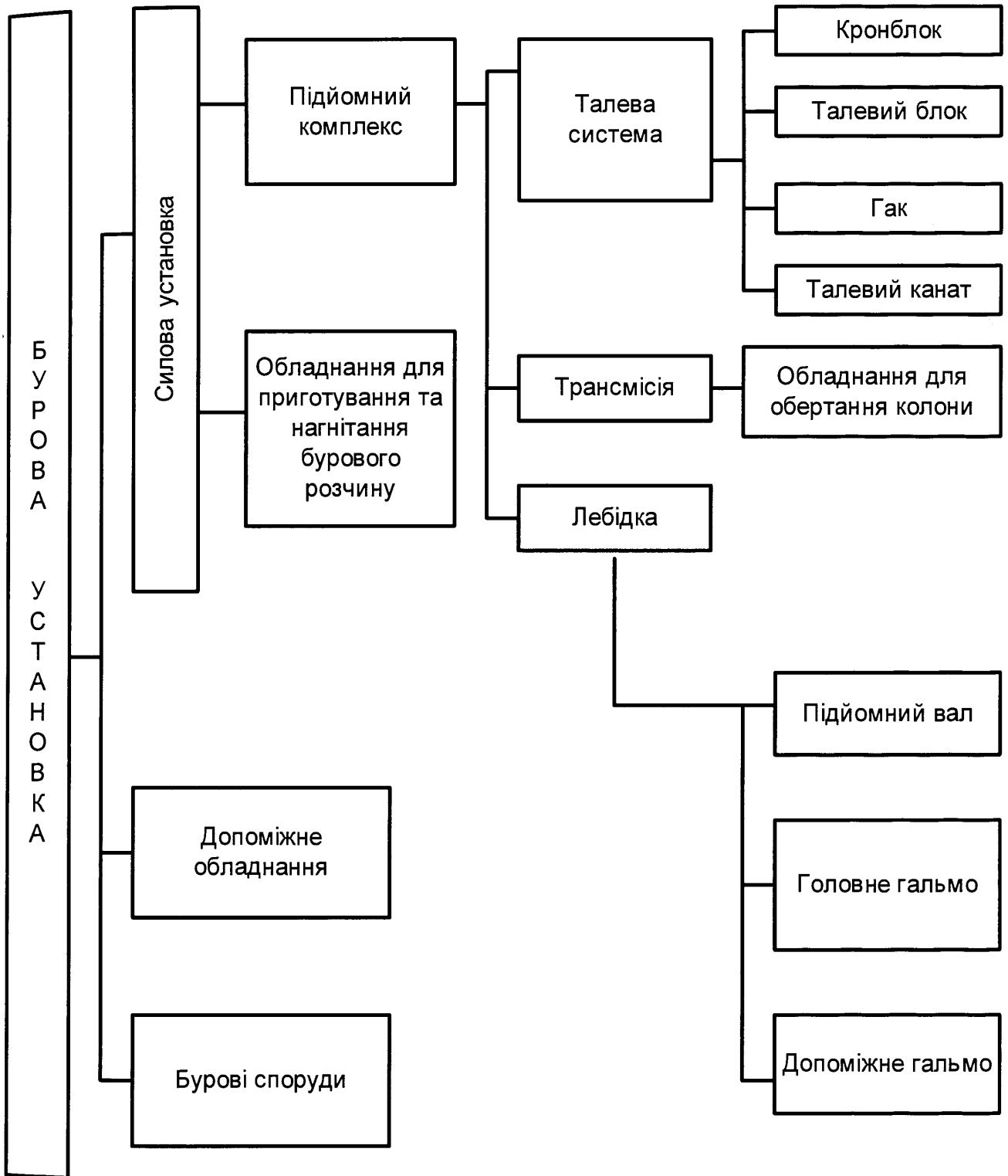


Рис. 1.1. Основні підсистеми бурової установки

Системний аналіз фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм проводиться з обов'язковим врахуванням наступних принципів синергетики: ієрархічності, нелінійності, нестійкості, незамкненості, фізичності. При розв'язанні трибологічних задач застосовуються чотирьохрівневі ієрархічні моделі, розділені на верхні та нижні рівні. Першим є геометричний, що враховує макро- та мікрогеометрію трибоспряження; другим – динамічний, де розглядаються різні схеми взаємодії пар тертя фрикційних вузлів; третім – тепловий рівень з усіма зв'язками, сприяючими генерації, акумулюванню та розсіюванню теплоти, а також розподілу її між парами тертя при їхній взаємодії з оточуючим середовищем. Четвертий рівень є узагальнюючим та має інформативний характер, так як дозволяє оцінити вплив усіх рівнів на вихідні параметри трибологічної системи (силу тертя, коефіцієнт тертя, гальмівний момент, поверхневу температуру, зношування тощо).

На основі такого аналізу виявляються зв'язки між експлуатаційними параметрами та підбираються керуючі впливи (перерозподіл питомих навантажень, вирівнювання поверхневих температур пар тертя), сприяючі одержанню фрикційно-зношувальних характеристик трибоспряження. Особливу увагу необхідно звернути на перехідні процеси при динамічному та тепловому навантаженні пар тертя фрикційних вузлів гальма, які проявляються у стрибкоподібній зміні їхніх експлуатаційних параметрів.

Працездатність гальмівних пристроїв, що застосовуються в різних галузях промисловості, у значній мірі залежить від правильного вибору конструктивних та експлуатаційних параметрів їхніх фрикційних вузлів.

Існуючі конструкції стрічково-колодкових гальм (просте, диференціальне, сумарне та двосторонньої дії) мають наступні недоліки [1, 2, 3]: значні зусилля, які згинають гальмівний вал та за величиною дорівнюють геометричній сумі натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки; різке захоплення гальмівного шківа стрічкою з накладками, що супроводжується поштовхами та значними вібраціями; зменшення ефективності при зміні напрямку обертання



шківа; недостатня пружність гальмівної стрічки через майже нерухоме приєднання до неї фрикційних накладок. Крім того, неоднакове зношування фрикційних накладок на набігаючій та збігаючій гілці гальмівної стрічки призводить до зміни початкового радіуса кривини їхніх внутрішніх поверхонь, що сприяє нерівномірному приляганню накладок до робочої поверхні гальмівного шківа. Як наслідок, збільшуються питомі навантаження між взаємодіючими поверхнями, спостерігається їхнє нерівномірне зношування, а також інтенсивне нагрівання пар тертя гальма.

У лебідках бурових установок використовується два типи стрічково-колодкових гальм, а також дисково-колодкові гальма. У першому типі гальма навантаження прикладається безпосередньо до кінців набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки (рис. 1.2). Перші кінці прикріплені до балансира 11, а другі – до шийок 6 та 9 колінчастого валу 10. По дузі охоплення гальмівної стрічки 2 встановлені фрикційні накладки 3, які кріпляться до неї за допомогою вусиків.

Стрічково-колодкове гальмо працює наступним чином. Бурильник переміщенням важеля 1 здійснює поворот колінчастого вала 10, який спричиняє зтягування гальмівних стрічок 2 із накладками 3 та їхньої посадки на гальмівні шківи 4. При цьому відбувається взаємодія внутрішніх поверхонь накладок 3 (майже нерухомих) стрічки 2 із робочою поверхнею гальмівного шківа 4, який обертається. Гальмування завершується (при зтягуванні гальмівних стрічок 2 бурильником) зупинкою гальмівних шківів 4 з барабаном 5. Зупинити останні можна також подачею стисненого повітря через кран 7 в пневматичний циліндр 8, шток якого з'єднаний з однією із шийок колінчастого вала. Стрічково-колодкові гальма першого типу використовуються у бурових установках БУ75Бр, БУ75БрЕ, БУ-2500Е, Уралмаш-3Д та ін.

Другий тип гальма відноситься до стрічково-колодкових гальм із башмаками. Даний вид гальма має більший кут охоплення гальмівною стрічкою шківа ніж перший. Особливістю конструкції є те, що зусилля набігаючої та

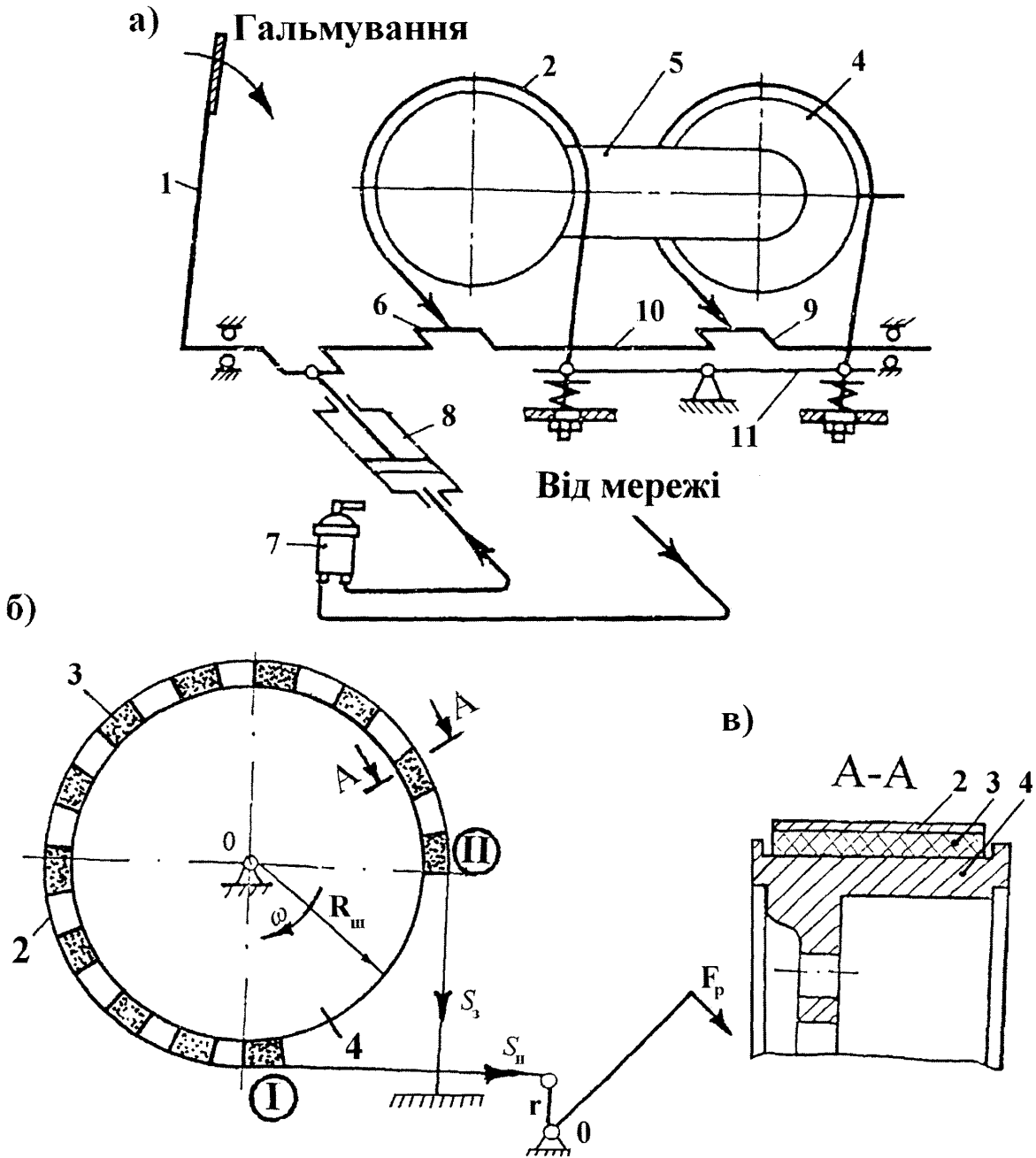


Рис. 1.2 а, б, в. Кінематичні схеми стрічково-колодкових гальм (а, б) та їхній фрикційний вузол (в) бурової лебідки У2-5-5: 1 – важіль керування; 2, 4 – гальмівні стрічки та шківи; 3 – фрикційні накладки; 5 – барабан; 6, 9, 10 – шийки колінчастого вала; 7 – кран бурильника; 8 – пневматичний циліндр; 11 – балансир

збігаючої гілки гальмівної стрічки зміщені від їхніх осей, так як прикладені до башмаків. Стрічково-колодкові гальма другого типу використовуються в бурових установках БУ80БрЕУ, БУ80БрЕ-1, БУ80БрДГУ та ін.

Дисково-колодкові гальма широкого використання в даний час в бурових установках не знайшли і тому вони не розглядаються.

Найбільшої динамічної та теплової навантаженості стрічково-колодкове гальмо зазнає при спуску колони бурильних труб у свердловину значної глибини. Процес спуску складається з ряду послідовних, чітко визначених технологічних операцій, що визначають характер та ступінь навантаженості гальма. Діаграма зміни кінетичної енергії, що поглинається фрикційними вузлами гальма бурової лебідки у процесі гальмування, від часу зображена на рис. 1.3 [61].

На рис. 1.3 використані наступні позначення:  $t_e$  – підйом ненавантаженого елеватора; при цьому швидкість підйому максимальна ( $v_1 = 1,8$  м/с), шківі обертаються з максимальною частотою;  $t_e = 5$  с;

$W_K = (m_e + m_K) \cdot v_1^2 / 2$ , де  $m_e$  – маса елеватора;  $m_K$  – маса кронблока;  $t_3$  – час захоплення елеватором чергової свічки; при цьому гальмо замкнене, шківі не обертаються  $t_3 \approx 6$  с;  $t_y$  – час припідняття свічки над столом ротора; при цьому шківі обертаються, швидкість підйому  $v_2 \approx 0,35$  м/с;  $t_y \approx 5$  с;  $t_c$  – час кріплення свічки з колоною (час згвинчування); гальмо замкнене,  $t_c \approx 7$  с;

$W_K = (m_e + m_K + m_c) \cdot v_2^2 / 2$ , де  $m_c$  – маса однієї свічки;

$t_{\Pi}$  – час, затрачений на припіднімання колони над столом ротора для вивільнення її від пневмоклинів,  $t_{\Pi} = 3$  с;  $v_3 = 0,3$  м/с; при цьому шківі обертаються;  $W_K = (m_T + m_e + m_K) \cdot v_3^2 / 2$ , де  $m_T$  – маса колони бурильних труб;

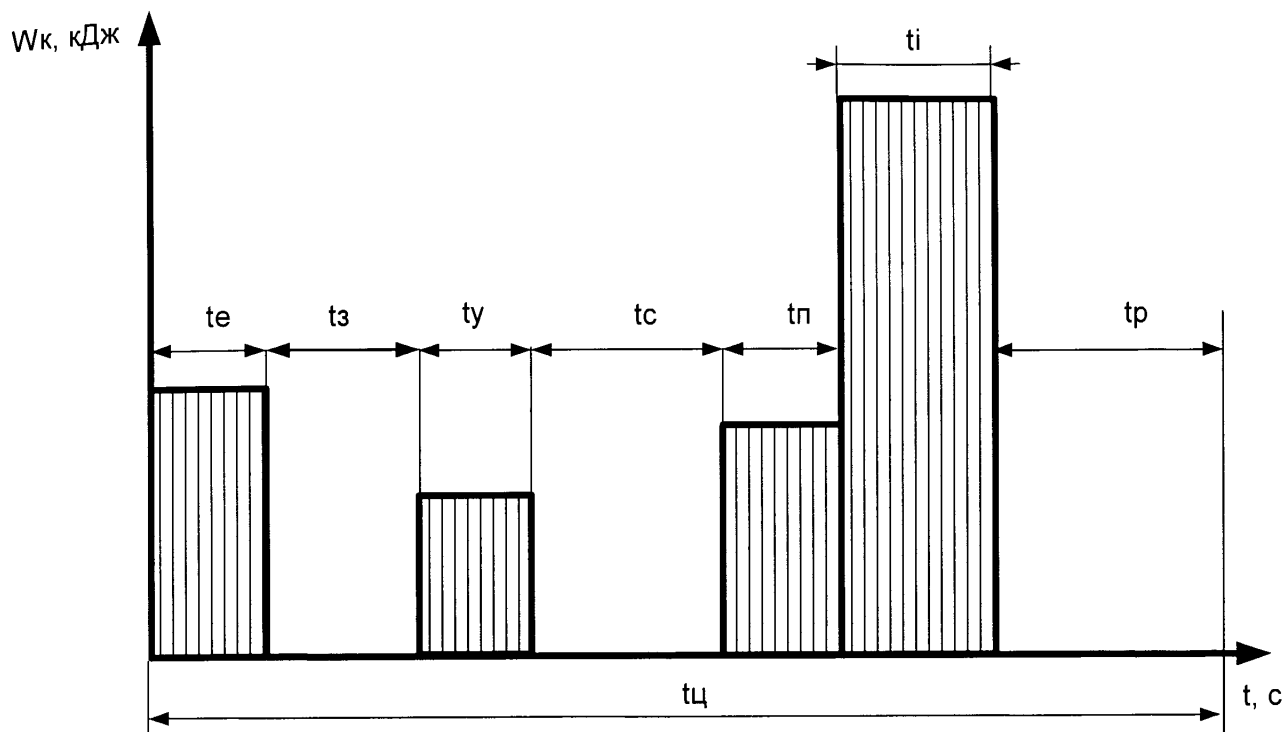


Рис. 1.3. Діаграма зміни кінетичної енергії за цикл спуску однієї свічки

Таблиця 1.1

Експлуатаційні параметри фрикційних вузлів різних типів гальм підйомно-транспортного обладнання (ПТО)

ПТО	Вид гальма	L, Дж	v, м/с	p, МПа	t, °С	Матеріал пари тертя	Вид тертя	Режим роботи
Гальмо бурової лебідки	Стрічково-колодке	$10^6 - 10^9$	до 2,0	до 1,2	до 1000	АК*+метал АС**+метал	Сухе	Повторно-короткотривалий
Гальмівні пристрої	Стрічкове	до $10^4$	до 2,5	до 2,0	100-300	АС+ метал	Сухе	
	Колодке					АС+ метал	У масляній ванні	
	Дискове					СФМ***+ метал	Сухе	

Примітка:

1. АК\* – асбофрикційний матеріал на каучуковій основі
2. АС\*\* – асбофрикційний матеріал на смоляній основі
3. СФМ\*\*\* – спечений фрикційний матеріал

$t_i$  – час спуску колони на довжину однієї свічки, при цьому колона бурильних труб знаходиться у вільному падінні;  $v_{сер} \approx 2 \text{ м/с}$ ;  $t_i \approx 6 \text{ с}$ ;

$$W_k = (m_e + m_k + m_T) \cdot v_{сер}^2 / 2;$$

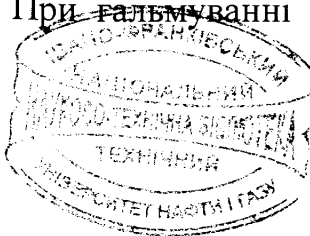
$t_p$  – час зняття елеватора з колони,  $t_p \approx 10 \text{ с}$ ; при цьому гальмо розімкнене, шків нерухомі;

$t_{ц}$  – час циклу (час, затрачений на спуск колони на довжину однієї свічки  $t_{ц} \approx 40 \text{ с}$ ).

У наведеній діаграмі (рис. 1.3) усі величини незмінні, крім кінетичної енергії, яку розвиває колона бурильних труб у технологічних процесах спуску та підйому. Енергія зростає пропорційно ступінчастому збільшенню маси бурильної колони по мірі нарощування її довжини.

У табл. 1.1 наведено експлуатаційні параметри, що характеризують динамічну та теплову навантаженість пар тертя фрикційних вузлів різних типів гальм підйомно-транспортного обладнання [45]. З табл. 1.1 випливає, що при зупинці бурової лебідки на поверхнях тертя фрикційних вузлів гальма виникають питомі навантаження до 1,2 МПа, а робота гальмування складає приблизно  $10^6$  кДж. При цьому у фрикційних вузлах необхідно враховувати залишкові об'ємні температури, а початкова температура весь час зростає і може досягнути  $1000 \text{ }^\circ\text{C}$  та більше. Тому режим роботи таких пар тертя фрикційних вузлів гальм відноситься до важкого.

На основі розробленої конструкції фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками була обґрунтована його працездатність [56]. Зупинимось коротко на конструктивних особливостях даного типу фрикційних вузлів. В останніх накладки з'єднані між собою пружинами 5 у гнучке кільце (виконане з циліндричних стрижнів 4) – бандаж, який з натягом насаджений на робочу поверхню гальмівного шківа 1 (рис. 1.4 а, б). При гальмуванні утворюються зовнішні („внутрішня поверхня гальмівної



274

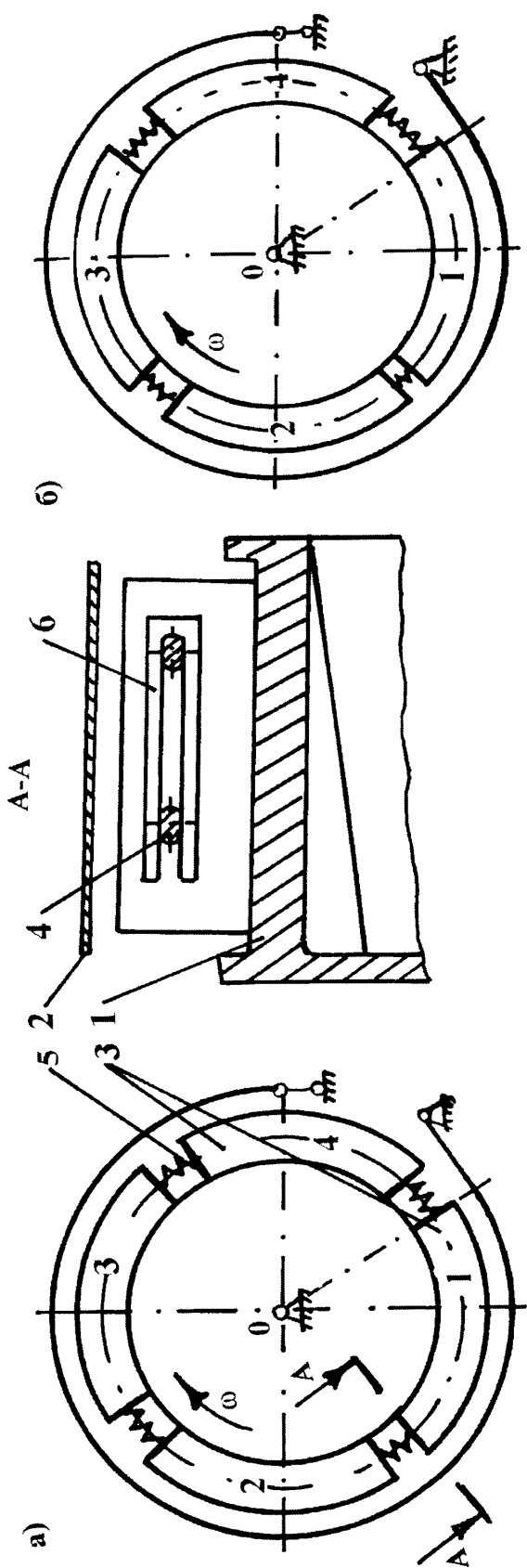


Рис. 1.4 а, б. Стрічково-колодкове гальмо у розімкненому стані з рухомими фрикційними накладками, встановленими на шківі зі сталем (а) та змінним (б) кроком (бандаж складений з чотирьох накладок): 1 – гальмівний шків; 2 – гальмівна стрічка; 3 – фрикційні накладки; 4 – кільцеві циліндричні стрижні; 5 – циліндричні пружини; 6 – планка для стопоріння накладок

стрічки – зовнішні поверхні фрикційних накладок”) та внутрішні („внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня гальмівного шківів”) фрикційні вузли. У зв’язку з цим розрізняють наступні стадії гальмування: початкову (I), коли взаємодіють зовнішні фрикційні вузли (накладки 3 нерухомі відносно гальмівного шківів 1); проміжну (II), коли робота виконується одночасно зовнішніми та внутрішніми поверхнями накладок (поверхні накладок 3 рухаються відносно шківів 1 та стрічки 2). Ця стадія гальмування є перехідною, триває дуже малий проміжок часу і на ній здійснюється перехід від зовнішніх до внутрішніх фрикційних вузлів гальма. Протягом кінцевої (III) стадії гальмування відбувається взаємодія внутрішніх поверхонь нерухомих накладок 3 відносно гальмівної стрічки 2 із робочою поверхнею гальмівного шківів 1. Під час третьої стадії гальмо виконує основну роботу гальмування.

Почергова робота зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів гальма можлива за умови, коли  $f_1 < f_2$ , де  $f_1$  та  $f_2$  – коефіцієнти тертя між внутрішніми та зовнішніми парами тертя, а також при умові нерівності питомих навантажень на поверхнях взаємодії, тобто  $p_1 > p_2$ . Це можливо за рахунок розтягу з’єднувальних пружин при посадці бандажа з накладками з натягом на робочу поверхню гальмівного шківів. Огляд конструкцій багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм наведено у додатку А до роботи.

Порівняно із серійним дане гальмо має чимало переваг, про які детально сказано у роботі [73]. Але воно теж має суттєві недоліки. До них належить віднести: за весь час експлуатації гальма необхідно суворо дотримуватись обмежень вказаних вище експлуатаційних параметрів; необхідно постійно здійснювати регулювання посадки з натягом між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок та робочою поверхнею гальмівного шківів; при інтенсивному зношуванні робочих поверхонь накладок та при виході з ладу з’єднувальних елементів можливе руйнування бандажа, складеного із фрикційних накладок.

Виходячи з вищевикладеного, доктором технічних наук, професором Є. І. Крижанівським запропонована ідея відмови від громіздкої системи з'єднання фрикційних накладок та переходу до розташування фрикційних накладок на робочій поверхні гальмівного шківів за допомогою з'єднання „ластівчин хвіст”.

На основі вищевикладеного переходимо до розгляду динамічної навантаженості пар тертя фрикційних вузлів гальмівних пристроїв.

## 1.2. Аналіз методів розрахунку навантаженості різних типів фрикційних вузлів гальм

1.2.1. Д и н а м і ч н о ї. Зупинимося спочатку на загальних методах розрахунку основних експлуатаційних параметрів зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

У роботах [26, 56, 73] загальний метод включає в себе проектні та перевірні розрахунки. До проектних розрахунків віднесені: визначення конструктивних параметрів деталей фрикційних вузлів: ширини гальмівної стрічки та фрикційної накладки, а також радіуса та ширини гальмівного шківів; визначення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма: зусиль натягів набігаючої гілки гальмівної стрічки на різних стадіях гальмування (табл. 1.2); найбільшого гальмівного моменту; загальної деформації елементів гальмівної системи; кутового кроку між  $i$ -ою та  $(i+1)$ -ою накладками, зовнішні поверхні яких охоплені та неохоплені гальмівною стрічкою у кінці третьої стадії гальмування.

У перевірному розрахунку було включено визначення: зусилля, яке прикладається до важеля керування стрічково-колодковим гальмом бурової лебідки; коефіцієнта запасу міцності для поперечного перерізу гальмівної стрічки; питомих навантажень, які діють у парах тертя та енергоємності зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів гальма.



Таблиця 1.2

Залежності для визначення натягів гілок гальмівної стрічки та гальмівних моментів у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

№ n/n	Автор	Розрахункові залежності
1	2	3
1.	Александров М. П. [1]	<p>Зусилля натягу гілок гальмівної стрічки:</p> $S_H = S_3 \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}\right)^n. \quad (1.1)$
2.	Журавльов О. Ю. [56]	$S_H = S_3 \cdot e^{f \cdot \alpha \cdot n_1 \frac{R}{R_0}}. \quad (1.2)$
3.	Вольченко Д. О. [26]	<p>На першій стадії гальмування:</p> $S_H = K^n \cdot S_3; \quad (1.3)$ $K = \frac{f_2 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_2}. \quad (1.4)$ <p>На другій стадії гальмування:</p> $S_H = a^n \cdot S_3; \quad (1.5)$ $a = \frac{f_2 - f_1 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - 2 \cdot f_1 \frac{S_{II}}{S_3}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_2 + f_1}. \quad (1.6)$

## Продовження табл. 1.2

1	2	3
		<p>На третій стадії гальмування:</p> $S_H = b_n \cdot S_3; \quad (1.7)$ $b = \frac{f_1 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} + 2 \cdot f_1 \cdot \frac{S_H}{S_3}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_1}. \quad (1.8)$ <p>Гальмівного моменту:</p>
4.	Александров М. П. [1]	$M_\Gamma = S_H \cdot R \cdot \left( \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha}} \right); \quad (1.9)$
		$M_\Gamma = S_3 \cdot R \cdot \left[ \left( 1 - \frac{E \cdot I \cdot \varepsilon}{2 \cdot S_3 \cdot R} \right) e^{f \cdot \alpha} - 1 \right]. \quad (1.10)$
5.	Алієв А. М. [4]	$M_\Gamma = S_3 \cdot R \cdot (e^{k\beta} - 1) \quad (1.11)$
6.	Грузинов А.Я. [48]	$M_\Gamma = S_3 \cdot R_0 \cdot \left[ \left( \frac{\kappa \frac{R_0}{R} + f \sin \frac{\alpha}{2}}{\kappa \frac{R_0}{R} - f \sin \frac{\alpha}{2}} \right)^n - 1 \right] \quad (1.12)$

Продовження табл. 1.2

1	2	3
7.	Ільський А.Л. [61]	$M_{\Gamma} = S_{\text{H}} \cdot R \cdot \left\{ 1 - \frac{\left[ \cos\left(\frac{\beta}{2} + \rho\right) \right]^n}{\left[ \cos\left(\frac{\beta}{2} - \rho\right) \right]^n} \right\}. \quad (1.13)$
8.	Іткіс М. Я. [62]	$M_{\Gamma} = S_3 \cdot R_0 \cdot (q^n - 1) \quad (1.14)$
9.	Раджабов С. А. [108]	$M_{\Gamma} = S_3 \cdot R_0 \cdot \left( e^{\frac{Rfn\beta}{1+f^2(1-R)(1-2R)}} - 1 \right) \quad (1.15)$
10.	Журавльов О. Ю. [56]	<p>На першій стадії гальмування:</p> $M_{\Gamma_1} = S_3 \cdot R_0 \cdot \left( e^{f_1 \cdot \alpha \cdot n_1 \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right). \quad (1.16)$ <p>На третій стадії гальмування:</p> $M_{\Gamma_3} = \left[ S_3 \left( e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n_1} - 1 \right) \cdot \frac{f_1}{f_2} + \right. \\ \left. + 2 \cdot S_{\Pi} f_1 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right] \cdot R. \quad (1.17)$

Недоліком проектного розрахунку конструктивних параметрів шківів є те, що в ньому не враховуються: питомі навантаження, які діють у зоні контакту фрикційних вузлів; напруження згину в ободі шківів; тепловий стан обода з різними градієнтами температури, а також термопружні напруження у ньому.

У роботі [92] запропоновано комплексну методичку конструювання, проектування та виготовлення фрикційних вузлів багатодискового гальма для авіаційних коліс, включаючи розрахунково-експериментальний метод динамічного та теплового розрахунку їхніх пар тертя та моделювання роботи гальмівного вузла при визначенні експлуатаційних параметрів. Правильний підбір пар тертя фрикційних вузлів гальма при різних його конструктивних параметрах забезпечив стабільність гальмівного моменту, регламентну тривалість та шлях гальмування, ресурс пар тертя по зношуванню, допустиму поверхневу температуру для матеріалу фрикційних накладок. Експлуатаційні параметри пар тертя гальма визначались на машині тертя типу 2168УМТ „Унітриб”. Метод дозволяє комбінувати матеріалами фрикційних накладок для підбору раціональних пар тертя фрикційних вузлів багатодискового гальма для авіаколіс з урахуванням їхньої динамічної та теплової навантаженості.

Аналітичні залежності для визначення основних експлуатаційних параметрів у різних типах фрикційних вузлів (серійних та з рухомими накладками) стрічково-колодкових гальм бурових лебідок наведені у табл. 1.2. В останній для всіх представлених робіт використовуються однакові позначення параметрів:  $S_H$ ,  $S_3$  – натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки;  $S_{II}$  – сила розтягу пружини;  $E$  – модуль пружності матеріалу гальмівної стрічки;  $I$  – момент інерції поперечного перерізу стрічки;  $q$  – питоме навантаження;  $R_0$ ,  $R$  ( $D_{III}=2 \cdot R$ ) – радіус: зовнішньої поверхні фрикційних накладок, встановлених на гальмівному шківі; робочої поверхні гальмівного шківів;  $\rho$  – кут тертя;  $f_1$  та  $f_2$  – коефіцієнти тертя у внутрішньому і зовнішньому фрикційному вузлі;  $\varepsilon$  – зазор між стрічкою та шківом;  $\beta$ ,  $\alpha$  – кути охоплення: однією накладкою робочої поверхні гальмівного шківів; стрічкою зовнішньої

поверхні накладки;  $n$  і  $n_1$  – число накладок на гальмівній стрічці та їхня кількість, яку вона охоплює;  $m$  – число накладок на гальмівному шківі.

Залежність (1.1) для визначення зусилля натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки отримана для накладок, які розташовані по дузі її охоплення зі сталим кроком та з однаковим зазором між їхніми боковими поверхнями, тобто зі сталим кроком.

Вираз (1.2) отримано при умові, що гальмівна стрічка розбита на  $i$ -ту кількість ділянок і кожна її збігаюча частина буде набігаючою для наступної ділянки. При цьому у даній залежності враховано кількість накладок ( $n_1$ ), які охоплює внутрішня поверхня гальмівної стрічки, а також радіус ( $R_0$ ) зовнішньої поверхні фрикційних накладок. За допомогою залежності (1.2) визначається зусилля натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки на першій стадії гальмування, коли працюють зовнішні фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками підпружиненими між собою.

Для аналітичного визначення зусиль натягів гілок гальмівної стрічки у стрічково-колодковому гальмі з рухомими накладками (залежності 1.3, 1.5, 1.7) були складені розрахункові схеми для кожної стадії гальмування. При математичному описі сил, які діяли у зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах, були сформульовані умови щодо жорсткості з'єднувальних пружин і пружності кільцевих стрижнів, дотримання якої дозволило знехтувати відцентровими силами інерції. У кінцевому підсумку отримали вирази (1.3-1.8) з коефіцієнтами для визначення сили натягу набігаючої гілки стрічки на різних стадіях гальмування.

У залежностях (1.9-1.17) основні параметри взяті з формули Ейлера, а вираз (1.10) представляє собою формулу Ейлера з урахуванням жорсткості згину гальмівної стрічки. Зі збільшенням жорсткості останньої гальмівний момент зменшується, про що засвідчила робота [123]. Формула (1.14) дозволяє врахувати питомі навантаження, які діють у зоні контакту фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Залежність (1.16) для розрахунку гальмівного моменту на першій стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими та підпружиненими між собою накладками отримана на основі визначення натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки при умові, що внутрішні поверхні фрикційних накладок посаджені з натягом на робочу поверхню гальмівного шківів. При цьому гальмівна стрічка своєю внутрішньою поверхнею взаємодіє із зовнішніми поверхнями гальмівних накладок, тобто працюють зовнішні фрикційні вузли гальма.

Вираз (1.17) для розрахунку гальмівного моменту на третій стадії гальмування у вищезгаданому гальмі включає в себе взаємозв'язок експлуатаційних параметрів зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів [зусилля натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки ( $S_3$ ); сили розтягу пружини ( $S_{II}$ ); коефіцієнти тертя ковзання на зовнішніх ( $f_2$ ) та внутрішніх ( $f_1$ ) парах тертя]. При цьому зовнішні поверхні фрикційних накладок ніби прилипають до внутрішньої поверхні гальмівної стрічки і весь бандаж із підпружиненими накладками чинить опір обертанню гальмівного шківів до тих пір, доки він не зупиниться.

Таким чином, на основі залежностей для визначення натягів набігаючої гілки гальмівної стрічки (1.2-1.8) та гальмівного моменту (1.11, 1.17) із підпружиненими, рухомими накладками, посадженими з натягом на робочу поверхню гальмівного шківів, у стрічково-колодковому гальмі необхідно отримати залежності для визначення вказаних вище експлуатаційних параметрів при умові, що накладки посаджені на гальмівний шків без натягу та без зазору на циліндричну поверхню гальмівного шківів за допомогою з'єднання „ластівчин хвіст”.

Динамічна навантаженість фрикційних вузлів гальмівних пристроїв у значній мірі впливає на тепловий стан їхніх контактуючих поверхонь. Зупинимося на тепловій навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

1.2.2. Т е п л о в о ї. У фрикційних вузлах гальмівних пристроїв відбувається ковзання одного з елементів відносно другого, що й викликає втрату механічної енергії через тертя. Вказана енергія поглинається елементами тертя, а потім від їхніх поверхонь розсіюється в оточуюче середовище. Частина енергії, що перейшла у пари тертя гальма у вигляді теплоти, викликає ріст поверхневої температури, яка впливає на фізико-механічні властивості поверхневих шарів матеріалів контактуючих поверхонь, а також на експлуатаційні параметри гальма.

Розглянемо методики розрахунку теплонавантаженості гальма при різних коефіцієнтах взаємного перекриття пар тертя фрикційних вузлів гальмівних пристроїв.

У роботі [145] викладені різні методи, що використовуються для визначення розподілу температури тертя при усталеному чи перехідному тепловому режимі. Існує, переважно, два типи таких методів: аналітичний та чисельний. До додаткових методів можна віднести: експериментальний, графічний та аналоговий. Аналітичні методи включають у себе метод джерела теплоти та метод інтегрального перетворення. Чисельні методи містять у собі метод кінцевих різниць та метод кінцевих елементів, обидва з яких використовуються останнім часом при аналізі поверхневих температур для тіл складної форми, що взаємодіють між собою у режимі ковзання.

На основі аналітичних методів були одержані приблизні розв'язки для температури спалаху на пластично деформованих круглих та еліптичних плямах контакту [138]. Розв'язок залежав від властивостей матеріалу, заданих величин чисел, розмірів плям контакту, електричного контактного опору граничної плівки (наприклад, оксидної) та кількості теплоти, що виділяється при терті, яка є функцією швидкості ковзання та нормального навантаження. Для вимірювання опору плівки та дослідження плям контакту було побудовано оригінальну експериментальну модель. У якості контактної поверхні розділу пристрою були вибрані пучки тонких мідних волокон (діаметром 50 мкм)

усередині відполірованого мідного кільця, щоб збільшити число плям контакту та зменшити похибку при вимірюванні опору.

На контактні плями між ковзаючими елементами діють навантаження двох типів: механічні, що складаються з нормальних напружень та напружень зсуву на поверхні розділу контакту та теплові, що виникають у результаті температурних градієнтів через нагрівання при терті [141].

Сукупність термічних та механічних напружень може викликати терморозтріскування – одне з найбільш розповсюджених ушкоджень ковзаючих поверхонь фрикційних вузлів гальм. При вивченні цих явищ прийнято вважати, що швидкості ковзання достатньо низькі для того, щоб використовувати накладання термічних та механічних факторів напруження.

У роботі [141] була розроблена програма термомеханічного аналізу для чисельного визначення температури та напружень для контактів між плоскими ковзаючими кільцями. У зазначеній програмі розподіл температури визначався методом кінцевих елементів та використовувався як вихідна величина для аналізу напружень та деформацій. Результати показали, що нагрівання, обумовлене тертям, відіграє основну роль у виникненні високих локалізованих напружень навколо зони контакту. Крім того, у зоні контакту легше виникають пластичні деформації, викликані тепловою деформацією, а напруження є основною причиною руйнування поверхневого шару металевого фрикційного матеріалу.

Відомо, що метод кінцевих елементів зарекомендував себе як один із найбільш універсальних методів термічного аналізу для багатьох випадків використання, але він дає деякі неточності та похибки, у тому випадку коли критерій Пекле (добуток швидкості ковзання та довжини фрикційного елемента, поділений на коефіцієнт теплопровідності) надто великий. Метод також потребує значних затрат машинного часу. З другого боку, хоча метод інтегрального перетворення дає добрі результати для великого діапазону швидкостей та економить машинний час, йому властивий той недолік, що він



не може використовуватись для тіл складної форми. Тому був розроблено комбінований метод [139], у якому метод кінцевих елементів використовувався для опису нерухомих тіл складної форми, а метод інтегральних перетворень – для аналізу рухомих пар тертя фрикційних вузлів гальма. Узгодження температур на межі контакту зв'язує обидві моделі. Результати, одержані таким комбінованим методом, показують, що він дозволяє подолати обмеження квазістатичних задач, а також економить машинний час.

З наведеного аналізу робіт [138, 139, 141, 145, та ін.] випливає, що значення температур на поверхнях взаємодії фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є достатньо високим та істотно впливає на поведінку ковзання при терті. Тому виникає питання щодо розсіювання та поглинання теплової енергії, так як вона впливає на зміну поверхневої температури пар тертя фрикційних вузлів гальма.

У табл. 1.3 наведені розрахункові залежності (1.13-1.17) для визначення кількості теплоти, що відводиться від поверхонь гальмівного шківа стрічково-колодкового гальма при їхній взаємодії з оточуючим середовищем та при охолодженні внутрішніх поверхонь гальма проточною водою [61]. У наведених залежностях (1.13-1.17) використані наступні позначення:

$c$  – масова теплоємність матеріалу гальмівного шківа,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ ;

$c_1, c_2$  – коефіцієнти випромінювання теплоти від полірованої та матової поверхонь гальмівного шківа,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C}^4)$ ;

$m$  – маса гальмівного шківа,  $\text{кг}$ ;

$A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$  – площі поверхонь гальмівного шківа: полірованої; матової; тієї, що бере участь у природній та вимушеній конвекції; внутрішніх поверхонь порожнини, яка вимушено омивається водою;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  – коефіцієнти тепловіддачі від зовнішніх поверхонь гальмівного шківа при природній та вимушеній конвекції; внутрішніх порожнин шківа;

Таблиця 1.3

Теплообмін та кондуктивне охолодження гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та оцінка їхніх втрат у тепловому балансі

Вид теплообміну	Розрахункові залежності
Кондуктивний	$Q_1 = m \cdot c \cdot (t_1 - t_2), \quad (1.18)$ <p>де <math>c=0,5</math> кДж/(кг·°С).</p>
Радіаційний	$Q_2 = (c_1 A_1 + c_2 A_2) \left[ \left( \frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1.19)$ <p>де <math>c_1=5,45</math> Вт/(м<sup>2</sup>·°С<sup>4</sup>), <math>c_2=18,02</math> Вт/(м<sup>2</sup>·°С<sup>4</sup>).</p>
Конвективний: природній	$Q_3 = \alpha_1 \cdot A_3 \cdot (t_1 - t_2) \cdot (1 - TO) \cdot 3,6, \quad (1.20)$ <p>де <math>\alpha_1=21,0</math> Вт/(м<sup>2</sup>·°С).</p>
вимушений	$Q_4 = \alpha_2 \cdot \left( A_4 \cdot v_0^{0,78} + \sum 2 \cdot f_i \cdot v_i^{0,78} \right) \cdot TO \cdot 3,6, \quad (1.21)$ <p>де <math>\alpha_2=6,14 \cdot v_0^{0,78}</math>.</p>
примусовий (охолодження водою)	$Q_5 = \alpha_3 \cdot A_5 \cdot (t_1 - t_3) \cdot 3,6, \quad (1.22)$ <p>де <math>\alpha_3=1,1 \div 2,3</math> кВт/(м<sup>2</sup>·°С) при <math>v &lt; 0,15</math> м/с; <math>\alpha_3 \leq 4,6</math> кВт/(м<sup>2</sup>·°С) при <math>v &gt; 0,15</math> м/с</p>

$t_1, t_2, t_3$  – температури: що відповідають встановленому тепловому стану шківа; оточуючого середовища; води, що виходить із порожнини шківа;

$TO$  – тривалість вільного обертання гальмівного шківа, с;

$(1-TO)$  – частина загального часу роботи гальма, на протязі якого шків знаходиться у нерухомому стані, с;

$v_0$  – відносна лінійна швидкість обертання поверхні тертя гальмівного шківа, м/с;

$f_i$  – площа бічної поверхні гальмівного шківа, яка розглядається як ряд поверхонь із різними радіусами, м<sup>2</sup>;

$v_i$  – середні лінійні швидкості бічних кільцевих поверхонь гальмівного шківа, м/с.

У наведених залежностях (1.18-1.22) для розрахунку кількості теплоти, що виділяється від гальмівного шківа стрічково-колодкового гальма необхідно знати не тільки різницю температур ( $t_p - t_o$ ), де  $t_p, t_o$  – температури нагрівання поверхні гальмівного шківа та навколишнього середовища, але і коефіцієнти інтенсивності процесів, тобто тепловіддачі при природній і вимушеній конвекціях, а також при радіаційному теплообміні. Що стосується визначення втрат теплоти від гальмівного шківа кондуктивним теплообміном, то вони майже ніколи не визначалися. Це пояснюється тим, що їх досі ніхто не враховував. 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.

Недолік методів розрахунку полягає в тому, що при визначенні втрат теплоти в досліджуваному шквіві обов'язково необхідно знати такі параметри: поверхневі температури та коефіцієнти тепловіддачі вимушеної та природної конвекції та випромінювання. Перші розраховуються за допомогою комп'ютерного моделювання, а другі приймаються з довідкової літератури як деякі усереднені величини.

Задача створення високоефективних гальмівних пристроїв із підвищеним ресурсом їхніх пар тертя повинна розв'язуватись комплексно з урахуванням раціонального конструювання фрикційних вузлів та оптимального вибору відповідних матеріалів. При цьому паралельно повинно вирішуватись питання ефективного примусового охолодження металевих фрикційних елементів гальма.

Аналіз робіт по традиційних [1, 2, 4, 13, 61, 122] та нетрадиційних [20, 29, 33, 94, 95, 97, 99, 100, 118] видах примусового охолодження пар тертя гальмівних пристроїв показав, що вони можуть відбуватися:

- 1) безпосередньою подачею теплоносія на поверхні тертя;
- 2) циркуляцією теплоносія в елементах гальма;
- 3) комбінованим шляхом, використовуючи другий спосіб із переходом на перший (ефект багатоструминного ежектора);
- 4) за допомогою термоелектричного ефекту;
- 5) комбінованим способом шляхом застосування термоелектричного ефекту сумісно з охолодженням типу „теплова труба”.

До нетрадиційних видів примусового зниження теплонавантаженості фрикційних вузлів гальмівних пристроїв відносяться: ефект багатоструминного ежектора; ефект „теплової труби”; ефект „вихрової труби”; магнітний; електрогідролічний; електромагнітне охолодження тощо.

Одним із найперспективніших видів охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма є термоелектричний ефект.

Термоелектричний ефект охолодження реалізується за допомогою термобатарей, складених із напівпровідникових термоелементів, що мають діркову та електронну (р- та n-типу) провідність, яка забезпечує подачу електричного струму тільки в одному напрямі. У тому випадку, якщо струми, які виникають у термоелементах, співпадають за напрямком, то вони підсилюються. Пояснюється це тим, що вільні електрони в термоелементі з провідністю n-типу накопичуються на його холодному кінці, заряджаючи

холодний спай негативно, а гарячий – позитивно. У термоелементі з дірковою провідністю навпаки, гарячий кінець заряджається негативно, а холодний – позитивно. При замиканні кола у ньому можна спостерігати електричний струм, обумовлений саме різницею температур. Фактично спостерігається ефект Зеєбека, а сама термобатарея працює в режимі термоелектрогенератора. Крім того, на холодному спаї теплота поглинається, а на гарячому спаї вона виділяється. Якщо від гарячого спаю термобатареї постійно відводити теплоту (за допомогою ребер теплообмінника або теплової трубки певної форми), то на холодному її кінці можна отримати низькі температури. У цьому випадку термобатарея буде працювати у режимі термоелектроохолодильника.

Таким чином, у термоелементах батареї у результаті теплового руху атомів утворюються вільні заряди. Тому електропровідність більшості напівпровідникових матеріалів значно зростає зі збільшенням температури. Підвищення останньої на 1,0; 10,0 та 100,0 °C збільшує електропровідність термоелемента, відповідно, на 3-6%; 75% та у 50 разів. Отже, істотне збільшення питомої електропровідності термобатарей, вмонтованих у пари тертя фрикційних вузлів гальмівних пристроїв, викличе інтенсивне відведення теплоти і, як наслідок, підвищить ефективність їхнього охолодження [90, 117, 118].

Для забезпечення ефективної роботи термобатарей необхідно їхні термоелементи з'єднувати між собою послідовно та розташовувати на рівні робочої поверхні одного з елементів пари тертя фрикційного вузла гальмівного пристрою. У цьому випадку одні кінці термоелементів будуть гарячими спаями, а другі кінці – холодними. З останніми контактують теплообмінники з ребрами або поверхні теплової труби. Форма та поперечний переріз термоелементів батареї залежать від того, у якій площині розташовані поверхні тертя фрикційних вузлів гальма (див. додаток А).

З вищевикладеного випливає, що необхідно запропонувати систему охолодження пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, яка

дозволяє у процесі їхньої взаємодії відводити теплоту, що генерується, а також спосіб для вирівнювання теплонавантаження на контактуючих поверхнях його фрикційних вузлів.

Знання динамічної та теплової навантаженості фрикційних вузлів гальмівних пристроїв дозволяє перейти до розгляду довговічності їхніх пар тертя.

### 1.3. Зношування поверхонь фрикційних вузлів гальма

Принципи моделювання тертя та спрацювання твердих тіл базуються на положеннях твердого тертя та втомного зношування. Указані процеси за термінологією академіка П. О. Ребіндера є комплексними та ґрунтовані на фізико-хімічній механіці. Вони регламентуються двома тріадами послідовних та взаємозв'язаних етапів процесу тертя, а саме:

за І. В. Крагельським [66, 67]:

- взаємодією поверхонь тіл з урахуванням впливу оточуючого середовища;
- зміною властивостей поверхневих шарів у результаті взаємодії з урахуванням впливу оточуючого середовища;
- руйнуванням поверхонь (спрацюванням) внаслідок двох попередніх етапів.

за О. В. Чичинадзе [114, 115]:

- властивостями матеріалів пари тертя та оточуючого середовища;
- мікро- та макрогеометрією контактуючих елементів та коефіцієнтом взаємного перекриття;
- режимом тертя при заданій швидкості ковзання; початковою та поточною, поверхневою та об'ємною температурою; градієнтом температур по координаті та часу.

Крім того, багаторазово теоретично та експериментально доведено факт залежності коефіцієнтів тертя фрикційних поверхонь та зношування їхніх пар тертя у гальмівних пристроях від температури нагрівання їхніх поверхонь [80].

Довговічність пар тертя фрикційних муфт та гальмівних пристроїв з урахуванням нерівномірності розподілу питомих навантажень на їхніх взаємодіючих поверхнях розглянуто у роботах М. П. Александрова [1, 2, 122], С. М. Борисова [13], О. І. Вольченка [19, 37], О. Л. Ільського [61], М. Г. Шахмалієва [132, 133] та ін. Перераховані джерела містять у собі інформацію про гальмівні системи підйомно-транспортних машин, а також про стрічково-колодкові гальма бурових лебідок.

Розглянемо особливості зношування поверхонь фрикційних накладок у парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, обладнаного гальмівними стрічками з установленими по їхній дузі охоплення фрикційними накладками з постійним та змінним кроком.

У серійному стрічково-колодковому гальмі по мірі зношування матеріалу внутрішніх поверхонь фрикційних накладок початковий радіус кривини сталевий гальмівної стрічки збільшується, але зовнішній радіус, прилеглих до гальмівної стрічки поверхонь, залишається сталим. Тому її деформація відбувається лише за рахунок частин, розташованих між фрикційними накладками. Чим більшим буде крок між ними, тим більшими будуть деформації частин, вільних від накладок. При цьому велику роль у стрічково-колодковому гальмі відіграє загальна деформація збігаючої гілки гальмівної стрічки. Відомо, що в лівій гальмівній стрічці вона буде більшою на величину переміщення кінців балансира гальма, викликаного його поворотом. Крім того, як при розташуванні фрикційних накладок із постійним, так і зі змінним кроком, на гальмівній стрічці спостерігається нерівномірна деформація по дузі охоплення.

Жорстке кріплення накладок до гальмівної стрічки, крім зниження її гнучкості, також погіршує умови припрацьовування внутрішніх поверхонь

фрикційних накладок до робочої поверхні гальмівного шківa, що може призвести до виникнення місцевого перегріву накладок, їхнього часткового обгорання та, як наслідок, передчасного руйнування.

Рівномірне розташування колодок по дузі охоплення при нерівномірному розподілі зусилля натягу стрічки, а отже, й нерівномірному розподілі нормального навантаження на фрикційні накладки, призводить до нерівномірного їхнього зношування, тобто на набігаючій гілці стрічки значно швидше, ніж на збігаючій. Так як при зміні накладок орієнтуються на найбільш зношені, то доводиться замінювати їх усі, незважаючи на те, що на збігаючій гілці стрічки накладки ще мало зношені. За даними професора Борисова С. М. [13], якщо прийняти зношування на набігаючій гілці стрічки за 100 %, то при куті охоплення стрічки  $270^\circ$  зношування на її збігаючій гілці складає 20-25 %. Оскільки зміна накладок у стрічково-колодковому гальмі відбувається комплектом, багато порівняно придатного фрикційного матеріалу потрапляє у відходи.

Зміна питомих навантажень у залежності від кута охоплення шківa гальмівною стрічкою, у межах від 0 до  $270^\circ$ , проілюстровано у роботі [18]. З останнього видно, що питомі навантаження на набігаючій гілці гальмівної стрічки у 4-5 разів перевищують питомі навантаження на її збігаючій гілці. Для раціонального використання фрикційного матеріалу накладок запропонована робота гальмівних стрічок у реверсивному режимі, але все одно повної рівномірності зношування всіх накладок досягнути не вдається. Якщо прийняти, що до реверсу стрічки гальмо працювало стільки ж часу, скільки й після реверсу, то з'ясується, що накладки розташовані у зоні, близькій до центра кута охоплення, зношуються значно менше, ніж накладки, розташовані по кінцях стрічки. Це викликано чергуванням набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки при взаємодії з робочою поверхнею шківa при зміні напрямку його обертання.



Експериментальним шляхом встановлено, що розташування накладок на стрічці зі змінним кроком, який збільшується до напрямку збігаючої гілки, сприяє деякому вирівнюванню питомих навантажень на взаємодіючі поверхні фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма [26]. Дослідження вдосконалених та серійних гальмівних стрічок із накладками показали, що при змінному кроці витрата фрикційного матеріалу зменшується на 60%, а його відходи – у 2,17 рази [56].

Принципи раціонального розташування фрикційних накладок на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки з метою прогнозованого перерозподілу питомих навантажень по її довжині розглянуті у роботі [116]. В останній проілюстровано, що на набігаючій гілці зазори між накладками описуються закономірностями арифметичної прогресії, а на збігаючій гілці – геометричної.

У нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі стрічка розвантажена від фрикційних накладок та взаємодіє з їхніми зовнішніми поверхнями на першій стадії гальмування. При зношуванні зовнішніх поверхонь фрикційних накладок радіус кривини гальмівної стрічки збільшується, проте внутрішній радіус накладок залишається незмінним. При цьому крок розташування фрикційних накладок у бандажі на гальмівному шківі не впливає на деформації гальмівної стрічки, оскільки вони будуть на всіх її ділянках.

Крім того, зовнішні поверхні фрикційних накладок у процесі реалізації повторно-короткотривалих гальмувань на першій стадії завжди потрапляють під різні гілки гальмівної стрічки, що сприяє їхньому рівномірному зношуванню. На третій стадії працюють внутрішні поверхні фрикційних накладок, завдячуючи тому, що весь бандаж накладок затиснутий гальмівною стрічкою, а відносно них у сповільненому русі обертається гальмівний шків. У цьому випадку також відбувається вирівнювання зношування внутрішніх поверхонь фрикційних накладок бандажа.

Таким чином, оцінивши працездатність різних типів фрикційних вузлів гальм перейдемо до вимог, які ставляться до їхніх критеріїв.

#### 1.4. Вимоги до критеріїв працездатності для різних типів фрикційних вузлів гальм

Основними критеріями працездатності фрикційних вузлів у стрічково-колодкових гальмах є зносостійкість та теплостійкість, а також опір термічній втомі, тріщиностійкість, вібростійкість. Обґрунтування стану багатопарних фрикційних вузлів, при якому вони виконують свою основну функцію – гальмування, працюючи у повторно-короткотривалому режимі, при регламентованих рівнях їхньої навантаженості, принципово не відрізняються від того, що застосовуються для серійних стрічково-колодкових гальм.

Проте, у процесі проектування та дослідження фрикційних вузлів із двома парами тертя, зустрічаються деякі особливості (наприклад, робота фрикційних вузлів на трьох стадіях гальмування [56]; встановлення різниці питомих навантажень та коефіцієнтів тертя для роботи зовнішньої та внутрішньої пари тертя фрикційних вузлів [55]; визначення кутового кроку між накладками на шківі, охоплених та неохоплених гальмівною стрічкою, для оцінки стійкості всієї пружної системи, якою є бандаж [26], розрахунку гальмівної стрічки на міцність [116] та інші питання).

Для фрикційних вузлів 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. Особливістю їхньої роботи є нерівномірна навантаженість по дузі охоплення стрічкою гальмівного шківя, яка викликана величиною співвідношення  $S_H / S_3 \geq 5$ , (де  $S_H$ ,  $S_3$  – натяг набігаючої та збігаючої гілки гальмівної стрічки), що визначається самою конструкцією різних типів фрикційних вузлів. Це призводить до того, що величини гальмівного моменту, що розвивається набігаючою та збігаючою

гілками стрічки істотно відрізняються. У випадку роботи гальма вказана нерівномірність навантаження по фрикційних накладках дещо згладжується, оскільки відбувається їхнє припрацювання.

Різні вимоги, що висуваються, а також складність вивчення чинників, що впливають на працездатність фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, створюють певні перешкоди під час їхньої розробки, внаслідок чого існуючі конструкції та матеріали фрикційних накладок не завжди задовольняють вимогам усе зростаючої енергоємності гальма. Остання лімітує загальну довговічність фрикційних накладок та надійність роботи бурової установки. Надійність роботи зовнішніх та внутрішніх пар тертя гальма залежить, у першу чергу, від зносостійкості поверхонь. Зношування останніх понад допустиму величину може призвести до їхньої поломки. Тому найбільш поширеним засобом підвищення довговічності зовнішніх та внутрішніх пар тертя гальма є пошук та підбір нових більш термо- та зносостійких фрикційних матеріалів. Одночасно з цим, необхідно розробляти конструктивні та технологічні заходи, що сприяють створенню сприятливих умов роботи фрикційних накладок, тобто шляхом їхнього динамічного розвантаження.

Основними чинниками, що відіграють найбільший вплив на коефіцієнт тертя, гальмівний момент та зношування накладок, від яких, у першу чергу, залежить працездатність стрічково-колодкового гальма, є поверхнева температура зовнішніх та внутрішніх пар тертя, та її розподіл як по глибині, так і по довжині елементів, що складають пари тертя. Це пов'язано з тим, що температура змінює фізико-механічні властивості матеріалу накладок у поверхневому шарі та сприяє утворенню проміжного шару з властивостями та структурою, які відрізняються тим, що різко змінюють взаємодію елементів зовнішніх та внутрішніх пар тертя.

З підвищенням температур, спрацювання зовнішньої та внутрішньої поверхонь фрикційних накладок збільшується, внаслідок чого найсильніше

зношуються внутрішні поверхні накладок, працюючих у парі з гальмівним шківом.

Різниця коефіцієнтів тертя між зовнішніми та внутрішніми парами тертя гальма спонукає виготовляти одну й ту ж фрикційну накладку з матеріалів із різними коефіцієнтами тертя. Завжди для зовнішніх пар тертя коефіцієнт тертя більший, ніж для внутрішніх. У даному випадку фрикційні накладки підбирають так, щоб у процесі роботи поверхнева температура для зовнішньої та внутрішньої пари тертя гальма не перевищувала значення допустимої температури матеріалу накладки. Для фрикційної накладки, виготовленої з матеріалу ФК-24А, вона складає  $390^{\circ}\text{C}$  [121, 122]. Найефективнішим конструктивним заходом, що суттєво підвищує працездатність зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма є зниження температурного режиму поверхонь тертя за допомогою пристроїв та систем охолодження вимушеного типу, вмонтованих безпосередньо в їхні фрикційні елементи.

Проте найбільший ефект від застосування рухомих накладок на робочій поверхні гальмівного шківа одержується тоді, коли їм надано деяку ступінь вільності у відношенні установки відносно набігаючої та збігаючої гілки гальмівної стрічки. Це досягається встановленням у бандаж фрикційних накладок різної маси, що дозволяє автоматично здійснювати перерозподіл питомих навантажень між гілками стрічки за рахунок потрапляння різної кількості накладок під набігаючу та збігаючу гілки стрічки. При цьому спостерігається збільшення сили тертя при одному й тому ж нормальному навантаженні на взаємодіючі поверхні фрикційних вузлів гальма.

Введення деяких із розглянутих конструктивних та технологічних заходів у дану роботу в сукупності з дослідженням та підбором нових якісніших фрикційних матеріалів дозволяє істотно підвищити працездатність зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та забезпечити заданий термін служби на раціональних швидкостях спуску колони бурильних труб у свердловину.

Критичний аналіз конструкцій, динамічних та теплових навантажень, довговічності пар тертя різних типів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв, а також вимог до критеріїв їхньої працездатності дозволяє сформулювати задачі досліджень стосовно до різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з точки зору принципів синергетики.

### 1.5. Висновки й задачі досліджень

Існуючі погляди на динамічну [1, 2, 4, 26, 56, 82, 116, 123, 125, 126, 136 та ін.] і теплову [1, 2, 7, 8, 47, 50, 51, 59, 67, 117, 138, 139, 141, 145 та ін.] навантаженість різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, а також на їхнє традиційне [1, 2, 4, 13, 61, 123 та ін.] та нетрадиційне [19, 26, 28, 73, 121, 135 та ін.] охолодження і визначили задачі даної роботи:

- розробити елементи теорії взаємодії багатопарних фрикційних вузлів гальма;
- встановити закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма;
- виконати розрахунок основних раціональних конструктивних параметрів багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма;
- оцінити зношування накладок у багатопарних фрикційних вузлах гальма;
- розробити метод розрахунку теплових втрат від гальмівних шківів бурових лебідок;
- удосконалити метод зниження теплової навантаженості на поверхнях пар тертя стрічково-колодкових гальм шляхом використання ефекту Пельтьє.

## РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ БАГАТОПАРНИХ  
ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА  
БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ

## 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-короткотривалому 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, швидкостей ковзання, питомих навантажень, поверхневих температур тощо на поверхнях тертя буде виникати певна шорсткість, що відповідає заданим умовам тертя. При зміні умов тертя, змінюється і шорсткість поверхонь, що впливає на інтенсивність зношування пар тертя гальма. Остання може бути істотно зменшена не лише вибором матеріалів пар тертя, але й раціональним їхнім розташуванням у спряженнях.

У залежності від твердості ( $H$ ) та розмірів поверхонь дотику ( $A_H$ ) взаємодіючих пар тертя, за пропозицією професора Д. Н. Гаркунова [42], доцільно розрізняти наступні умови розташування фрикційних матеріалів:

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

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

Перший випадок відповідає ковзанню робочої поверхні гальмівного шківів, найменшої номінальної поверхні дотику по внутрішній поверхні

фрикційної накладки, що має меншу твердість, проте більшу поверхню дотику. Таке розташування поверхонь фрикційних пар тертя будемо називати „прямою парою тертя”. Остання є у серійному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки.

У прямій парі тертя гребені нерівностей поверхні тертя гальмівного шківа, що залишились після механічної обробки, розташовуються, в основному, по гвинтовій лінії, а рух кожної точки поверхні проходить по колу, що викликає збільшений відрив частинок фрикційного матеріалу від внутрішньої поверхні фрикційної накладки. При цьому також відбувається зношування робочої поверхні гальмівного шківа. Доля металевих частинок останнього, що осіли на внутрішній поверхні накладки, служить чинником інтенсифікації зношування робочої поверхні шківа. При цьому частина продуктів зношування, розташовуючись між поверхнями тертя, прискорює зношування обох поверхонь. Крім того, взаємодія твердого матеріалу робочої поверхні гальмівного шківа 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 зношування поверхонь тертя.

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

Отже, прямі пари тертя в серійному стрічково-колодковому гальмі необхідно динамічно розвантажити, 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

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, завдяки використанню зовнішніх та внутрішніх 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 шківа”, ніж у парах тертя „внутрішня поверхня нерухомих фрикційних накладок – робоча поверхня гальмівного шківа”.

Професор А. В. Чичинадзе в одній зі своїх багаточисельних робіт [114, 115] 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 зображене стрічково-колодкове гальмо з багатопарними фрикційними накладками; на рис. 2.1 а – поперечний розріз фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма; на рис. 2.1 б, г – вид А на зовнішні та внутрішні фрикційні вузли, накладки яких встановлені з зазором та без нього; на рис. 2.1 в, д – розріз Б-Б.

Стрічково-колодкове гальмо з багатопарними фрикційними вузлами складається з гальмівного шківа 1, що має опуклу робочу поверхню 2, а з боків шківа 1 розташовані реборди 3, 4. Ліва реборда 3 виконана знімною, а права – складає одне ціле зі шківом 1.



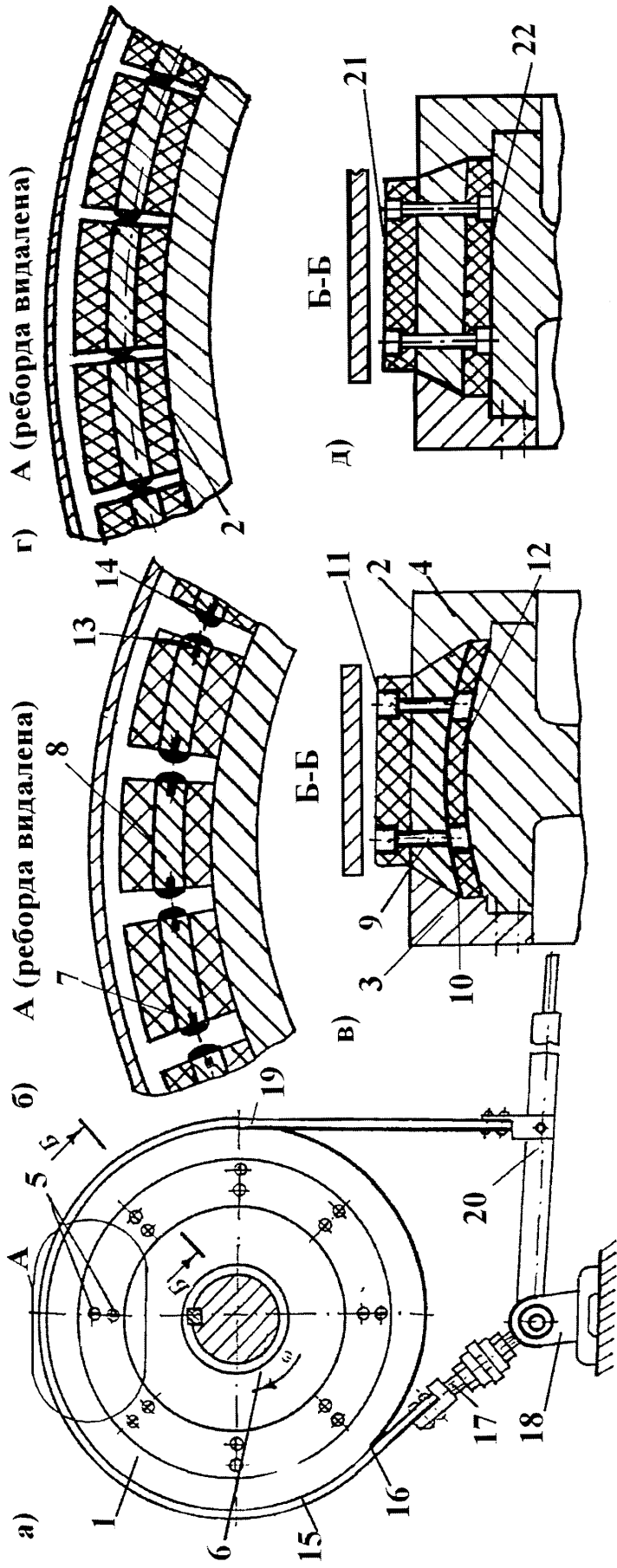


Рис. 2.1 а, б, Стрічково-колодке гальмо з рухомими накладками (а), встановленими з зазором (б) та без зазору (г) і фрикційні вузли з опуклою та циліндричною поверхнею шківів (в, д): 1, 2 –

гальмічний шків з опуклою та циліндричною робочою поверхнею; 3, 4 – реборди шківів; 5, 9, 10 – кріпильні гвинти та гайки; 6 – підйомний вал лебідки; 7, 8, 13 – фрикційні елементи з основою та отворами; 11, 12 – опукла зовнішня та увігнута внутрішня поверхні накладок; 14 – пружні елементи; 15, 16, 19 – гальмівна стрічка зі збігаючою та набігаючою гілками; 17 – гвинтові стрижні; 18 – опора; 20 – важіль керування; 21, 22 – зовнішня та внутрішня поверхні накладок

Ліва реборда 3 кріпиться до тіла гальмівного шківів 1 за допомогою гвинтів 5. Шків 1 розташований на валі 6 бурової лебідки. У гальмівному шківі 1 виконане поглиблення, яке із внутрішніми поверхнями реборд 3 і 4, та 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 гвинтів 9 і гайок 10 прикріплена зовнішня 11 і увігнута внутрішня 12 фрикційні накладки. Основа 8 фрикційного елемента 7 виготовлена з теплопровідного матеріалу. 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 обертаються разом із ним. Зовнішні фрикційні накладки огинає гальмівна стрічка 15, збігаюча гілка якої 16 кріпиться за допомогою гвинтових стрижнів 17 до опори 18. У свою чергу набігаюча гілка 19 гальмівної стрічки 15 прикріплена до важеля керування 20.

Конструктивною особливістю фрикційного вузла гальма, зображеного на рис. 2.1 в є виконання внутрішньої поверхні 12 накладки опуклою. Конструкції фрикційних вузлів гальма, зображені на рис. 2.1 в і 2.1 д відрізняються тим, що сумарний статичний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя є більшим у першому варіанті, ніж у другому. Це зв'язано з тим, що використана опукла робоча поверхня 2 шківів 1 та увігнута внутрішня поверхня 12 фрикційних накладок. 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 [71] працює таким чином: при переміщенні важеля 20 гальма проходить затягування гальмівною стрічкою 15 фрикційних елементів 7. При цьому відбувається взаємодія внутрішніх поверхонь набігаючої 19 і збігаючої 16 гілок гальмівної стрічки 15 із новими 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 зусилля натягу 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 шківа 1). При подальшому збільшенні зусилля зтягування гальмівною стрічкою 15 взаємодія між зовнішніми парами тертя припиняється і внутрішня поверхня гальмівної стрічки 15 ніби прилипає по дузі охоплення до зовнішніх поверхонь накладок. Обхопивши таким чином більшу частину фрикційних елементів 7, гальмівна стрічка 15 затискає їх і дозволяє працювати внутрішнім парам тертя, що приводить до зупинки гальмівного шківа 1.

У конструкції фрикційного вузла гальма, зображеній на рис. 2.1 г, 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). При цьому динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя гальма значно більший, ніж зовнішніх. Крім того, відбувається змінне включення в роботу зовнішніх і внутрішніх пар тертя гальма, які знаходяться у площині обертання гальмівного шківа 1. Після завершення процесу гальмування гальмівна стрічка 15 розмикається й продовжується обертання шківа 1 із фрикційними елементами 7 на ньому.

Інший варіант стрічково-колодкового гальма з двома поверхнями тертя і системою охолодження [33] містить гальмівний шків, на робочій поверхні якого виконані Г- подібні виступи, на які спираються фрикційні накладки через кулькові сепаратори. А з другого боку вони притиснуті кільцевими пластинами до торців реборд шківа, у якому розміщена система вентиляційних отворів. Така конструкція має менші втрати на тертя на бокових поверхнях накладок у порівнянні зі з'єднанням фрикційних вузлів по типу „ластівчин хвіст”, але є дещо складнішою у конструктивному відношенні.

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 фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”

2.3.1. Розрахунок сил тертя на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних вузлів гальм. 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 з циліндричною поверхнею”, зображені на рис. 2.2. На рис. 2.2 використані наступні позначення:  $F_{T1}, F_{T2}$  – сили тертя у внутрішніх та зовнішніх парах тертя гальма;  $N_1, N_2$  – рівнодійні питомих навантажень, які діють на внутрішні та зовнішні робочі поверхні фрикційної накладки;  $F_t, F_n$  – дотична та відцентрова сила інерції накладки;  $R_0, R$  – радіуси: зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладки.

При обертанні гальмівного шківа зі швидкістю  $\omega$  виникає відцентрова сила інерції накладки

$$F_n = m\omega^2 \cdot R_1 = \frac{G}{g}\omega^2 R_1, \quad (2.3)$$

де  $m, G$  – маса та вага накладки,

$g$  – прискорення вільного падіння,

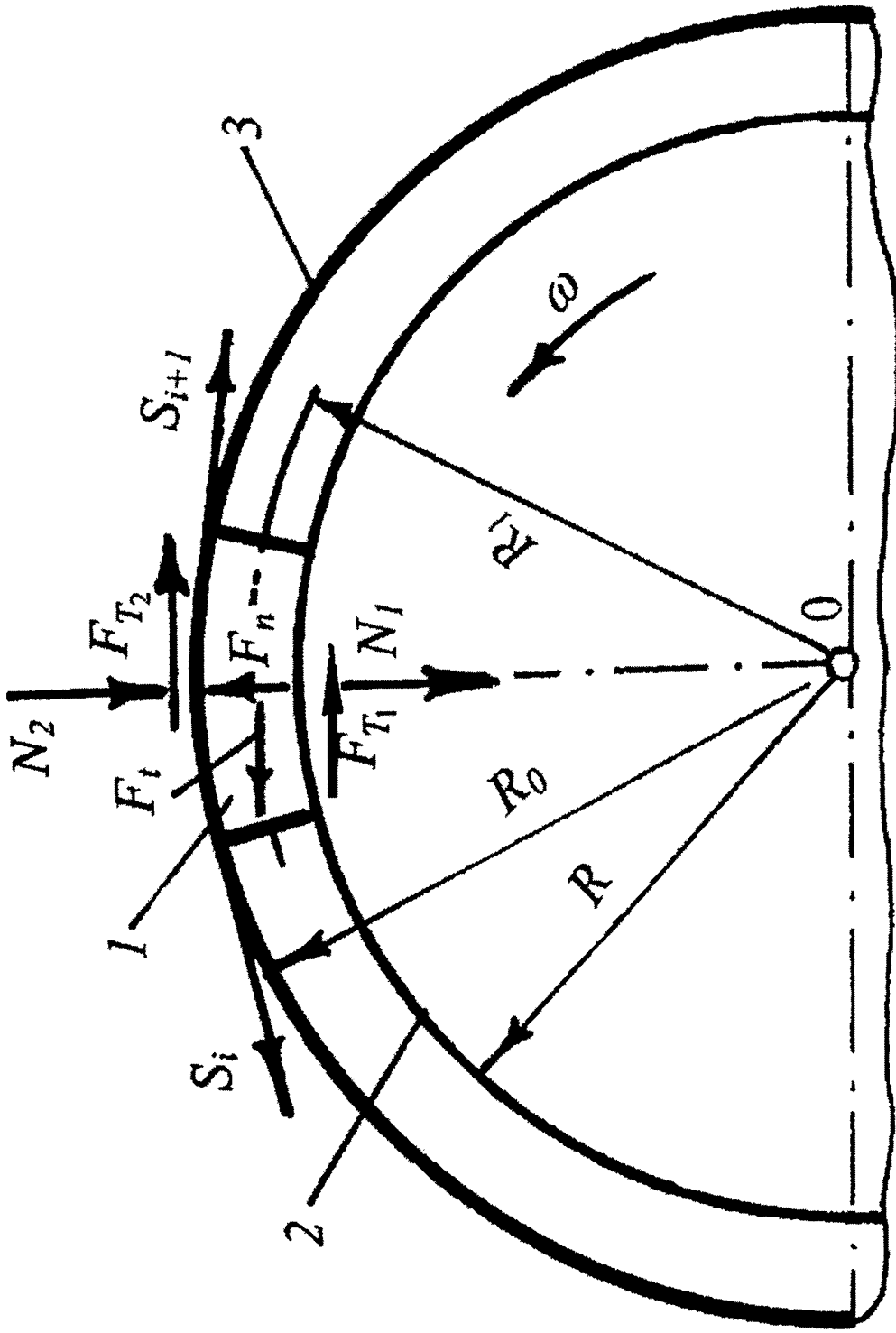


Рис. 2.2. Схема сил, що діють на фрикційну накладку при роботі гальмівного вузла: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків; 3 – гальмівна стрічка

$R_1$  – радіус центра ваги,  $R_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\alpha}$ , де  $\alpha$  – кут охоплення

двоповерхової фрикційної накладки у радіанах.

Наприклад, для бурової лебідки ЛБУ-1100 при використанні багатопарних фрикційних вузлів, з'єднаних по типу „ластівчин хвіст” маємо:

$$R_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,770^3 - 0,725^3}{0,770^2 - 0,725^2} \cdot \frac{\sin \frac{360^\circ \cdot \pi}{38 \cdot 180^\circ}}{\frac{360^\circ \cdot \pi}{38 \cdot 180^\circ}} = 0,744 \text{ м},$$

У порівнянні з питомими навантаженнями, які виникають у зовнішніх парах тертя при гальмуванні, вага фрикційної накладки є малою величиною, тому при описі експлуатаційних параметрів гальма під час процесу гальмування нею нехтуємо.

Сила тертя на зовнішній поверхні накладки визначається за залежністю

$$F_{T_2} = S_{i+1} - S_i, \quad (2.4)$$

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

Рівнодійна питомих навантажень на зовнішніх парах тертя фрикційного вузла гальма становить

$$N_2 = \frac{F_{T_2}}{f_2} = \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2}. \quad (2.5)$$

З умови рівноваги фрикційної накладки знаходимо

$$N_1 = N_2 - F_n. \quad (2.6)$$

Тоді сила тертя у внутрішніх парах тертя буде рівна

$$F_{T_1} = N_1 \cdot f_1 = (N_2 - F_n) \cdot f_1. \quad (2.7)$$

Середнє значення нормальної сили, що діє на накладки визначається залежністю

$$N = p_{\text{сер}} \cdot A; \quad (2.8)$$

де  $P_{\text{сер}}$  – середнє питоме навантаження на гальмівну накладку, для бурової лебідки ЛБУ-1100  $P_{\text{сер}}=0,472$  МПа [61],

$A$  – площа поверхні накладки, при ширині накладки 0,12 м та довжині 0,23 м площа поверхні накладки складе 0,0276 м<sup>2</sup>.

Тоді середнє значення нормальної сили, що діє на накладки складе

$$N = 0,472 \times 10^6 \times 0,0276 = 13027 \text{ Н.}$$

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

$$F_n = \frac{G}{g} \omega_0^2 R_1.$$

Так, наприклад, якщо прийняти, що  $m = 2,904$  кг;  $R_1 = 0,744$  м; при  $n=50$  об/хв. кутова швидкість відповідно складе  $\omega_0 = 2 \pi n = 2 \pi 50 / 60$ ;  $\omega_0 = 5,24 \text{ с}^{-1}$ ; то отримаємо

$$F_n = 2,904 \cdot 5,24^2 \cdot 0,744 = 59,24 \text{ Н.}$$

Таким чином, при відсутності з'єднання накладок між собою при обертанні гальмівного шківа вони відтискаються із силою  $F_n$  від його робочої поверхні. Тому, на початковій стадії гальмування робочими поверхнями є зовнішні пари тертя фрикційних вузлів гальма.

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 шківа, так і гальмівної стрічки. Під час гальмування стан їхньої рухомості при певних умовах стає періодичним. На початковій стадії гальмування накладки нерухомі відносно гальмівного шківа, 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". 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 визначити з допомогою залежностей, отриманих у роботі [116]. При цьому коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх та внутрішніх пар тертя повинен бути однаковим.

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

$$S_{i+1} = S_i e^{f_{2i} \alpha_i},$$

де  $S_i$  – зусилля на збігаючій гілці гальмівної стрічки;  $f_{2i}$  – коефіцієнт тертя ковзання між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки зовнішньою поверхнею  $i$ -ої фрикційної накладки;  $e$  – основа натурального логарифму;  $\alpha_i$  – центральний кут  $i$ -ої накладки.

Зусилля натягу на збігаючій гілці  $i$ -ої накладки

$$S_i = S_3.$$

Тоді зусилля натягу набігаючої гілки стрічки буде рівним:

$$S_H = S_3 \left( e^{f_{21} \alpha_1} + \dots + e^{f_{2n} \alpha_n} \right), \quad (2.9)$$

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 який розвивається зовнішніми парами тертя гальма на початковій стадії гальмування

$$M_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n (S_{i+1} - S_i) R_0, \quad (2.10)$$

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



Якщо прийняти, що  $\alpha_1 = \alpha = \text{const}$ , а  $f_{2i} = f = \text{const}$ , то можна записати

$$S_H = S_3 \cdot e^{nf\alpha}. \quad (2.11)$$

Тоді гальмівний момент буде визначатися залежністю вигляду

$$M_\Gamma = S_3 R_0 \left( e^{f\alpha} - 1 \right) \left( 1 + e^{f\alpha} + e^{2f\alpha} + \dots + e^{(n-1)f\alpha} \right). \quad (2.12)$$

На кінцевій стадії гальмування зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілки стрічки можна визначати із залежностей (2.9) та (2.11), якщо коефіцієнт тертя ковзання  $f_{2i}$  замінити на коефіцієнт тертя ковзання між робочою поверхнею шківів та накладкою ( $f_1$ ).

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

$$M_{\Gamma_1} = \left[ S_3 \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right) \frac{1}{k} + \frac{2S_\Pi f_1 n}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right] R, \quad (2.13)$$

де  $k$  – співвідношення коефіцієнтів тертя ковзання:  $k = \frac{f_2}{f_1}$ ;  $S_\Pi$  – сила натягу пружного елемента, якщо він встановлений;  $n$  – кількість накладок на шківі.

Аналіз залежностей (2.9)–(2.13) 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-колодке гальмо має фрикційні вузли з накладками, періодично рухомими відносно робочих поверхонь гальмівної стрічки та шківів. Зусилля натягу в гальмівній стрічці та гальмівний момент, у цьому випадку, визначаються залежностями (2.11)–(2.12);

- 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. У цьому випадку питомі навантаження у внутрішніх парах тертя будуть меншими, ніж у зовнішніх. Зусилля натягу стрічки та гальмівний момент визначаються за залежностями (2.9)–(2.13).

2.3.3. Визначення умов реалізації стадій гальмування на зовнішніх та внутрішніх парах тертя у фрикційному вузлі. Перша стадія гальмування спряженими поверхнями гальмівної стрічки та накладок можлива при виконанні умови

$$M_{0_1} > M_{0_2}, \quad (2.14)$$

де  $M_{0_1}, M_{0_2}$  – моменти опору сил, що діють на внутрішній та зовнішній поверхнях накладки. На підставі рис. 2.2 визначаємо

$$M_{0_1} = F_{T_1} \cdot R - M_t = (N_2 - F_n) \cdot f_1 \cdot R - M_t, \quad (2.15)$$

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

де  $M_t$  – момент дотичної сили інерції;

$$M_t = F_t \cdot R_1 = m \cdot \varepsilon \cdot R_1^2, \quad (2.17)$$

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

Підставивши в залежність (2.16) значення (2.5), (2.6) та (2.17), після перетворень отримуємо

$$M_{0_1} = \left( \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} - \omega^2 \cdot R_1 \cdot m \right) \cdot f_1 \cdot R - \varepsilon \cdot m \cdot R_1^2. \quad (2.18)$$

Тоді умову (2.14) запишемо у вигляді

$$(S_{i+1} - S_i) \cdot R_0 < \left( \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} - \omega^2 \cdot R_1 \cdot m \right) \cdot f_1 \cdot R - \varepsilon \cdot m \cdot R_1^2. \quad (2.19)$$

Згідно робіт [61, 62] приймаємо закон гальмування лінійним, тобто

$$\omega = \omega_0 - \varepsilon \cdot t, \quad (2.20)$$

де  $t$  – час від початку гальмування.

З урахуванням (2.20) після перетворень нерівності отримуємо

$$(\omega_0 - \varepsilon \cdot t)^2 < \frac{(S_{i+1} - S_i) \cdot \left( \frac{f_1}{f_2} \cdot R - R_0 \right) - \varepsilon \cdot m \cdot R_1^2}{m \cdot f_1 \cdot R \cdot R_1}. \quad (2.21)$$

Звідки маємо:

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

У свою чергу, при лінійному законі гальмування

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

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

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

Нерівність (2.22) виконується за наступної умови:

$$(S_{i+1} - S_i) \cdot \left( \frac{f_1}{f_2} \cdot R - R_0 \right) > \varepsilon \cdot m \cdot R_1^2, \quad (2.23)$$

тоді

$$\omega_0 < \sqrt{\frac{(S_{i+1} - S_i) \cdot \left( \frac{f_1}{f_2} \cdot R - R_0 \right) - \varepsilon \cdot m \cdot R_1^2}{m \cdot f_1 \cdot R \cdot R_1}} + \varepsilon t. \quad (2.24)$$

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 шківів починається з часу

$$t = \frac{\omega_0 - \sqrt{\frac{(S_{i+1} - S_i) \cdot \left(\frac{f_1}{f_2} \cdot R - R_0\right) - \varepsilon \cdot m \cdot R_1^2}{m \cdot f_1 \cdot R \cdot R_1}}}{\varepsilon}. \quad (2.25)$$

При цьому натяг збігаючої гілки стрічки у залежності (2.25) стає таким, коли

$$M_{02} > M_{01}. \quad (2.26)$$

Така умова призводить до того, що фрикційна накладка 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  $M_{01}$  та  $M_{02}$  будуть мати вигляд:

$$M_{01} = \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} \cdot f_1 \cdot R; \quad (2.27)$$

$$M_{02} = (S_{i+1} - S_i) \cdot R_0. \quad (2.28)$$

Умова (2.26) із врахуванням залежностей (2.27) та (2.28) має наступний вигляд

$$(S_{i+1} - S_i) \cdot R_0 > \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} \cdot f_1 \cdot R,$$

звідки

$$f_2 > f_1 \cdot \frac{R}{R_0}. \quad (2.29)$$

Таким чином, при виконанні умови (2.29) фрикційні пари тертя “стрічка-накладка” та “накладка-шківів” 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 (2.22), а час

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

$$t_1 = t_k - t, \quad (2.30)$$

де  $t_k$  – час гальмування.

Для нової конструкції гальма відбувається зношування гальмівної стрічки. Тому, для забезпечення надійності конструкції, стрічку необхідно виконувати з двох шарів – робочого (який буде спрацьовуватись) та силового, що розділені теплоізоляцією. Зусилля натягу в гілках гальмівної стрічки та гальмівний момент, який розвиває нетрадиційне гальмо на першій стадії гальмування, визначається з допомогою залежностей (2.11) та (2.12).

На другій стадії гальмування зусилля натягу гілок гальмівної стрічки визначаються з допомогою залежностей (2.9) та (2.11).

Гальмівний момент визначається за допомогою залежності (2.13), якщо прийняти, що  $S_n = 0$ , тобто отримаємо

$$M_{\Gamma_1} = S_3 \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right) \frac{f_1}{f_2}. \quad (2.31)$$

Якщо умова (26) 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), (2.11) та (2.12).

Таким чином, виходячи з величин моментів опору сил, що діють на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма приходимо до висновку, що останній буде набагато більшим за перший.

Це призведе до теплової навантаженості внутрішніх пар тертя гальма, яка буде перевищувати допустиму температуру для матеріалу внутрішньої поверхні фрикційної накладки. Виходячи з цього, перейдемо до оцінки втрат енергії гальмівним шківом.

## 2.4. 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, додатній 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, упорядкований 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 і тому від нього продовжуються процеси теплообміну з тією лише різницею, що замість вимушеної конвекції має місце природна.

У безпосередній близькості від точок контакту поверхонь тертя гальма утворюються окремі півкульові ізотермічні поверхні, що зливаються у спільну поверхню на деякій глибині обода 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 металевого фрикційного елемента теплоізоляційним матеріалом; застосуванням електропідігріву тощо.

Складність розрахунку поверхневих температур пар тертя стрічково-колодкового гальма обумовлена різними видами теплообміну від поверхонь гальмівного шківів 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 звані калориметричні), 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 [31, 32].

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 шківів; не можливо окремо оцінити інтенсивність природного й вимушеного конвективного охолодження поверхонь гальмівного шківів; не можна точно оцінити втрати теплоти від радіаційного теплообміну від поверхонь гальмівного шківів; не можливо врахувати втрати теплоти від кондуктивного теплообміну в гальмівному шківі.

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 [19]. У використовуваних залежностях для розрахунку кількості теплоти, що

виділяється від гальмівного шківів стрічково-колодкового гальма необхідно знати не тільки різницю температур ( $t_{\text{п}} - t_0$ ), де  $t_{\text{п}}$ ,  $t_0$  – температури нагрівання поверхні гальмівного шківів та навколишнього середовища, але і коефіцієнти інтенсивності процесів, тобто тепловіддачі при природній і вимушеній конвекції, а також при радіаційному теплообміні. Що стосується визначення втрат теплоти від гальмівного шківів кондуктивним теплообміном, то вони майже ніколи не визначалися. Це викликано тим, що їх просто ніхто не враховує. 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, природної конвекції та випромінювання. Перші розраховуються, а другі приймаються з довідкової літератури як деякі усереднені величини (табл. 1.3) [61].

Мета даного дослідження – визначення втрат теплоти в гальмівному шківі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки температурним способом для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при природній і вимушеній конвекції та випромінюванням, а також кондуктивним теплообміном для правильного вибору матеріалів фрикційних накладок і роботи в інтервалах поверхневих температур вище 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 шківів радіаційним теплообміном, природною й вимушеною конвекцією, а також шляхом передачі теплоти теплопровідністю (кондуктивним теплообміном) від виступу гальмівного шківів до фланця барабана лебідки (позитивне рішення на видачу патенту на винахід Росії за №2004126381/11 від 30.08.2004 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 шківів. Для цього беруть (рис. 2.3 а, б) два серійних гальмівних шківів 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, встановлені по її периметру і підключені до клем 6 електричного ланцюга. При цьому поверхня першого з гальмівних шківів 1 цілком покрита теплоізоляцією 7, а у другому теплоізолювано лише поверхню виступу, яка дотикається до фланця барабана лебідки. На робочій поверхні гальмівного шківів 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 шківів 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 шківів 1 досягає не нижче 400 °С.

Надалі вимикають 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

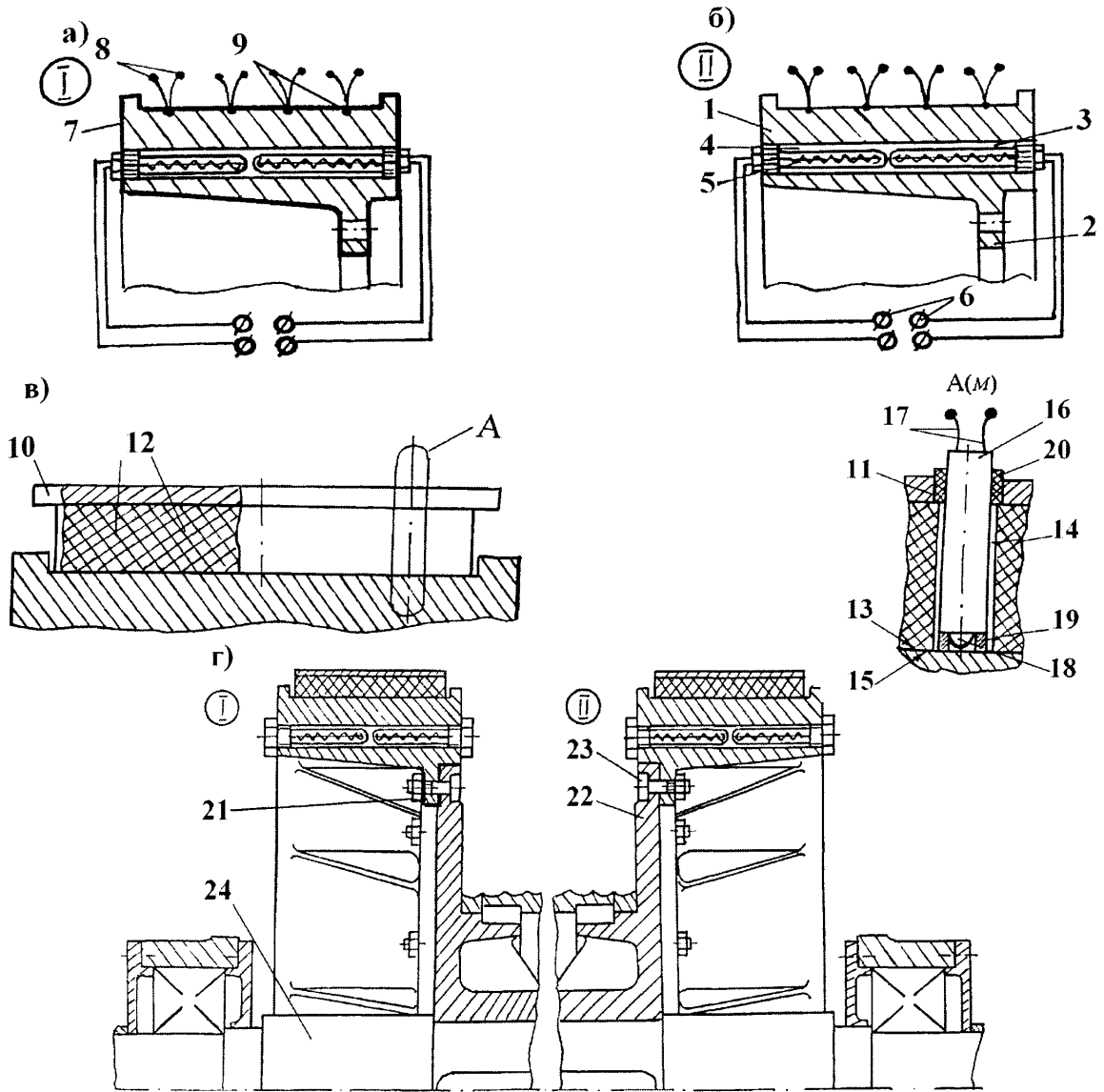


Рис. 2.3 а,  
б, в, г.

Температурний метод визначення теплових втрат у гальмівному шківі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки: а, б – теплоізований та нетеплоізований гальмівний шків з електричним нагрівальним пристроєм; в – встановлення термопари з електродами в деталі фрикційного вузла; г – загальний вигляд гальма з теплоізованим виступом шківя; 1, 2, 3, 15 – гальмівний шків з виступом, порожниною та робочою поверхнею; 4 – легкоплавкий метал; 5 – електричний нагрівальний пристрій; 6 – клема електричного кола; 7 – теплоізоляція поверхонь гальмівного шківя; 8, 9 – термопари з термоелектродами; 10, 11 – гальмівна стрічка з отворами; 12, 13, 14 – фрикційна накладка з робочою поверхнею та отворами; 16 – двоканальна керамічна трубка; 17, 18 – термоелектроди та голівка термопари; 19 – запобіжне кільце; 20 – ізоляційна втулка; 21 – теплоізоляція виступу гальмівного шківя; 22 – фланець барабана; 23 – болти для кріплення; 24 – підйомний вал

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 ( $t_{\text{п}} - t_{\text{о}}$ ), де  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{о}}$  – початкова температура поверхні нагрітого гальмівного шківа і навколишнього середовища, °С. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі буде дорівнювати:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \tau \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{о}})}.$$

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 електродроти, що йдуть від нагрівальних пристроїв 5 до клем 6. Крім того, знімають із шківа 1 теплоізоляцію 7, залишивши її тільки на його виступі 2. Після чого гальмівні шківни 1 монтують на бурову лебідку (рис. 2.3 г), насаджуючи їх на фланець 22 барабана і кріплячи 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 (рис. 2.3 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 закладені 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 19. 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 ізоляційною втулкою 20 в отвір 11 гальмової 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. 2.3 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, яка 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. Потім, по співвідношенню замірених поверхневих температур  $(t_1 - t_0 / t_2 - t_0)$  першого й другого

гальмівних шківів 1 стрічково-колодкового гальма і судять про 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 термopами ковзання їхні поверхневі температури. Для цього термopари встановлені на реборді шківів 1 і підключені через струмознімний пристрій до реєструючої апаратури (на рис. 2.3 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.

## Висновки

1. Теоретично обґрунтовано перехід від однієї до двох пар тертя у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм на підставі того, що дві поверхні, кожна з яких навантажена нормальною силою  $N$ , мають при однакових умовах завжди більшу фізичну площу взаємодії, ніж одна ціла поверхня, яка рівна їхній сумі та навантажена силою  $2N$ . При цьому зовнішні та внутрішні пари тертя гальма знаходяться під дією незалежних, неоднакових нормальних навантажень, маючи при цьому різні фізичні площі їхньої взаємодії.
2. Встановлено, що у багатопарних фрикційних вузлах гальма цикл гальмування складається з двох стадій: початкової (взаємодіють „робоча поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня фрикційної накладки”) та кінцевої (взаємодіють „внутрішня поверхня фрикційної накладки – робоча поверхня гальмівного шків”), а питомі навантаження на внутрішніх парах тертя є меншими за питомі навантаження на зовнішніх парах тертя. Це зумовлено різними фізичними площами взаємодії внутрішньої та зовнішньої поверхні фрикційної накладки. При цьому коефіцієнт тертя у внутрішніх парах фрикційних вузлів гальма є більшим ніж у зовнішніх парах тертя. У даному випадку реалізовано принцип раціонального підбору площ взаємодії спряжених поверхонь накладок із металевими фрикційними елементами.
3. Наведено математичний опис динамічної навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки, який дозволив отримати залежності для визначення:
  - зусиль натягу збігаючої та набігаючої гілок гальмівної стрічки при змінній величині: коефіцієнтів тертя та кутів охоплення накладками, відповідно робочих поверхонь гальмівної стрічки та шків;
  - гальмівного моменту, котрий реалізується зовнішніми та внутрішніми парами фрикційних вузлів у залежності від радіуса гальмівного шків,

натягу збігаючої гілки стрічки та кількості накладок, котрі потрапляють під стрічку у початковій та кінцевій стадії гальмування.

4. Сформульовано умови реалізації стадій гальмування на зовнішніх та внутрішніх пар тертя гальма при виконанні умови  $M_{0_1} > M_{0_2}$  (моменти опору сил, що діють на внутрішній та зовнішній поверхнях багатопарних фрикційних вузлів) при лінійному законі гальмування та отримані залежності для визначення часу тривалості першої та другої стадії гальмування.
5. Запропоновано температурний метод визначення теплових втрат від поверхонь різних типів гальмівних шківів у лабораторних та промислових умовах, що дозволить підвищити точність оцінювання втрат теплоти на радіаційний, конвективний та кондуктивний види теплообміну при нагріванні, природному та вимушеному охолодженні гальмівних шківів під час виконання на бурових установках спуско-підйомних операцій з метою подальшого оцінювання величин коефіцієнтів розподілу теплових потоків у парах тертя.

## РОЗДІЛ 3

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

## 3.1. Задачі та методика експериментальних досліджень

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

На залежність динамічних навантажень у парах тертя стрічково-колодкового гальма помітно впливає бурильник, керуючий гальмівною системою. Як показують результати практичних спостережень, бурильник прикладає зусилля до рукоятки гальма різної інтенсивності. Крім того, гальмування здійснюється при різних значеннях гальмівного моменту, що залежить не лише від зносо-фрикційних властивостей пар тертя стрічково-колодкового гальма у широких інтервалах поверхневих температур їхніх фрикційних вузлів, але й від фізичних можливостей працівника.

Метою експериментальних досліджень є отримання даних по динамічній та тепловій навантаженості багатопарних фрикційних вузлів (зовнішніх та внутрішніх) модельного стрічково-колодкового гальма, обладнаного новими парами тертя, що відповідають серійному стрічково-колодковому гальму бурової лебідки ЛБУ-1100.

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



- різницю натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки, звільненої від фрикційних накладок;
- питомі навантаження на контурній площі контакту зовнішніх та внутрішніх пар тертя;
- тривалість гальмувань як зовнішніх, так і внутрішніх пар тертя та пауз між гальмуваннями;
- статичні та динамічні коефіцієнти взаємного перекриття зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів;
- поверхневі температури як зовнішніх, так і внутрішніх пар тертя стрічково-колодкового гальма;
- теплопоглинаючі та теплорозсіюючі властивості переобладнаних модельного гальмівного шківів та гальмівної стрічки, а також серійних металевих елементів.

Для одержання основних експлуатаційних параметрів модельного стрічково-колодкового гальма та конструктивних параметрів його багатопарних фрикційних вузлів у даній дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні завдання:

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

У табл. 3.1 наведено рішення задач досліджень по динамічній та тепловій навантаженості багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма.

Мета та задачі експериментальних досліджень динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма – визначити вибір об'єктів досліджень, необхідного обладнання, контрольно-вимірювальних приладів та реєструючої апаратури.

Таблиця 3.1

Вирішення задач досліджень з динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма

Назва етапів дослідження	Умови проведення випробувань	Параметри, які вимірюються та розраховуються
1	2	3
<p>1. Дослідження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів гальма.</p>	<p>Двоповерхові фрикційні накладки у кількості 13 шт. з заданими конструктивними параметрами (табл. 3.2 ) встановлювалися на робочу поверхню гальмівного шківa, попередньо знявши з нього з однієї сторони спеціальні секторні реборди. Останні своїми виступами утримували накладки від випадання під дією відцентрових та гравітаційних сил при обертанні гальмівного шківa. Використовувалась гальмівна стрічка шириною <math>b_c=235,0</math> мм, товщиною <math>h_c=3,0</math> мм та кутом охоплення <math>270^\circ</math> зовнішніх поверхонь накладок. При цьому коефіцієнт тертя між внутрішньою поверхнею фрикційних накладок та робочою поверхнею гальмівного шківa може бути більшим за коефіцієнт тертя між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та зовнішньою поверхнею фрикційних накладок. Здійснювалося припрацювання зовнішніх та внутрішніх поверхонь накладок до металевих фрикційних елементів під час аперіодичних циклічних гальмувань.</p>	<p>1. Натяг збігаючої гілки гальмівної стрічки. 2. Швидкість затягування гальмівної стрічки. 3. Час гальмування.</p>

Продовження таблиці 3.1

1	2	3
<p>2. Встановлення закономірностей зміни питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх поверхнях багатопарних фрикційних вузлів у залежності від швидкості обертання гальмівного шківів, натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки і часу гальмування на різних стадіях гальмування.</p>	<p>Закономірності зміни питомих навантажень на зовнішніх (перша стадія гальмування) та внутрішніх (друга стадія гальмування) багатопарних фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма встановлюється наступним чином:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- при різних, але сталих значеннях натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки при однаковій кутовій швидкості обертання гальмівного шківів (один цикл гальмування);</li> <li>- виконання ряду циклічних гальмувань при вищеперелічених умовах;</li> <li>- зміною площі внутрішньої поверхні фрикційних накладок.</li> </ul>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Натяг збігаючої гілки гальмівної стрічки.</li> <li>2. Час гальмування.</li> <li>3. Питомі навантаження.</li> <li>4. Коефіцієнти тертя.</li> </ol>
<p>3. Оцінювання величини зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок модельного гальма.</p>	<p>Визначення за допомогою резисторних давачів та шляхом зважування величини зношування внутрішніх та зовнішніх поверхонь накладок безпосередньо на гальмівному шківі та після їхнього зняття з нього.</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Час навантаження.</li> <li>2. Товщина внутрішнього та зовнішнього шару зношеного матеріалу фрикційних накладок.</li> </ol>

Продовження таблиці 3.1

1	2	3
<p>4. Встановлення закономірностей зміни теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів у залежності від швидкості бертання гальмівного шківа, натягу збігаючої гілки стрічки та часу гальмування на різних стадіях гальмування.</p>	<p>Закономірності зміни поверхневих температур на зовнішніх (перша стадія гальмування) та внутрішніх (друга стадія гальмування) багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма та об'ємних температур в ободі шківа встановлювали наступним чином:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- при різних, але сталих значеннях натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки при однаковій кутовій швидкості обертання гальмівного шківа (один цикл гальмування);</li> <li>- шляхом виконання ряду циклічних гальмувань при вищенаведених умовах.</li> </ul>	<p>1. Поверхневі температури зовнішніх та внутрішніх пар тертя. 2. Об'ємні температури ободу шківа</p>
<p>5. Реалізація конструктивних рішень з покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.</p>	<p>Покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм досягалося за рахунок:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- використання багатопарних фрикційних вузлів з інтенсивним вимушеним конвективним охолодженням їхніх зовнішніх та внутрішніх пар тертя;</li> <li>- використання гальмівного шківа як термоелектрогенератора для зниження теплового навантаження та теплових напружень у його ободі.</li> </ul>	<p>1. Поверхневі температури фрикційних вузлів. 2. Об'ємні температури ободу шківа.</p>

### 3.2. Експериментальний гальмівний стенд для дослідження багатопарних фрикційних вузлів

На основі вищевикладеного наведемо опис модельного гальмівного стенда та його роботи для дослідження багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма.

Для гальмівного стенда в якості об'єкта досліджень була вибрана геометрична модель стрічково-колодкового гальма бурової лебідки ЛБУ-1100 із масштабом геометричної подібності  $\mu_{\text{п}} = 2,9$ .

Матеріали гальмівного шківа та фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма були такими ж, як і серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки ЛБУ-1100. Випробуванням підлягали гальма з двоповерховими фрикційними накладками, встановленими на робочу поверхню гальмівного шківа.

Двоповерхові фрикційні накладки були виготовлені з припрацьованих накладок серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки ЛБУ-1100. Це викликано тим, що коефіцієнт тертя припрацьованих фрикційних накладок є значно вищим, ніж нових, матеріал яких є сирим.

На рис. 3.1 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 шківа 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 3. На поверхні останньої встановлена додаткова фрикційна накладка 4. Між собою основна 3 та додаткова 4 накладки скріплені за допомогою гвинтового з'єднання 11. Загальна висота основної 3 та додаткової 4 накладок складає 45,0 мм, що у 1,5 раза більше, ніж висота серійної накладки. Фрикційна накладка удосконаленого багатопарного фрикційного вузла виготовлена з двох накладок (фрикційний

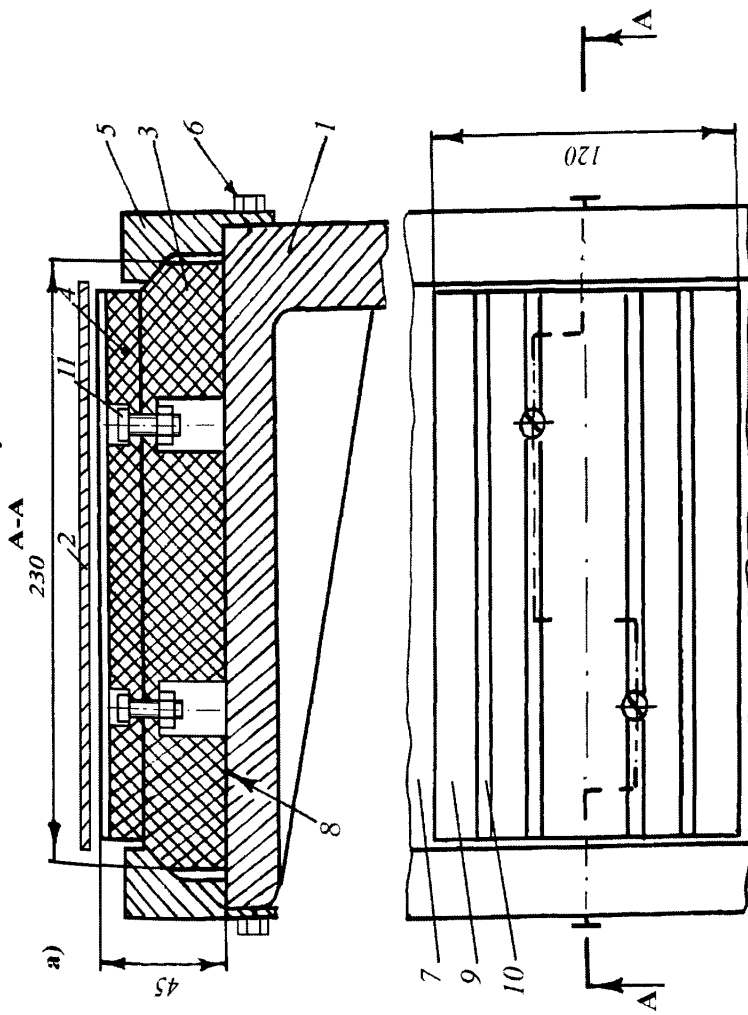


Рис. 3.1. Удосконалений багатопарний фрикційний вузол Рис. 3.2. Контроль геометрії гальмівної стрічки:  
 модельного стрічково-колодкового гальма: 1 –  
 гальмівний шків; 2 – гальмівна стрічка; 3, 4 –  
 основна та додаткова фрикційні накладки; 5 –  
 спеціальні реборди; 6 – болти кріплення реборд; 7,  
 8, 9 – робочі поверхні вузла: шківа, основної та  
 додаткової накладок; 10 – вентиляційні пази; 11 –  
 гвинтові з'єднання

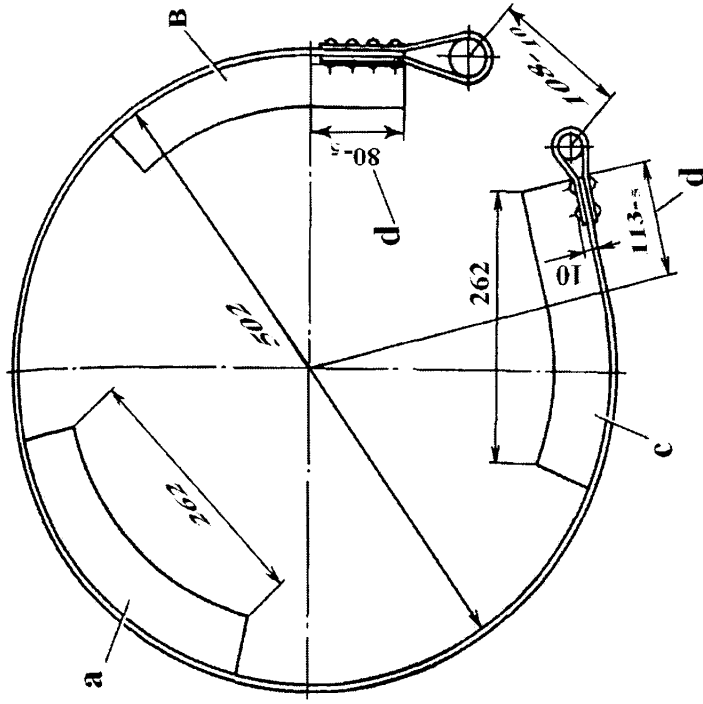


Рис. 3.2. Контроль геометрії гальмівної стрічки:  
 а, в, с – шаблони для контролю:  
 криволінійних (радіусних) та прямих  
 ділянок стрічки; d – пряма ділянка  
 стрічки

матеріал ФК-24А). При цьому на додатковій фрикційній накладці 4 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 3 під дією притискного зусилля гальмівної стрічки 2 її бічні поверхні будуть наближуватися до внутрішньої поверхні реборди 5. Це досягається за рахунок фасок реборди 5 та основної фрикційної накладки 3. При цьому робочі поверхні 8 та 9 двоповерхової фрикційної накладки мають різні площі взаємодії, відповідно, з робочою поверхнею 7 гальмівного шківа 1 та гальмівної стрічки 2, що дозволяє мати різні за величиною коефіцієнти тертя та питомі навантаження. Перші, у порівнянні з гальмом з посадкою бандажу з накладок з натягом на робочу поверхню шківа 7, можуть бути більшими на внутрішніх парах тертя, а другі – більші на зовнішніх парах тертя.

Стосовно припрацювання зовнішніх та внутрішніх поверхонь двоповерхових фрикційних накладок, то, спочатку їх під кривину, відповідно, гальмівної стрічки та гальмівного шківа обробляли на токарному верстаті, а потім припрацювали на модельному гальмівному стенді.

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. Ця обставина призведе до додаткового нагрівання зовнішніх поверхонь накладок, а також пришвидшить їхнє зношування. Тому перед встановленням гальмівної стрічки на модельний гальмівний стенд необхідно перевірити її геометрію по шаблону "а" (рис. 3.2) та обов'язково перевірити, чи витримані розміри прямих ділянок „d”.

Перевірка по шаблону виконувалась шляхом розміщення стрічки торцем на двох рівних металевих трубах. У результаті перевірки не було виявлено

неприлягання шаблону до стрічки більше як на 1,0 мм (рис. 3.2). Після цього гальмівна стрічка була встановлена на модельний гальмівний стенд.

Необхідне обладнання, вимірювальні прилади та реєструюча апаратура зображені на рис 3.3 а, б, в: ТОПАЗ-4-02 1 – для підключення до тензодавачів з метою реєстрації сигналів деформації; вимірювач RCL 2 – для вимірювання опору графітного стрижня з метою визначення величин зношування гальмівних накладок; магазин опорів МССР-60М 3 – для плавної зміни електричного опору обмотки збудження тягового електродвигуна з метою точного регулювання частоти обертання гальмівного шківа; строботометр ТСт-100 4 – для вимірювання частоти обертання гальмівних накладок безконтактним способом; універсальне джерело живлення УИП-2 5 – для зміни живлення обмотки збудження тягового двигуна з метою грубого регулювання частоти обертання гальмівного шківа; потенціометр УП-2М 6 – для вимірювання потенціалів термопар при визначенні поверхневих температур (для вимірювання температур (0-400°C); безконтактний вимірювач температури ЭТП-М 7 – для вимірювання поверхневих температур безконтактним способом; вольтметр універсальний В7-16 8 – для вимірювання потенціалів п'єзодавачів при визначенні питомих навантажень; ТЭ-204 9 – тахометр електромеханічний – для вимірювання частоти обертання гальмівного шківа.

На рис. 3.4 а зображено удосконалений шків на модельному гальмівному стенді. Для наочності один сектор реборди демонтовано. Загальний вигляд реборд проілюстровано на рис. 3.4 б. На рис. 3.5 а, б зображено бандаж, складений з двоповерхових фрикційних накладок, перед встановленням (а) та після встановлення (б) на робочу поверхню шківа модельного стрічково-колодкового гальма.

Основні геометричні параметри модельного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з багатопарними фрикційними накладками, посадженими на робочу поверхню гальмівного шківа без натягу і без зазору, наведені у табл. 3.2.



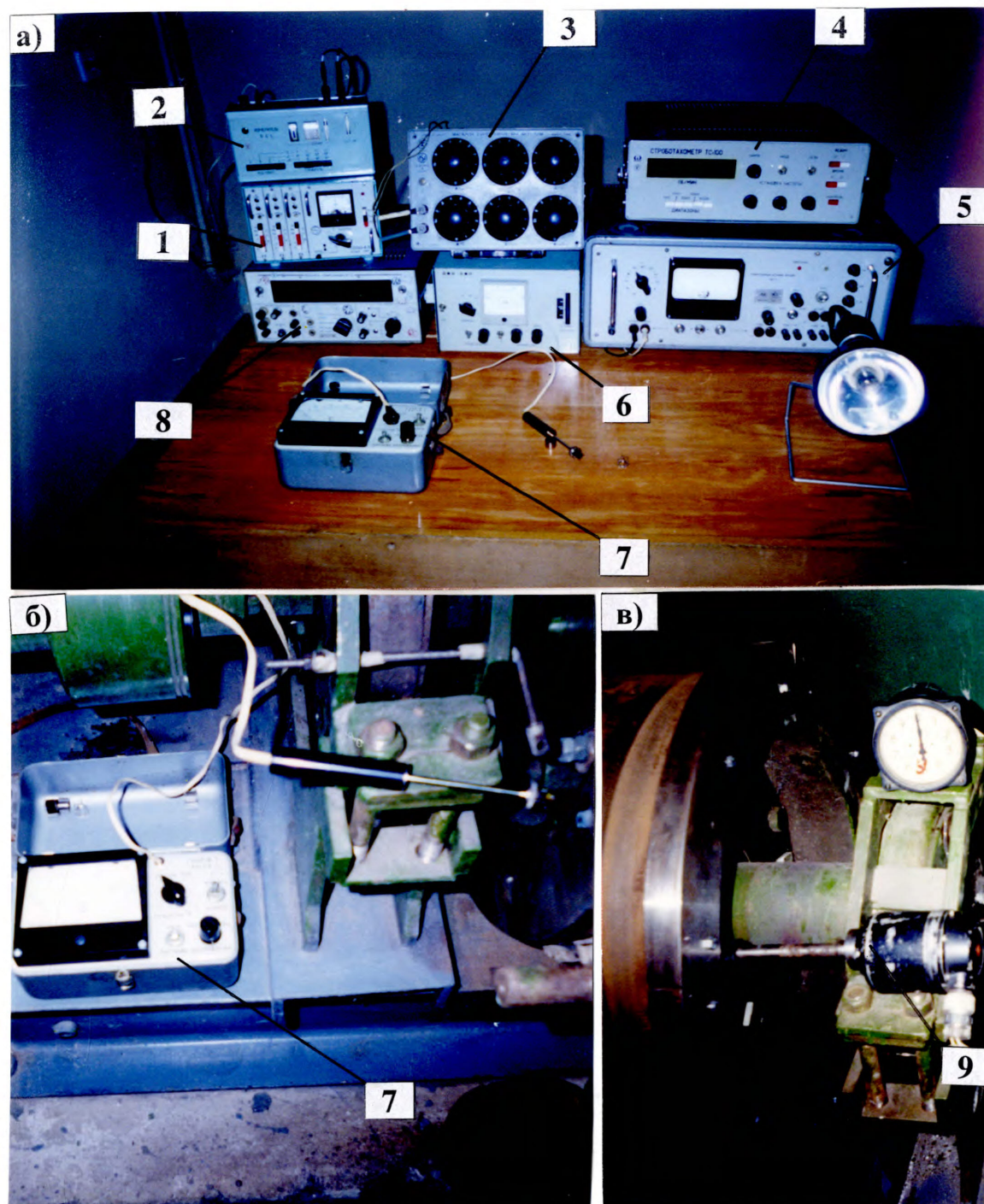


Рис. 3.3 а, б, в. Вимірювальні прилади та реєструюча апаратура (а), безконтактне вимірювання поверхневих температур (б) та контактне вимірювання частоти обертання гальмівного шківa (в): 1 – ТОПАЗ-4-02; 2 – вимірювач RCL; 3 – магазин опорів МССР-60М; 4 – строботахометр ТСт-100; 5 – універсальне джерело живлення УИП-2; 6 – потенціометр УП-2М; 7 – безконтактний вимірювач температури ЭТП-М; 8 – вольтметр універсальний В7-16; 9 – ТЭ-204 тахометр електромеханічний

Таблиця 3.2

Характеристики зовнішніх і внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів  
 модельного стрічково-колодкового гальма

Параметри	Пари тертя		
	зовнішні	внутрішні	
Кількість фрикційних накладок на шківі, шт.	13		
Зазор між фрикційними накладками, мм	8,462	1	
Вага фрикційної накладки, кг	2,904		
Ширина фрикційної накладки, мм	120		
Товщина фрикційної накладки, мм	45		
Площа робочої поверхні однієї фрикційної накладки, мм <sup>2</sup>	24360	27360	
Площа робочої поверхні всіх фрикційних накладок, мм <sup>2</sup>	316680	355680	
Вага гальмівної стрічки, кг	9,654		
Ширина гальмівної стрічки, мм	230		
Товщина гальмівної стрічки, мм	3		
Кут охоплення гальмівною стрічкою поверхонь фрикційних накладок, °	270		
Площа робочої поверхні гальмівної стрічки, мм <sup>2</sup>	282600		
Маса гальмівного шківя, кг	235,855		
Площа робочої поверхні гальмівного шківя, 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



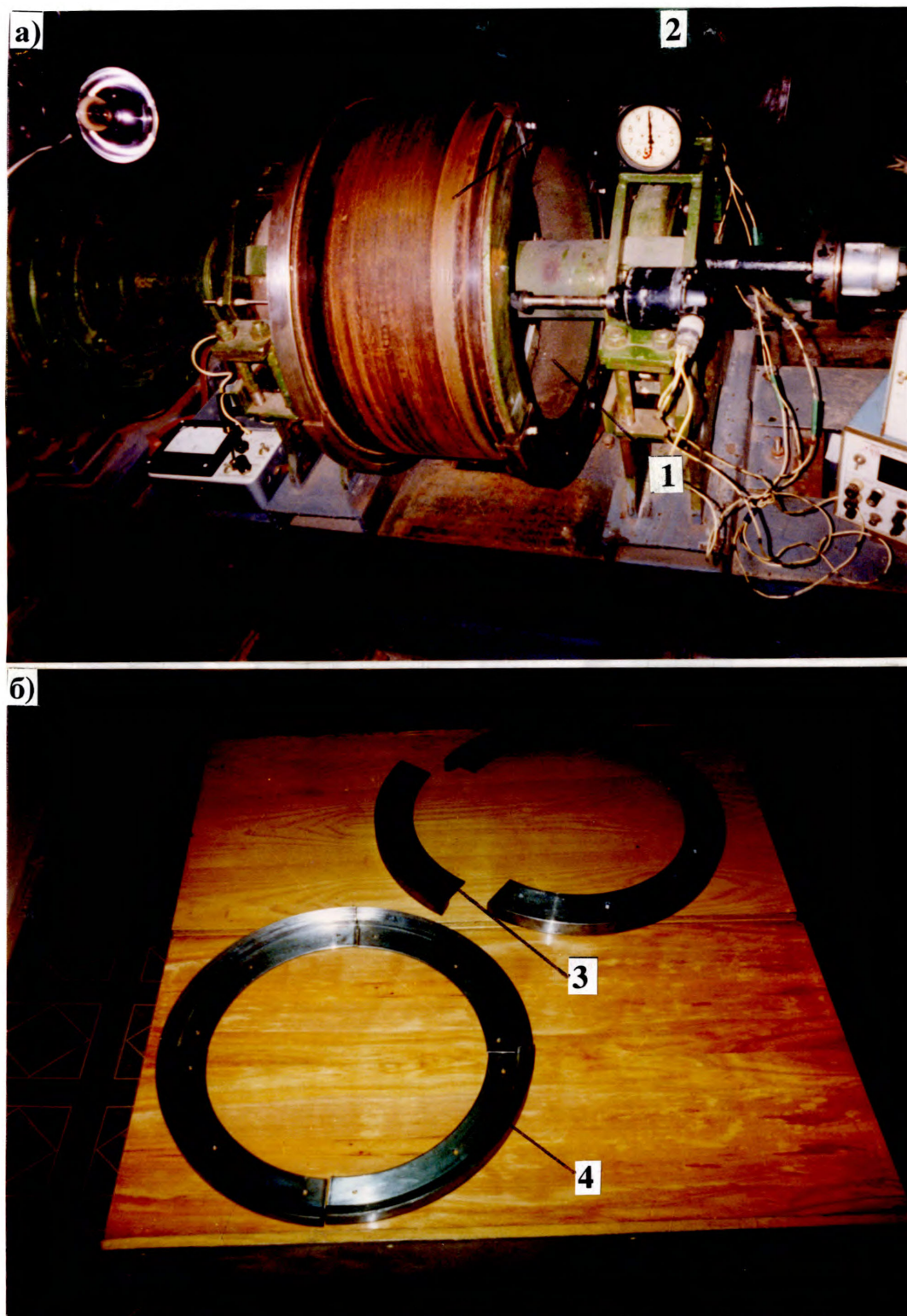


Рис. 3.4 а, б. Гальмівний шків на модельному стенді з невстановленим сектором реборди (а) та її загальний вигляд (б): 1, 2 – гальмівний шків з робочою поверхнею; 3 – сектор реборди шківа; 4 – реборда складена з секторів

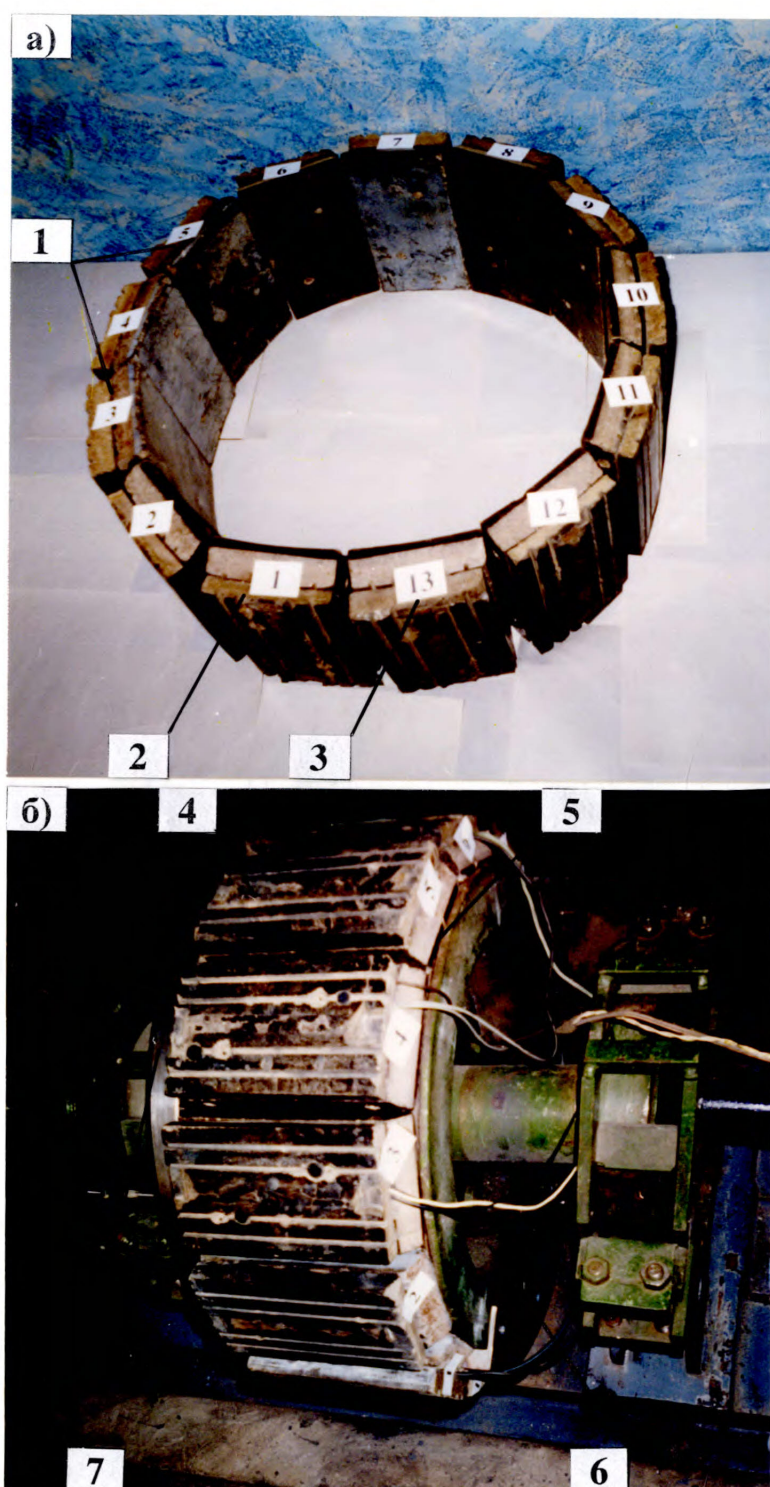


Рис. 3.5 а, б. Бандаж з двоповерхових фрикційних накладок перед встановленням (а) та після встановлення (б) на робочу поверхню шківів модельного стрічково-колодкового гальма: 1 – двоповерхові фрикційні накладки; 2, 3 – перша та остання накладки бандажа; 4, 5 – зовнішня та внутрішня робочі поверхні накладки; 6 – гальмівний шків; 7 – спеціальні реборди

Загальний вигляд модельного стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами наведено на рис. 3.6 а. Розглянемо конструктивні особливості стенда з модельним стрічково-колодковим гальмом. В останній входить гальмівна стрічка 10, внутрішня поверхня якої на першій стадії гальмування взаємодіє із зовнішніми поверхнями 3 двоповерхової фрикційної накладки 2. Внутрішні поверхні останніх 4 постійно взаємодіють із робочою поверхнею гальмівного шківів 5. Двоповерхові фрикційні накладки 2 встановлені на шківі 5 без зазору та можуть вільно переміщуватися на його робочій поверхні.

Гальмівний шків 5, встановлений на валі 8 з підшипниками кочення, які монтується в опорах 13. Вал приводиться в обертний рух двигуном постійного струму 7 через пружну пальцеву муфту 9. Для плавного регулювання обертального моменту на привідному валі та підтримування його стабільним при зміні частоти обертання гальмівного шківів, використано електродвигун постійного струму марки 2ПН225МУ5 потужністю 15,0 кВт. Зусилля взаємодії двоповерхових фрикційних накладок 2 із металевими елементами тертя регулювалися пристроєм навантаження 12 (рис. 3.6 б).

Усі основні вузли гальмівного стенда розміщені на двох двотаврових балках 1, які анкерними болтами прикріплені до бетонної основи.

Необхідно звернути увагу на те, що привідний двигун гальмівного шківів (ДПС) живиться постійним струмом із номінальною напругою обмотки якоря (ЯД) 110,0 В (рис. 3.6 в), тому для живлення обмотки ротора привідного двигуна було використано аналогічний двигун постійного струму (ГПС), який працював у генераторному режимі. Вал генератора обертається асинхронним трифазним двигуном змінного струму (ДЗС). На обмотки збудження генератора (ОЗГ) та двигуна (ОЗД) подавалися постійні струми, які випрямлялися на діодних мостах, зібраних на діодах VD1–VD4 та VD5–VD8, та регулювалися лабораторним автотрансформаторами ЛАТР – 1М і ЛАТР – 2М (рис. 3.6) [73].



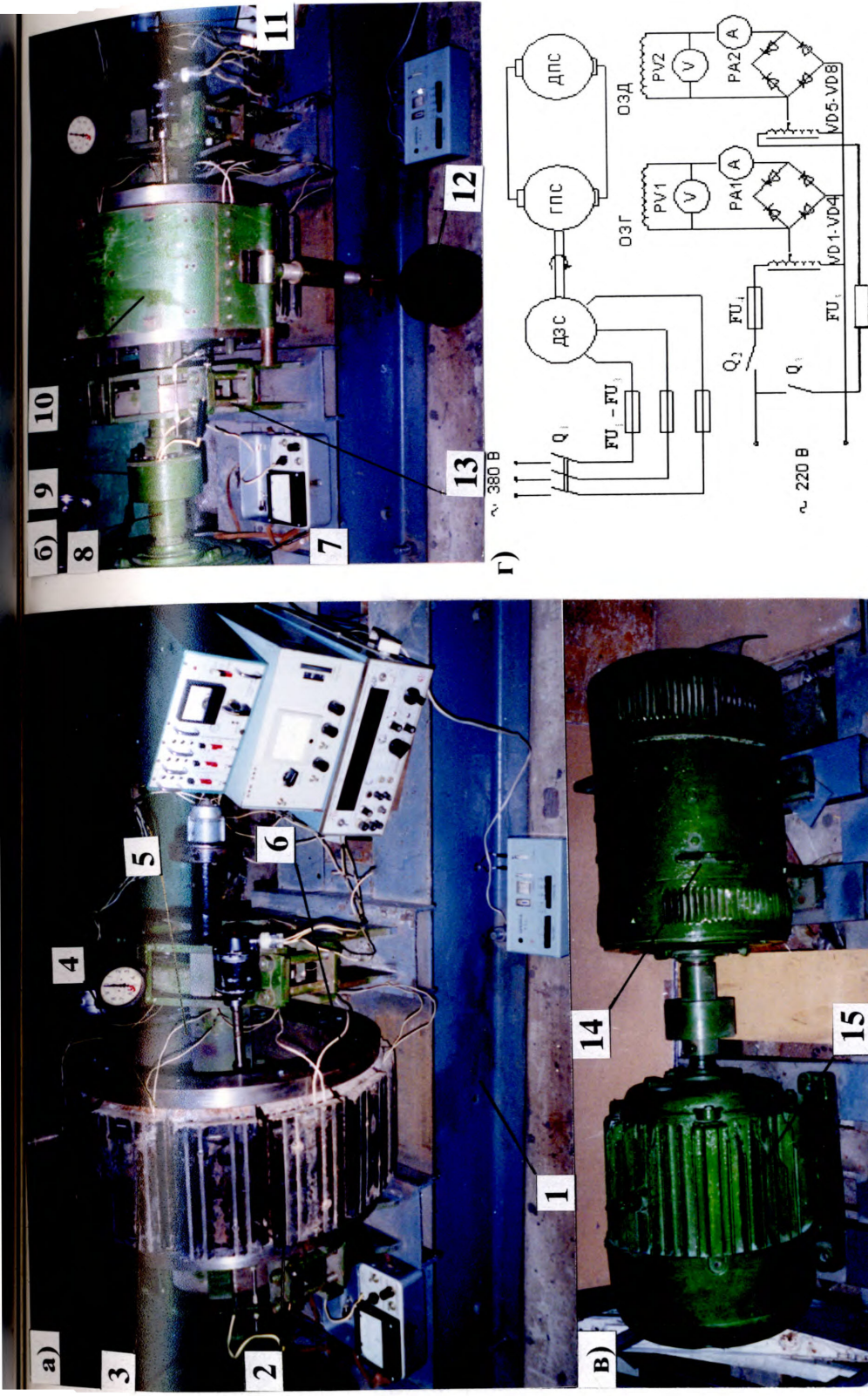


Рис. 3.6 а, б, в, г. Загальний вигляд гальмівного стенда зі стрічково-колодковим гальмом з багатопарними фрикційними вузлами (а), навантажувальним пристроєм (б), двигунами постійного та змінного струму (в) та принциповою електричною схемою (г): 1 – двотаврові балки; 2, 3, 4 – двоповерхові фрикційні накладки із зовнішніми та внутрішніми робочими поверхнями; 5, 6 – гальмівний шків із спеціальними ребордами; 7, 14 – електродвигуни постійного струму; 8 – вал гальмівного барабану з підшипниками; 9 – пружна пальцева муфта; 10 – гальмівна стрічка; 11 – струмознімач; 12 – навантажувальний пристрій; 13 – опори вала; 15 – електродвигун змінного струму

Принципові електричні схеми керування модельним стрічково-колодковим гальмом підключенням давачів до його деталей та докладний опис принципу їхньої роботи наведені в [73].

### 3.3. Вплив особливостей конструкції основних елементів багатопарних фрикційних вузлів на їхню навантаженість

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

Класики сучасної молекулярно-механічної теорії тертя професори І.В.Крагельський і О.В.Чичинадзе довели, що одним із шляхів зменшення навантаженості стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є збільшення числа ступенів вільності елементів їхніх фрикційних вузлів [66, 67, 114, 115]. На рис 3.7 а, б наведені деякі з варіантів конструкцій фрикційних вузлів гальма.

Якщо фрикційна накладка 3 жорстко прикріплена до гальмівної стрічки 1 (див. рис. 3.7 а), 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 числом ступенів вільності розглядуваний фрикційний вузол є змінної структури, йому притаманні два кінематичних стани: замкнений і розімкнений.

Якщо фрикційні накладки 3 за допомогою кільцевих стрижнів 5 з'єднані у бандаж і між ними встановлені циліндричні пружини стиску (на рис. 3.7 б не показані), то величина попереднього розтягу останніх визначає силу натягу між

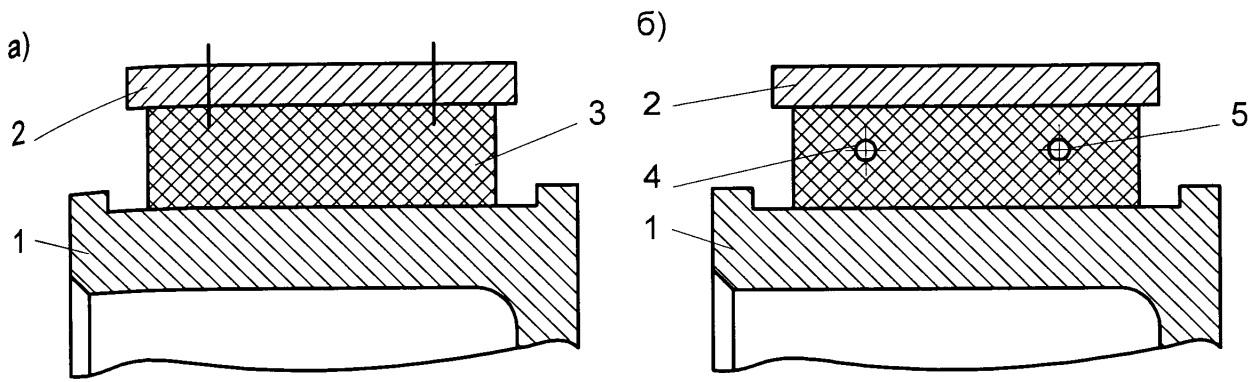


Рис.3.7 а, б. Варіанти конструкцій фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм: а – фрикційна накладка жорстко прикріплена до гальмівної стрічки; б – бандаж накладок посаджений з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа: 1 – гальмівний шків; 2 – гальмівна стрічка; 3 – фрикційна накладка; 4 – отвори у фрикційній накладці; 5 – циліндричні кільцеві стрижні

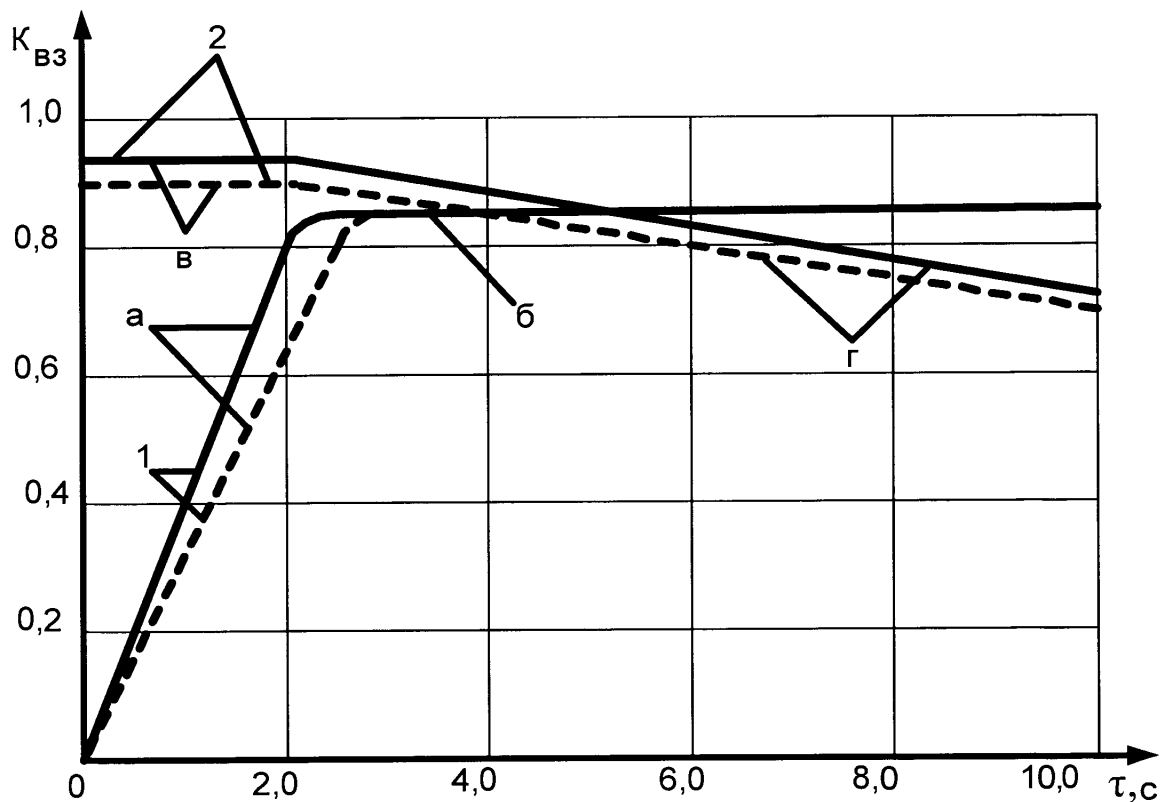


Рис. 3.8. Залежності динамічного (а, г) і статичного (б, в) коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх (1) і внутрішніх (2) пар тертя багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма на першій та другій стадіях гальмування



внутрішньою робочою поверхнею фрикційних накладок 3 бандажа й поверхнею тертя гальмівного шківа. Дана кінематична пара "внутрішня поверхня бандажа-робоча поверхня гальмівного шківа" 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 та кінцевому. Кінематична пара "зовнішня поверхня фрикційної накладки-внутрішня поверхня гальмівної стрічки" є аналогічною до рис. 3.7 а, проте, на відміну від неї, може працювати також у двох режимах: початковому та перехідному. Кінематична пара фрикційного вузла, наведеного на рис 3.7 б, є трирухомою.

У процесі взаємодії внутрішніх пар тертя гальма полірована поверхня ободу шківа майже не бере участі в радіаційному і конвективному теплообміні, оскільки накладка виконує роль теплоізолятора. Значний вплив на навантаженість внутрішніх пар тертя має коефіцієнт взаємного перекриття, який для зовнішніх фрикційних вузлів гальма на цій стадії гальмування дорівнює динамічному коефіцієнту кінця попередньої стадії. У той же час динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя зменшується на величину кута недокриття гальмівною стрічкою накладок бандажа, не охоплених нею. Окрім того, внаслідок дії відцентрових сил може відбуватися відхід накладок від робочої поверхні гальмівного шківа, що також негативно впливає на величину динамічного коефіцієнта взаємного перекриття.

На рис. 3.8 зображено залежності динамічного (а, б) та статичного (в, г) коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх (1) і внутрішніх (2) фрикційних вузлів гальма на першій і другій стадіях гальмування. З наведених графічних

залежностей впливає, що на першій стадії гальмування динамічний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх фрикційних вузлів (див. рис. 3.8 лінія 1 а) є величиною змінною у часі, а статичний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх фрикційних вузлів (див. рис. 3.8 лінія 2 в) не залежить від часу. На другій стадії гальмування статичний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх фрикційних вузлів (див. рис. 3.8 лінія 1б) не залежить від часу, а динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя гальма призводить до порушення контакту між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею шківів під дією відцентрових сил. В утворений при цьому зазор попадає повітря, що поздовжньо омиває робочі поверхні елементів тертя, які обертаються з високою кутовою швидкістю, і тим самим інтенсифікує радіаційний і конвективний теплообмін.

Оскільки внутрішні поверхні фрикційних накладок зношуються нерівномірно, то утворені зазори мають змінний переріз і їх можна розглядати як сопла, а всю систему вимушеного конвективного охолодження – як багатострумнинний ежектор. Якщо зазначений зазор відсутній (за умови незначних кутових швидкостей), то стабільний контакт внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, що ковзають по робочій поверхні гальмівного шківів, спричинює підвищення їхньої поверхневої температури, яка, у свою чергу, призводить до прискореного зношування поверхонь тертя.

Із закономірностей тертя впливає, 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 реалізації 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 контакту більшу, ніж подвоєна за площею поверхня, навантажена силою  $2N$ .

Оскільки на початку першої стадії гальмування площі взаємодії у внутрішніх парах тертя є більшими, ніж у зовнішніх, а отже, і відповідні їм сили тертя, то бандаж із накладок буде обертатися разом із шківом із 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 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. Співвідношення тривалості гальмування на першій та другій стадіях можна регулювати зміною коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя. На рис. 3.8 штриховими лініями показані можливі зміни статичних і динамічних коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя від часу гальмування на початковій та кінцевій стадіях.

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  $R_3 - R_B = h$ . Теоретично при зміні цієї різниці у межах від 0,03 до 0,05 м при радіусі модельного гальмівного шківа 0,25 м гальмівний момент може збільшитися у 1,2 рази (за умови, що коефіцієнт тертя буде сталим). Різниця  $(R_3 - R_B)$  повинна задаватися такою, щоб розрахункові параметри (питома робота тертя, температура робочих поверхонь і т. д.), які залежать від неї і характеризують працездатність багатопарних фрикційних вузлів гальма, мали раціональні значення для даних пар тертя. Якщо величина  $(R_3 - R_B)$  є дуже малою, то значно погіршуються умови теплообміну внаслідок великої

різниці в інтенсивностях теплових потоків, що виділяються зовнішніми й внутрішніми фрикційними вузлами. За великої різниці ( $R_3 - R_B$ ) збільшується маса фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма та питомі навантаження на зовнішніх і внутрішніх поверхнях тертя і, як наслідок, підвищуються інтенсивності їхнього зношування.

### 3.4. Вимірювання та визначення у багатопарних фрикційних вузлах параметрів навантаженості

3.4.1. Д и н а м і ч н и х . Вимірювання нормальних сил, які діють на зовнішні та внутрішні поверхні двоповерхових фрикційних накладок, є необхідною умовою розрахунку питомих навантажень та коефіцієнтів тертя у багатопарних фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма.

Для вимірювання нормального зусилля взаємодії внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки з робочою поверхнею гальмівного шківів використовувались п'єзоелектричні давачі. Останні працюють на п'єзоєфекті, основою якого є значочутливість, при якій відбувається зміна знаку заряду при зміні напрямку зусиль (стискання-розстискання), і як наслідок, зміна знаку величини деформації при зміні напрямку поля. У даному випадку використовувався прямий п'єзоелектричний ефект для вимірювання нормального зусилля. При цьому загальна похибка п'єзоелектричного датчика не перевищувала 5,0 %. Похибка включала в себе наступні складові від: вимірювального кола; температури; зміни п'єзоелектричної сталої через неправильне встановлення пластин; чутливості до сил, які діють перпендикулярно до вимірювальної осі давача; частоти коливань електричного струму.

На рис. 3.9 зображена схема встановлення п'єзоелектричних давачів на деталі модельного стрічково-колодкового гальма. Тарування давачів відбувалося у два етапи. Перший етап – перед встановленням на робочу

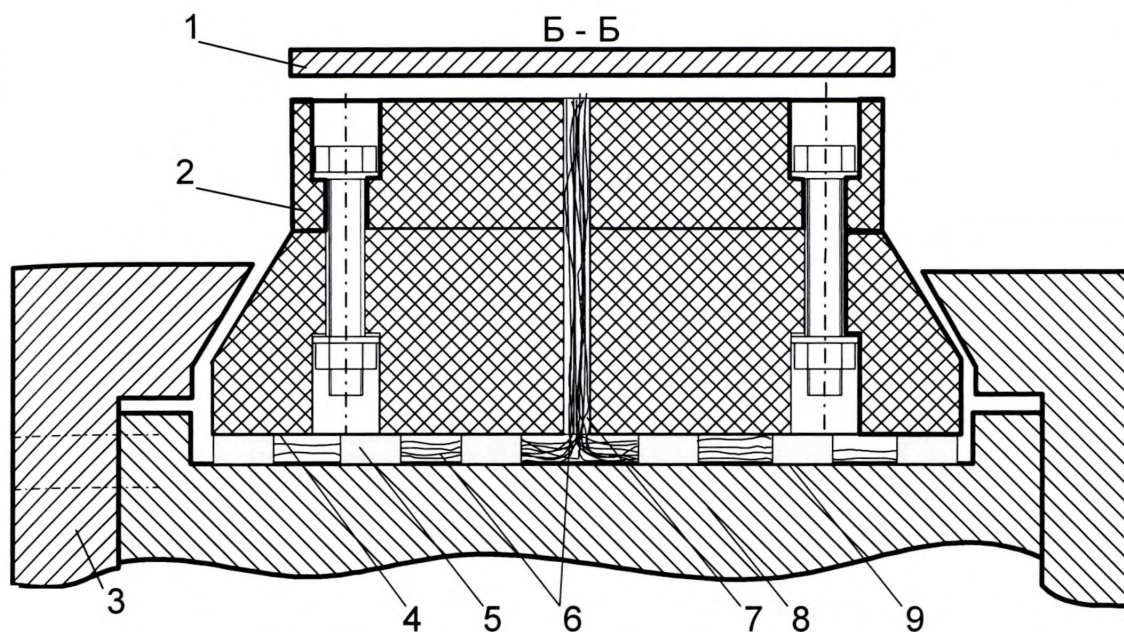


Рис. 3.9. Схема встановлення п'єзоелектричних датчиків на деталі фрикційного вузла: 1 – гальмівна стрічка; 2 – двоповерхова фрикційна накладка; 3 – реборда; 4 – внутрішня поверхня фрикційної накладки; 5 – п'єзоелектричний датчик; 6 – виводи датчиків; 7 – канал для відвідних дротів п'єзоелектричних датчиків; 8 – гальмівний шків; 9 – робоча поверхня гальмівного шківа

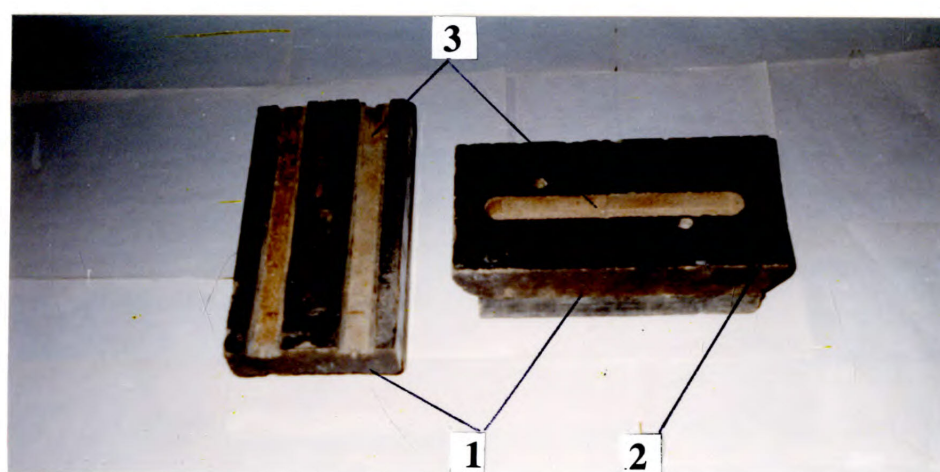


Рис. 3.10. Двоповерхові фрикційні накладки з пазами на їхніх внутрішніх поверхнях: 1 - двоповерхові накладки; 2 – внутрішня поверхня накладки; 3 – пази різної ширини

поверхню 9 гальмівного шківа 8 шляхом їхнього вагового навантаження. Другий етап – після встановлення давачів на робочу поверхню 9 гальмівного шківа 8. Встановлення відбувалося наступним чином. На внутрішню робочу поверхню 4 двоповерхової фрикційної накладки 2 за допомогою клею БФ-2 наклеювали п'єзоелектричні давачі 5 з виводами 6. Встановлення давачів велося з урахуванням їхньої поляризації. Виводи п'єзоелектричних 6 приєднували до клем струмоміра через відповідні отвори у накладках 7 (див. рис. 3.9). Для вимірювання потенціалів п'єзодавачів при визначенні питомих навантажень використовували вольтметр універсальний В7-16 (див. рис. 3.3 а).

Питомі навантаження на внутрішніх парах гальма визначали наступним чином. Після отримання експериментальних даних за величинами нормальних зусиль притискання внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки до робочої поверхні гальмівного шківа та знання площі контакту кожного давача розраховували питомі навантаження, які розвиваються під досліджуваною ділянкою накладки.

Величину питомих навантажень у зоні контакту внутрішньої поверхні гальмівної стрічки із зовнішньою поверхнею двоповерхової фрикційної накладки визначали аналітичним шляхом за залежністю вигляду

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1}{A_2}, \quad (3.1)$$

де  $p_1$ ,  $p_2$  – питомі навантаження в зовнішніх та внутрішніх парах тертя гальма;

$A_1$ ,  $A_2$  – контактні площі взаємодії зовнішньої та внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки.

Для дослідження процесів взаємодії накладок з робочими поверхнями гальмівного шківа та гальмівної стрічки шляхом зміни коефіцієнтів тертя, для варіювання геометричної площі на внутрішніх поверхнях двоповерхової фрикційної накладки виконували пази (див. рис. 3.10).

При дослідженні зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок на зношування у модельному стрічково-колодковому гальмі визначались:

- зносостійкість поверхонь як однієї, так і всіх накладок, встановлених на гальмівному шківі;
- зношування поверхонь накладок у залежності від місця їхнього розташування під гальмівною стрічкою у кінці другої стадії гальмування, що визначає закономірність розподілу питомих навантажень на ободі гальмівного шківа;
- гальмівний момент, який розвивається модельним стрічково-колодковим гальмом, що визначає величину сили тертя наприкінці другої стадії гальмування у внутрішніх багатопарних фрикційних вузлах.

Зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок у залежності від місця їхнього розташування під гальмівною стрічкою наприкінці другої стадії гальмування після 150-ти циклів навантаження визначалося наступним чином.

Фрикційні накладки до встановлення на робочу поверхню ободу гальмівного шківа зважувались, нумерувались та встановлювались на шків у строгій послідовності, як показано на рис. 3.5 а. Потім на цих фрикційних накладках робилось 150 повних циклів навантаження (час циклу складав 10,0 с) на модельному стрічково-колодковому гальмі після чого знімались бокові реборди, а потім накладки з робочої поверхні обода шківа. Після цього фрикційні накладки удруге зважувались для визначення вагового зношування кожної з них.

У цьому випадку отримували сумарну величину зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок. Для їхнього розділення використовувався давач резисторного типу [119]. На рис. 3.11 а зображено схему давача резисторного типу для вимірювання величин лінійного зношування внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки.



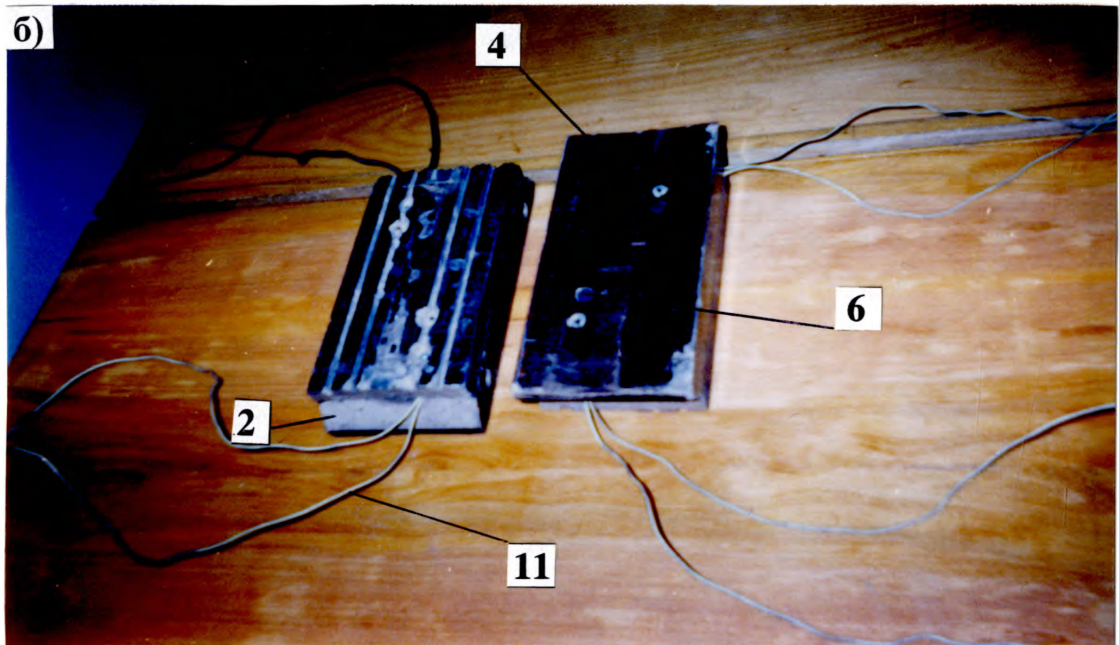
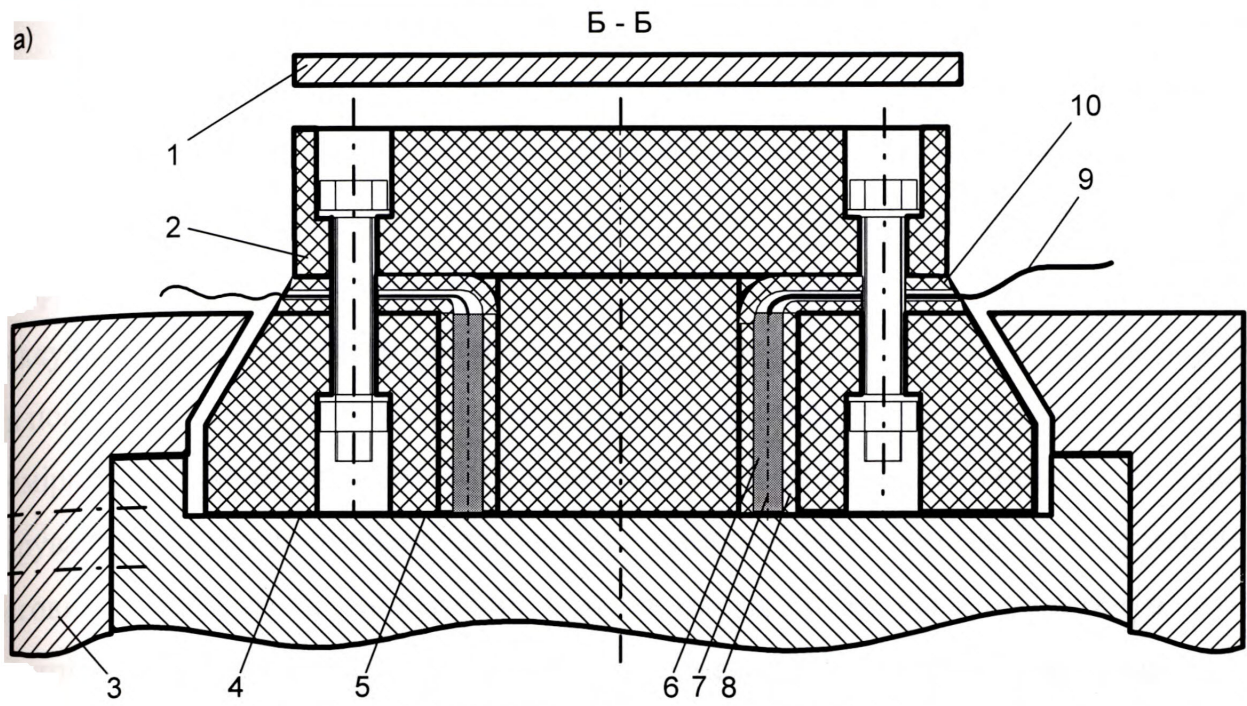


Рис. 3.11 а, б. Багатопарний фрикційний вузол з датчиками зношування внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки: 1 – гальмівна стрічка; 2 – двоповерхова фрикційна накладка; 3 – реборда; 4 – внутрішня поверхня фрикційної накладки; 5 – робоча поверхня гальмівного шківця; 6 – датчик зношування внутрішньої поверхні накладки; 7 – графітовий стрижень; 8, 10 – ізоляційні втулки; 9 – виводи датчика зношування; 11 – виводи термопар



Принцип роботи останнього базувався на зменшенні опору резисторного шару (графітового стрижня) при зменшенні його довжини у результаті зношування матеріалу внутрішньої поверхні фрикційної накладки. Такі давачі встановлювались у кожній фрикційній накладці (рис. 3.11 а, б). Зміна опору графітного стрижня, з метою визначення зношування гальмівних накладок, фіксувалась за допомогою вимірювача RCL (рис. 3.3 а). Після завершення 150-ти повних циклів навантаження багатопарних фрикційних вузлів гальма робили вимірювання опору резисторного шару у кожній фрикційній накладці та згідно тарувального графіка визначали вагове зношування. Різниця між сумарним ваговим зношуванням поверхонь кожної накладки та ваговим зношуванням внутрішньої поверхні кожної накладки – це вагове зношування зовнішньої поверхні кожної фрикційної накладки. Після цього визначається лінійне зношування за формулою:

$$\Delta h = \frac{G_{\text{п}} - G_{\text{к}}}{\rho \cdot A_2}, \quad (3.2)$$

де  $G_{\text{п}}$ ,  $G_{\text{к}}$  – маса двоповерхової фрикційної накладки перед та після дослідження у мг;

$\rho$  – густина матеріалу у зовнішньому поверхневому зношуваному шарі двоповерхової накладки;

$A_2$  – площа зовнішньої поверхні накладки.

3.4.2. Т е п л о в и х . При використанні методики термометрування зовнішніх багатопарних фрикційних вузлів гальма поверхневі температури досягали 250°C згідно робіт [26, 56, 73] (термопари типу хромель-алюмель діаметром 0,5 мм в ізоляції з кремнієвоземлистої нитки, просякнуті термостійким лаком), похибка вимірювань не перевищувала 1 °C завдяки індивідуальному таруванню кожної термопари. Для вимірювання потенціалів термопар при визначенні поверхневих температур зовнішніх багатопарних фрикційних вузлів гальма використовували потенціометр УП-2М (див. рис. 3.3

а, б). Більше ні у чому методика вимірювання поверхневих температур зовнішніх пар тертя гальма не відрізнялася від методики, наведеної у роботах [26, 56, 73].

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

Галетний давач теплового потоку (рис. 3.12) містить у собі термоелектроди 1, які взаємодіють з боковою поверхнею гальмівного шківа. Усі термоелектроди 1 приєднані до двох мідних термоелектродів 2, які зв'язані зі струмоз'ємними дротами 3, під'єднаними до щіткового струмознімача (рис. 3.13). Основні елементи галетного давача розміщені у кожусі 4, а зверху він закритий ізоляцією 5. У даного давача границя вимірювання густини теплового потоку складає  $10^2 \div 10^5 \text{ Вт/м}^2$ ; похибка вимірів +5,0%; інерційність – 1,0 с; кількість елементарних давачів – 60; діаметр давача – 35,0 мм; товщина – 2,0 мм.

На рис. 3.13 зображено щітковий струмознімач для вимірювання сумарної електрорушійної сили, яку розвиває галетний давач теплового потоку, встановлений на боковій поверхні гальмівного шківа. Електрорушійна сила виникає у результаті різниці температур бокової поверхні гальмівного шківа та оточуючого повітря.

Струмознімач має корпус 1, усередині якого знаходиться валик 2. Осі корпусу 1 та валика 2 мають ексцентриситет, що сприяє зміщенню його центра ваги нижче осі обертання, завдяки чому майже не виникає коливання корпусу струмознімача. Це дозволяє використовувати довгі графітові щітки 4. Пакет мідних кілець 3, вкритих із зовнішньої сторони сріблом та розділених електроізоляційним матеріалом (картоном) насаджений на валик 2 та затиснутий гайкою 11. Валик 2 встановлюється у підшипники 7, які вмонтовані у корпусі 1 струмознімача та закриті кришками 8. Зверху щітки 4 мають

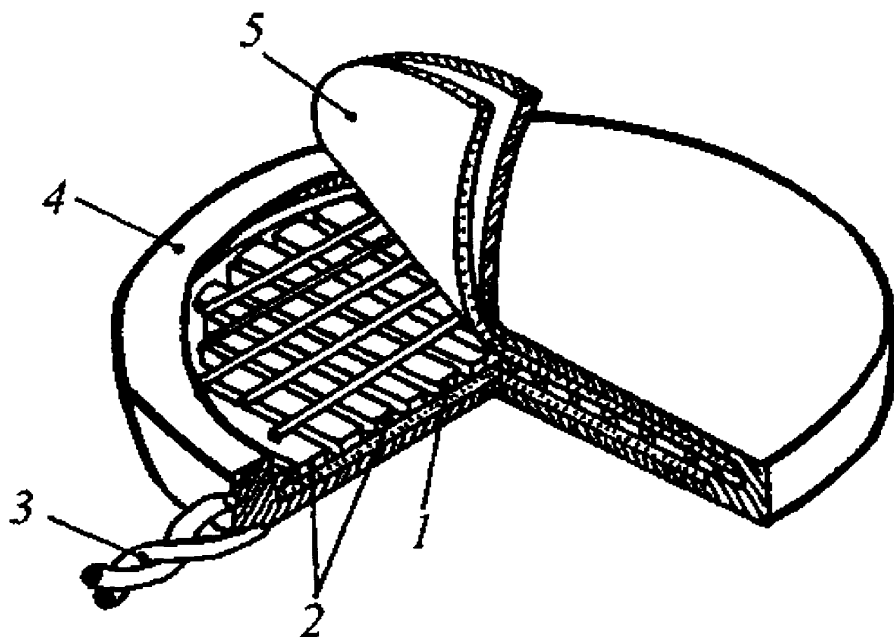


Рис. 3.12. Галетний давач теплового потоку, який передається від бічної поверхні гальмівного шківа у навколишнє повітря: 1, 2 – термоелектроди: константановий та мідний; 3 – струмоз’ємні дроти; 4 – кожух; 5 – ізоляція

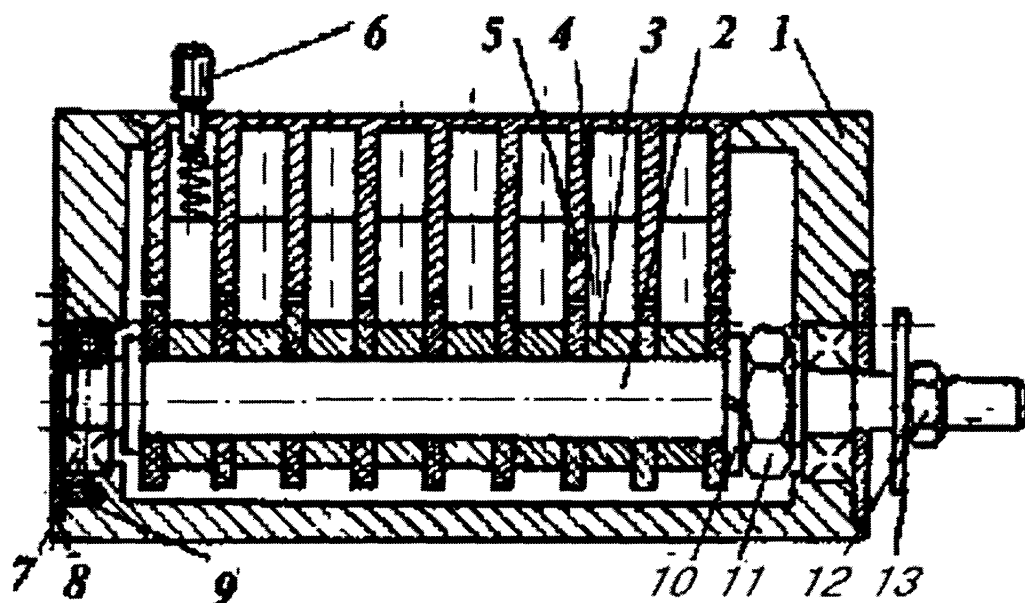


Рис. 3.13. Щітковий струмознімач: 1 – корпус; 2 – валик; 3 – мідні кільця; 4 – графітні щітки; 5 – перегородка корпусу; 6 – регулювальні гвинти; 7 – вальниці кочення; 8 – кришка; 9 – циліндричні пружини; 10, 12 – шайби; 11, 13 – гайки

циліндричні пружини 9, які забезпечують постійний контакт із кільцями 3 у міру їхнього зношування. У корпусі 1 під кожну щітку 4 виконано гніздо для стійкої та стабільної її роботи. Струмознімаючі внутрішні кільця мають вхідні клеми, до яких підключені струмоз'ємні дроти галетного датчика теплового потоку. Сумарна електрорушійна сила знімається з вихідних клем, які знаходяться на корпусі 1. Тарування галетних давачів проводиться таким самим чином як і термопар, вмонтованих у деталі багатопарного фрикційного вузла згідно робіт [26, 56, 73].

На рис. 3.14 зображено фланець 2 із вмонтованим у нього струмознімачем 1, який призначений для кріплення до кришки опори вала стенда. Багатопарні фрикційні вузли модельного стрічково-колодкового гальма з під'єднаними до них давачами наведені на рис. 3.15.

### 3.5. Аналіз результатів експериментальних досліджень навантаженості багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма

#### 3.5.1. Дослідження впливу на навантаженість пар тертя гальма основних експлуатаційних параметрів.

##### 3.5.1.1. Швидкості ковзання.

У процесі гальмування в даній конструкції поверхні накладок працюють почергово. На першій стадії при замиканні стрічкою гальма відбувається взаємодія між внутрішньою поверхнею стрічки і зовнішніми поверхнями накладок. На кінцевій стадії зовнішні поверхні фрикційних накладок стають нерухомими відносно робочої поверхні стрічки, а їхні внутрішні поверхні взаємодіють з біговою доріжкою шківів. На протязі кожного циклу вмикання багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма на першій стадії його роботи швидкість ковзання змінювалась від максимального до деякого проміжного значення. На другій стадії гальмування швидкість ковзання змінювалась від деякого проміжного значення до нуля у кінці циклу, тобто коли зовнішні поверхні фрикційних

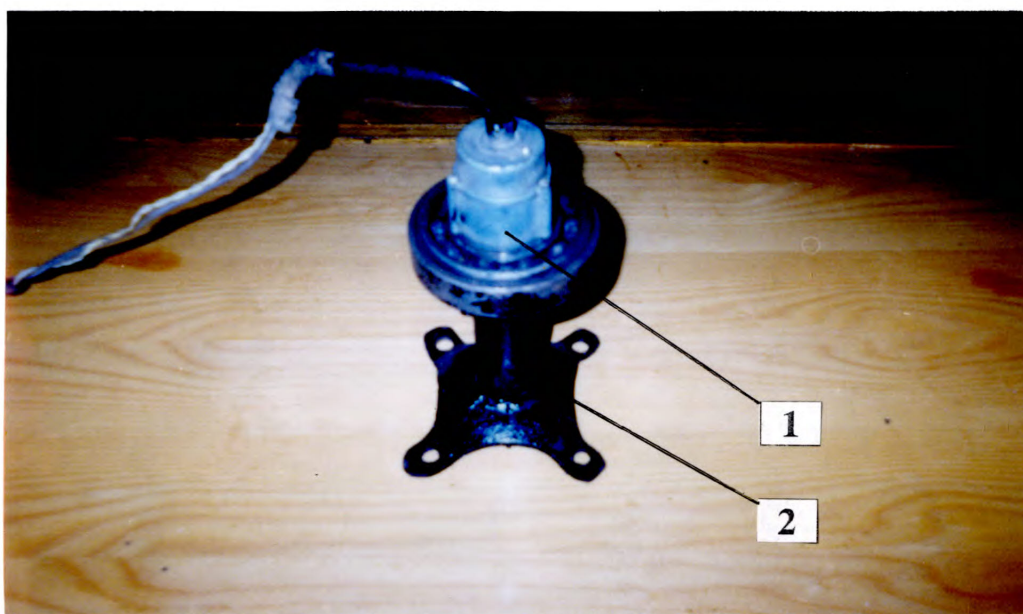


Рис. 3.14. Фланець зі струмознімачем перед кріпленням до опори вала станда:  
1 – струмознімач; 2 – фланець

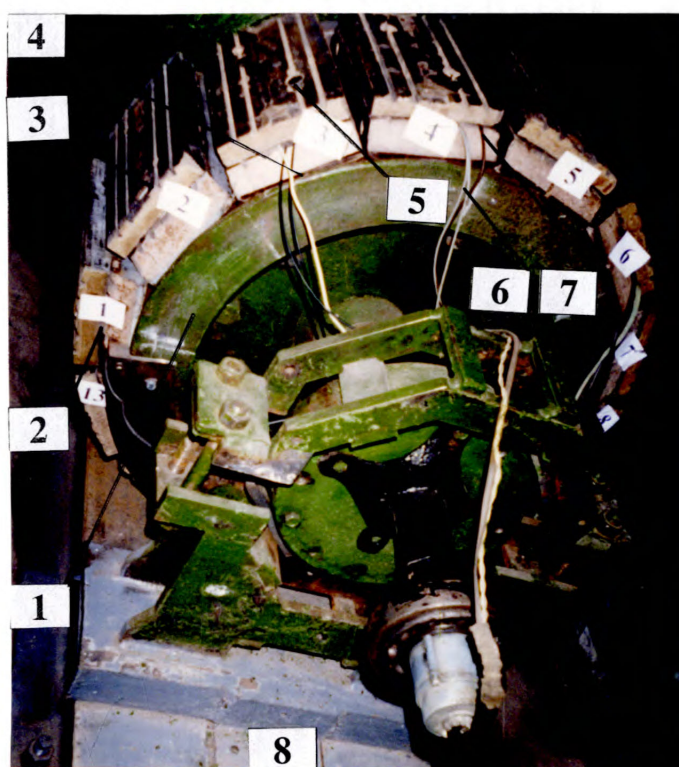


Рис. 3.15. Багатопарні вузли модельного стрічково-колодкового гальма з під'єднаними до них давачами: 1 – гальмівний шків; 2, 3, 4 – двоповерхові накладки із зовнішньою та внутрішньою робочими поверхнями; 5 – давач зношування внутрішньої поверхні накладки; 6, 7 – термопари для вимірювання температури зовнішніх та внутрішніх пар тертя; 8 – пристрій струмознімача

накладок ставали нерухомими відносно внутрішньої поверхні гальмівної стрічки при її зтягуванні. При цьому гальмівний шків обертався з уповільненням та у кінці кінців зупинявся.

Проковзування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, що мають різні площі взаємодії, відповідно, із внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та робочою поверхнею гальмівного шківа на першій стадії гальмування, при зростаючому зусиллі зтягування гальмівної стрічки, що змінюється від нуля до деякого значення, залежить від особливостей конструкції багатопарних фрикційних вузлів гальма.

На другій стадії гальмування накладки затиснуті гальмівною стрічкою стають нерухомими, що сприяє взаємодії їхніх внутрішніх поверхонь із робочою поверхнею шківа, що обертається. Проковзування поверхонь накладок відносно металевих елементів у багатопарних фрикційних вузлах на різних стадіях гальмування викликає підвищення температури поверхонь взаємодії, причому при більших швидкостях ковзання відбувається інтенсивніше нагрівання поверхонь тертя. Тому у багатопарних фрикційних вузлах із зовнішніми та внутрішніми парами тертя коефіцієнти тертя та зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь накладок одночасно залежать від швидкості ковзання, питомих навантажень та поверхневих температур. Ця обставина створює певні труднощі при вивченні залежності коефіцієнтів тертя та зношування зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладок від швидкості ковзання.

Результати обробки експериментальних даних по швидкостях ковзання внутрішніх пар тертя та коефіцієнтів тертя, які є характерними для їхніх поверхонь, наведено у додатках Б та В дисертації.

На рис. 3.16 зображені результати досліджень двоповерхових фрикційних накладок, виготовлених з матеріалу ФК-24А, що взаємодіють своїми внутрішніми поверхнями з робочою поверхнею гальмівного шківа (матеріал – сталь 35ХНЛ) при питомих навантаженнях 0,6 МПа та поверхневих

температурах  $200^{\circ}\text{C}$  та  $400^{\circ}\text{C}$ . Для вимірювання поверхневих температур безконтактним способом використовувався безконтактний вимірювач температури ЕТП-М (див. рис. 3.3 а, б).

Аналіз наведеної графічної залежності показує наступне: із збільшенням швидкості ковзання внутрішніх пар тертя модельного стрічково-колодкового гальма та при рівнях нижче (крива 1) та вище (крива 2) допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки зміна коефіцієнтів тертя виражається спадними криволінійними залежностями.

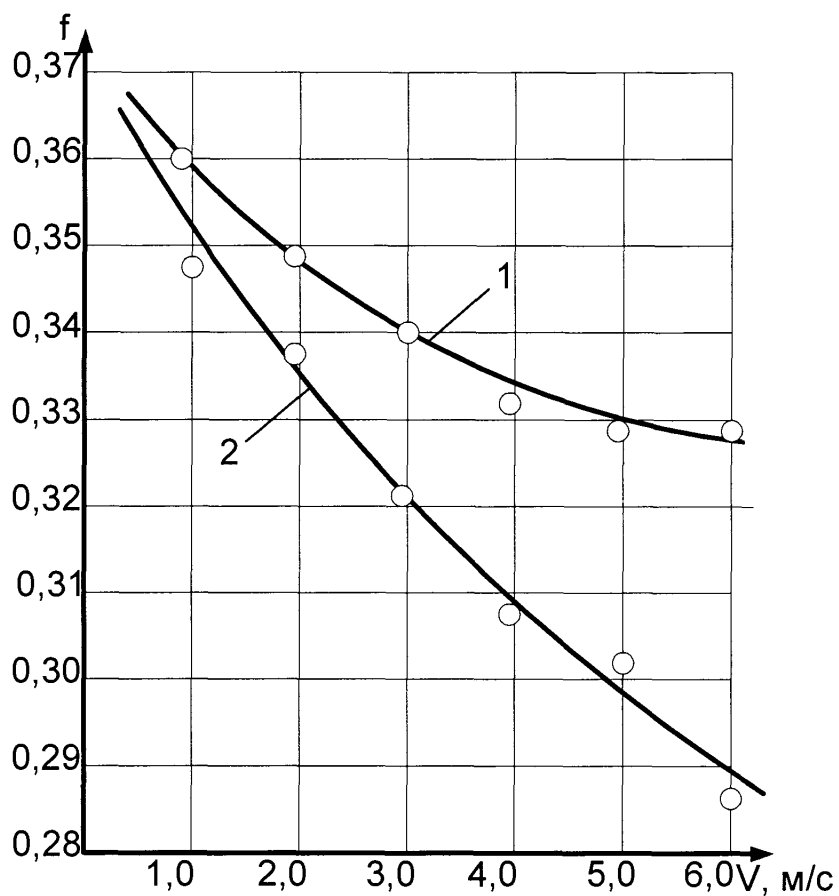


Рис. 3.16. Закономірності зміни коефіцієнта тертя ( $f$ ) внутрішніх пар тертя (матеріал сталь 35ХНЛ – ФК-24А) у залежності від швидкості ковзання ( $V$ ) при питомому навантаженні  $0,6$  МПа та поверхневих температурах  $200^{\circ}\text{C}$  (крива 1) та  $400^{\circ}\text{C}$  (крива 2) модельного стрічково-колодкового гальма

При цьому розходження у значеннях коефіцієнтів тертя складає 0,015 при  $V=1,0$  м/с та 0,041 при  $V=6,0$  м/с, тобто при збільшенні швидкості ковзання у шість разів, поверхневої температури – у два рази при постійних питомих навантаженнях, що дорівнюють 0,6 МПа, а величина зміни коефіцієнта тертя збільшилась у 2,8 рази. Це пояснюється різною зміною інтенсивності теплового потоку та, як наслідок цього, різними фізико-хімічними змінами, що відбуваються у поверхневих шарах внутрішніх пар тертя гальма.

Теоретичні та експериментальні дослідження теплової навантаженості зовнішніх та внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів гальма, на контурні площі яких діють різні за величиною нормальні сили та питомі навантаження, а також розвиваються різні динамічні коефіцієнти тертя ковзання, показали, що підвищення поверхневої температури у зовнішніх парах тертя є пропорційним до кореня квадратного з величини відносної швидкості ковзання, а у внутрішніх – пропорційним до цього параметра.

Наступним одним з основних експлуатаційних параметрів багатопарних фрикційних вузлів гальма є питомі навантаження на їхніх зовнішніх та внутрішніх парах тертя.

3.5.1.2. П и т о м и х н а в а н т а ж е н ь . Для багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма вивчення залежності коефіцієнтів тертя у зовнішніх та внутрішніх парах тертя, а також зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок від питомих навантажень, становить інтерес згідно двох основних чинників: по-перше, у зв'язку з тим, що у процесі роботи гальма на першій та другій стадіях гальмування питомі навантаження на зовнішніх та внутрішніх поверхнях тертя накладок змінюються від нуля до деякого значення, що визначається конструкцією фрикційного вузла та технічними вимогами до нього; по-друге, у зв'язку з необхідністю визначення допустимого значення питомого



навантаження для даних накладок, з метою максимального скорочення габаритів та маси фрикційного вузла. Останнє повинно проводитися з урахуванням температурних режимів роботи багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма за умови плавності включення на першій стадії гальмування.

Вплив питомих навантажень на коефіцієнти тертя та зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок неоднаковий. Усе залежить від того, під яку з гілок гальмівної стрічки потрапляє на другій стадії гальмування та чи інша фрикційна накладка.

При початковому збільшенні питомих навантажень коефіцієнт тертя для багатьох накладок, що знаходяться під набігаючою гілкою гальмівної стрічки, збільшується, а при подальшому рості питомих навантажень починає незначно знижуватися.

Стосовно фрикційних накладок, що потрапили під збігаючу гілку гальмівної стрічки, то тут при збільшенні питомих навантажень спостерігається постійне підвищення коефіцієнтів тертя, оскільки невідчутний вплив температури на контактуючих поверхнях. При цьому максимум коефіцієнта тертя внутрішніх фрикційних вузлів у залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою накладок спостерігається при різних значеннях питомих навантажень.

В основному, для ряду фрикційних накладок, коефіцієнт тертя із збільшенням питомих навантажень знижується. Такі залежності зміни коефіцієнта тертя можна пояснити тим, що при підвищенні питомих навантажень збільшується число контактуючих точок, наслідком чого є ріст їхнього сумарного опору пластичній деформації, що веде до збільшення коефіцієнта тертя до певної межі. При подальшому збільшенні питомих навантажень підвищується температура на контактуючих поверхнях, та як наслідок, їхній опір пластичній деформації знижується, а величина коефіцієнта тертя зменшується.

Результати обробки експериментальних даних, що стосуються нормальних зусиль, діючих у зовнішніх та внутрішніх парах тертя модельного гальма, представлено у додатках Г та Д дисертації.

На рис. 3.17 а, б представлені закономірності зміни питомих навантажень (а) та коефіцієнтів тертя (б) на зовнішніх (1) та внутрішніх (2) поверхнях бандажу з 13-ти накладок багатопарного фрикційного вузла модельного стрічково-колодкового гальма після 150-ти гальмувань для 10-ти накладок, що охоплені гальмівною стрічкою з натягом її збігаючої гілки  $S_3=800$  Н. Проведемо аналіз графічних залежностей, наведених на рис. 3.17 а. Частини кривих 1 та 2 свідчать про те, що на зовнішніх та внутрішніх поверхнях четвертої, п'ятої, шостої та сьомої фрикційних накладок відбувається вирівнювання питомих навантажень у зоні їхніх максимальних значень. При цьому різниця питомих навантажень, що розвиваються у зовнішніх та внутрішніх парах тертя змінюється у межах від 0,05 до 0,125 МПа. У той же час закономірності зміни коефіцієнтів тертя у зовнішніх та внутрішніх парах тертя (рис. 3.17 б) мають різну ширину зон, тобто у зовнішніх парах тертя більшу, а у внутрішніх парах тертя – меншу. Пояснюється це нещільним приляганням ділянок гальмівної стрічки до зовнішніх поверхонь фрикційних накладок при її затягуванні на першій стадії гальмування.

При використанні серійної гальмівної стрічки (рис. 3.18) з жорстко прикріпленими до неї фрикційними накладками відносні питомі навантаження ( $p/p_{max}$ ) і відносні лінійні зношування ( $\delta/\delta_{max}$ ) стосовно їхніх внутрішніх робочих поверхонь носять експоненціальний характер (крива 1). Що стосується роботи гальмівної стрічки із фрикційними накладками у реверсному режимі (крива 2), то зазначені для внутрішніх поверхонь параметри свідчать про те, що накладки, розташовані в середній частині гальмівної стрічки, зношуються значно менше (на 28-32%), ніж ті, що знаходяться на кінцях стрічки [13].

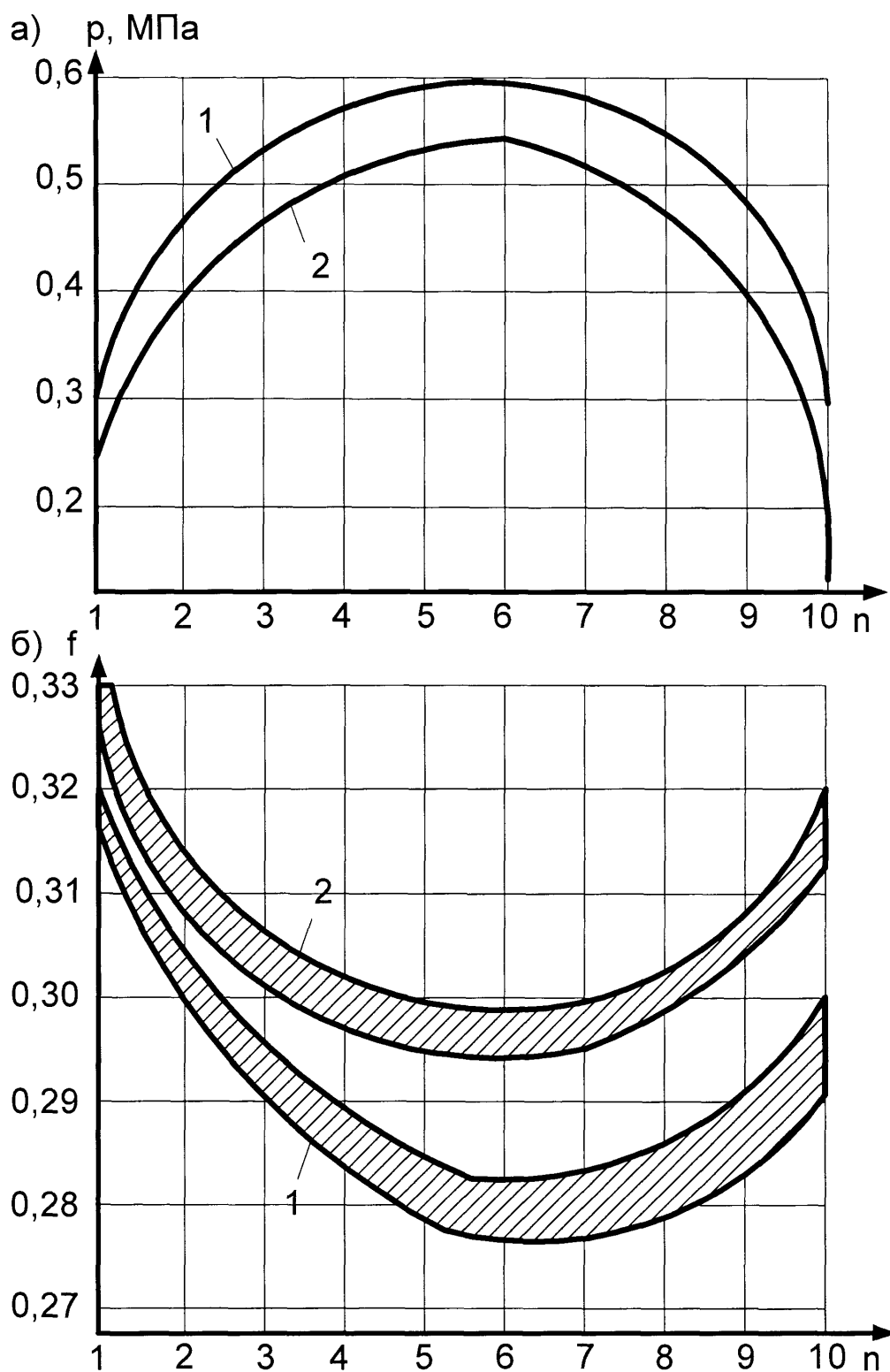


Рис.3.17 а, б. Закономірності зміни питомих навантажень (а) і коефіцієнтів тертя (б) на зовнішніх (1) і внутрішніх (2) поверхнях багатопарних фрикційних вузлів модельного гальма після 150-ти гальмувань для 10-ти накладок бандажа охоплених гальмівною стрічкою  $S_3 = 800$  Н

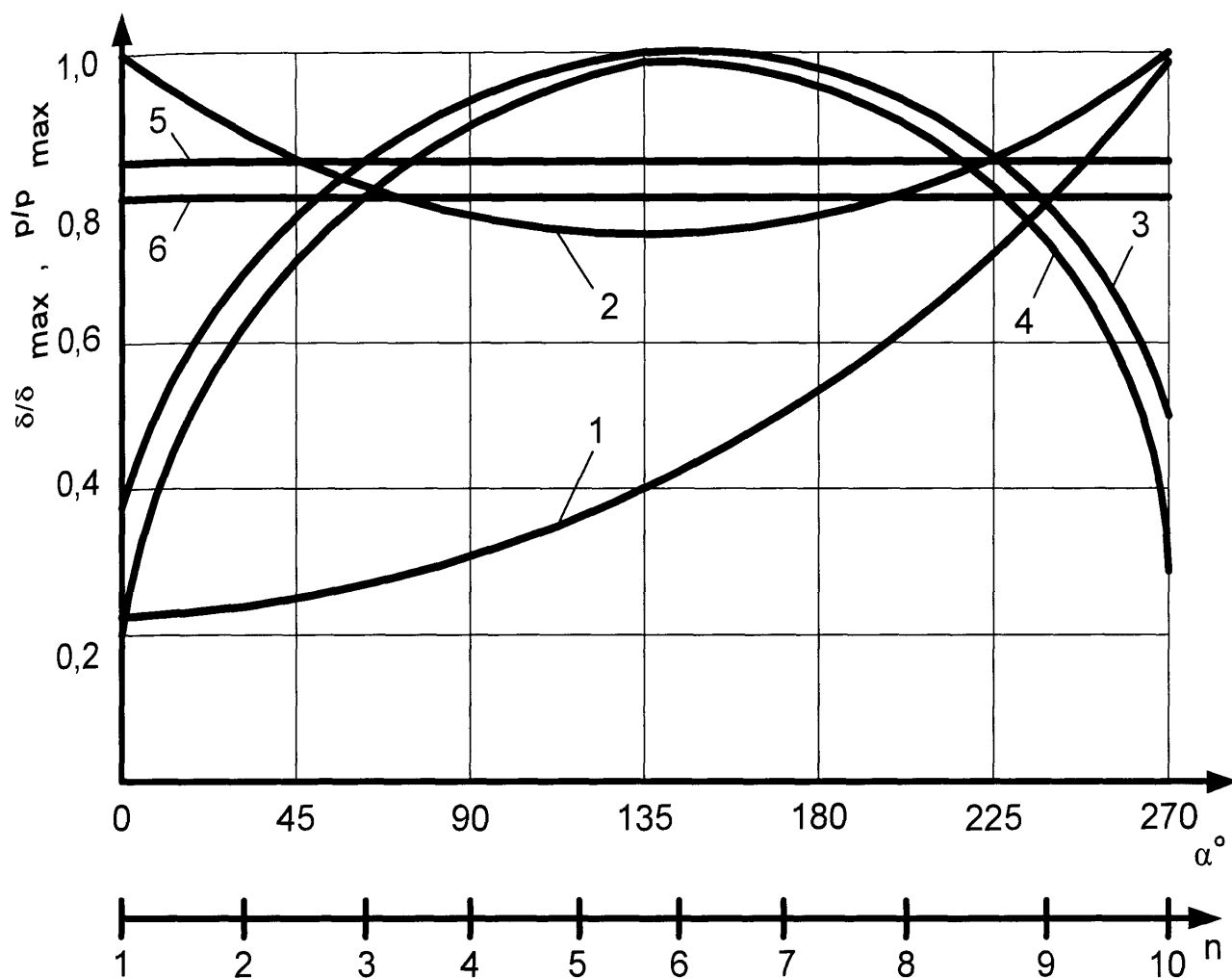


Рис 3.18. Розподіл відносних питомих навантажень ( $p/p_{max}$ ), діючих у фрикційних вузлах, та відносних лінійних зношувань ( $\delta/\delta_{max}$ ) внутрішніх (1, 2, 3, 5) та зовнішніх (4, 6) поверхонь фрикційних накладок по довжині гальмівної стрічки у стрічково-колодковому гальмі: 1, 2 – серійна та реверсивна гальмівна стрічка [13]; 3, 4 – гальмівна стрічка без накладок у модельному гальмі за один цикл гальмування; 5, 6 – гальмівна стрічка без накладок за 150 циклів гальмування

Дещо інакше змінюються питомі навантаження ( $p/p_{\max}$ ) і відносні лінійні зношення ( $\delta/\delta_{\max}$ ) на внутрішніх (крива 3) і зовнішніх (крива 4) поверхнях фрикційних накладок, посаджених на робочу поверхню гальмівного шківа, протягом одного циклу гальмування. Четверта, п'ята, шоста та сьома накладки бандажа, які попадають під середню частину гальмівної стрічки, сприймають майже однакові питомі навантаження і, як наслідок, мають однакове лінійне зношення.

Після 150-ти циклів гальмування спостерігається майже повне вирівнювання на внутрішніх (крива 5) і зовнішніх (крива 6) поверхнях фрикційних накладок відносних питомих навантажень і відносних лінійних зношень, оскільки у з'єднанні двоповерхових накладок у бандаж по типу „ластівчин хвіст”, останні вільно рухаються на робочій поверхні гальмівного шківа і їхнє потрапляння під гальмівну стрічку відбувається довільним чином. За рахунок цього відбувається збільшення ресурсу стрічково-колодкового гальма з рухомими багатопарними фрикційними вузлами на 15-20%. Цим конструкція стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”, вигідно відрізняється від серійного гальма.

3.5.1.3. П о в е р х н е в о ї т е м п е р а т у р и . Для підвищення терміну служби багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок необхідно, нарівні з використанням нових більш тепло- та зносостійких фрикційних матеріалів і вірним підбором зовнішніх та внутрішніх пар тертя, розробити конструктивні та технологічні заходи, сприяючі створенню якнайкращих умов роботи поверхонь фрикційних накладок.

Основними чинниками, що впливають на коефіцієнт тертя та зносостійкість поверхонь фрикційних накладок, від яких першочергово залежить працездатність багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок, є температури, що 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, що відрізняється від початкових, що різко змінює взаємодію елементів пар тертя. З підвищенням температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладок їхній опір стиранню зменшується, внаслідок чого найбільше зношуються внутрішні поверхні накладок, що працюють у парі з ободом гальмівного шківка лебідки, що суттєво нагрівається.

Результати обробки експериментальних даних, що стосуються теплонавантаженості зовнішніх та внутрішніх пар тертя модельного стрічково-колодкового гальма наведено у додатках Е та Ж дисертації.

Зупинимося на аналізі експериментальних даних, що стосуються закономірностей зміни поверхневих температур зовнішніх та внутрішніх пар тертя та всіх багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при різних натягах гальмівної стрічки після закінчення циклічних гальмувань, представлених на рис. 3.19 а, б, в.

Як видно з рис. 3.19 а, б, в зовнішні пари тертя нагріваються до 250 °С, у той же ж час як внутрішні – до 300 °С при натягові стрічки  $S_3=800$  Н при 150-ти циклічних гальмуваннях. При цьому поверхнева температура пар тертя гальма була значно нижчою, ніж допустима температура для матеріалу фрикційної накладки ФК-24А, яка дорівнює 390 °С [1]. Відмінність у поверхневих температурах на зовнішніх парах тертя при натягу гілок  $S_3=400$  Н і  $S_3=800$  Н на шістдесятому гальмуванні склало 25,0 °С, а після сто п'ятдесятого гальмування – 60,0 °С.

Порівняння експериментальних значень температур поверхонь тертя модельного стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”, та експериментальних значень поверхневих температур модельного серійного стрічково-колодкового гальма [5] показують, що для запропонованої конструкції гальма поверхневі

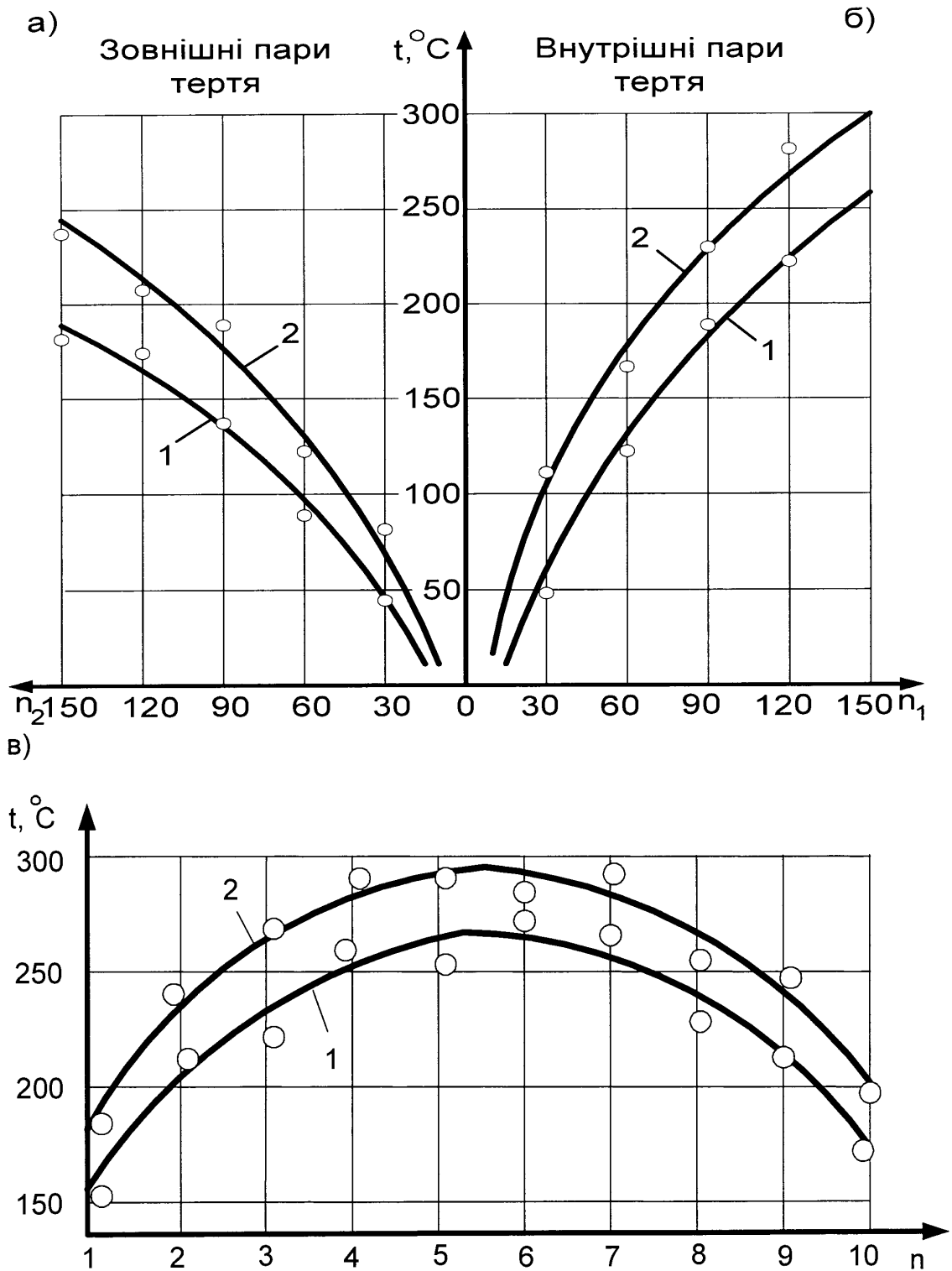


Рис.3.19 а, б, в. Закономірності зміни поверхневих температур зовнішньої (а) і внутрішньої (б) та усіх пар тертя (в) багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при натягах збігаючої гілки стрічки  $S_3 = 400\text{ Н}$  (1) і  $S_3 = 800\text{ Н}$  (2) після 150-ти циклічних гальмувань

температури гальмівного шківa та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, в середньому, зменшується на 20-25% у порівнянні з серійним стрічково-колодковим гальмом бурової лебідки. Це пояснюється ефективним тепловим розвантаження основних (внутрішніх) пар тертя за рахунок використання додаткових (зовнішніх) пар тертя.

### 3.6. Визначення зношування фрикційних накладок гальма

Аналіз експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами показує, що внутрішні поверхні накладок, які працюють із робочою поверхнею гальмівного шківa, зношуються у більшій мірі, ніж зовнішні поверхні накладок, що працюють у парі з внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки. При цьому не грає ролі з одного чи різних матеріалів виконано стрічку та шків гальмівного барабана. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування обід гальмівного шківa нагрівається сильніше гальмівної стрічки та краще відводить теплоту вимушеним конвективним та радіаційним теплообміном, незважаючи на те, що майже вся робоча поверхня перекрита внутрішніми поверхнями накладок, а гальмівна стрічка має у порівнянні з ободом гальмівного шківa у десятки разів меншу масу у модельному стрічково-колодковому гальмі. Тому площі поверхонь накладки повинні бути підібрані таким чином, щоб у їхніх парах взаємодії був різний коефіцієнт тертя ковзання.

Внутрішні поверхні фрикційних накладок, які працюють у парі з робочою поверхнею гальмівного шківa, повинні мати більший коефіцієнт тертя, ніж зовнішні поверхні накладок, що працюють у парі з гальмівною стрічкою. Площі поверхонь фрикційних накладок підбирають так, щоб у процесі роботи поверхневі температури з їхніх обох сторін збільшувались приблизно однаково, а їхнє максимальне значення не перевищувало допустимої для матеріалу накладки. Тому допустиме зношування внутрішньої поверхні накладок, що



працюють із поверхнею обода гальмівного шківa, встановлюють більшим, ніж для їхніх зовнішніх поверхонь, що взаємодіють із внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки.

Результати обробки експериментальних даних, що стосуються вагового та лінійного зношування, відповідно, зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма наведені у додатках 3 та И дисертації.

Закономірності зміни величин лінійного зношування поверхонь фрикційної накладки та накладок, потрапляючих під час циклічних гальмувань під гальмівну стрічку, що має різні натяги її збігаючої та набігаючої гілок, зображені на рис. 3.20 а, б, в.

Зупинимося на рис. 3.20 а, б, що стосується зношування зовнішньої та внутрішньої поверхні фрикційної накладки у багатопарних фрикційних вузлах модельного гальма при натягові стрічки  $S_3 = 400$  Н та  $S_3 = 800$  Н при виконанні 150-ти циклічних гальмувань. Різниця у лінійному зношуванні зовнішньої поверхні накладки при згаданих вище натягах набігаючої гілки гальмівної стрічки складає при 60-ти циклічних гальмуваннях складає 0,455 мм, а після завершення стоп'ятдесятого гальмування всього – 0,156 мм. Така різниця у лінійних зношуваннях поверхонь фрикційної накладки пояснюється неоднаковим тепловим фактором, діючим у парах тертя.

Закономірності зміни величин лінійного зношування поверхонь накладок багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при 150-ти циклічних навантаженнях та натягах збігаючої гілки гальмівної стрічки  $S_3 = 400$  Н (крива 1) та  $S_3 = 800$  Н (крива 2) представлені на рис. 3.20 в. Одержані криві 1 та 2 уподібнені кривим зміни питомих навантажень, діючих на зовнішні та внутрішні пари тертя гальма (див. рис. 3.20 в).

Отже, у багатопарних фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками можливе вирівнювання питомих навантажень при їхніх максимальних значеннях, та як

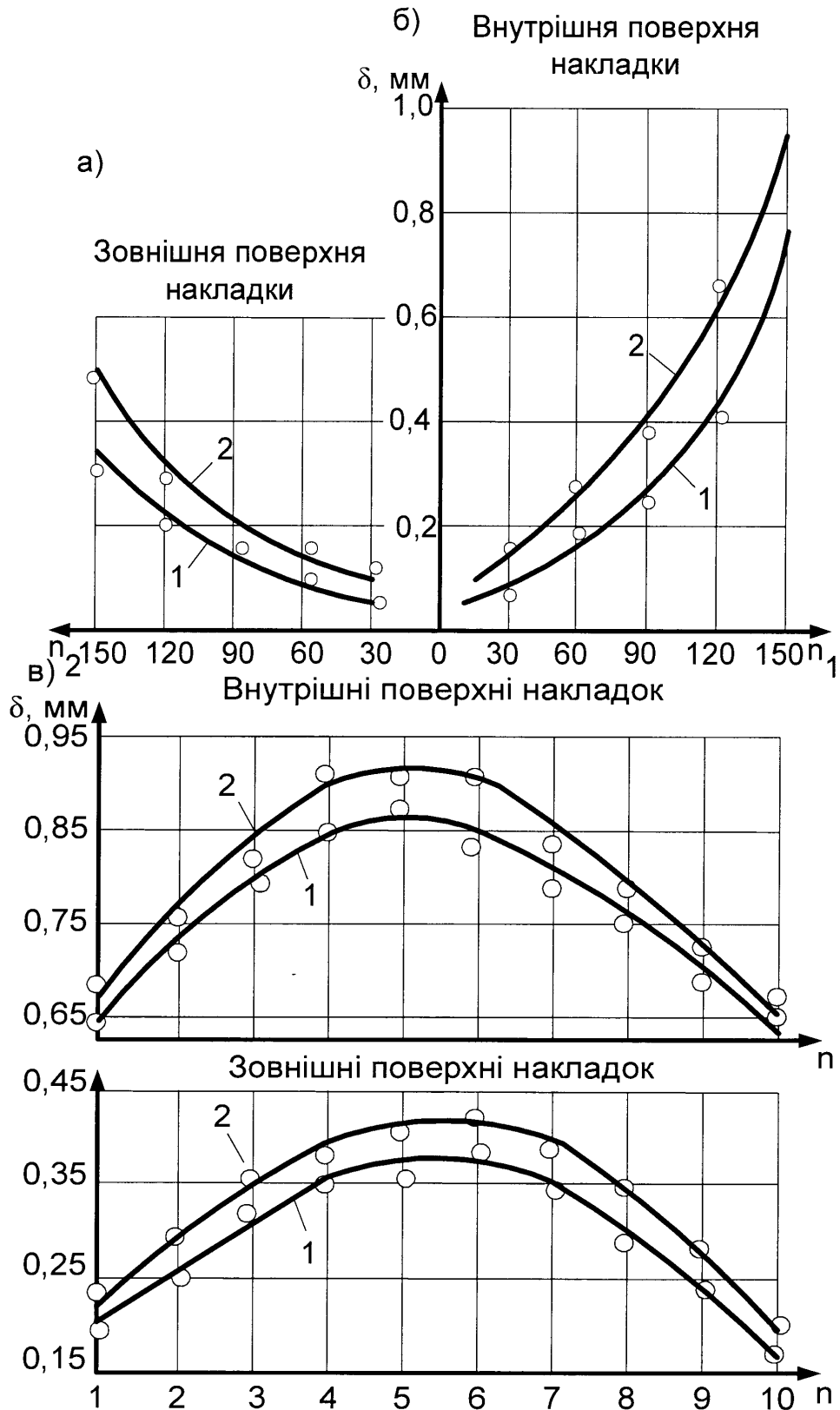


Рис. 3.20 а, б, в. Закономірності зміни величини лінійного зношування поверхонь фрикційної накладки (а, б) та накладок (в) багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при 150-ти циклічних навантаженнях і натягах збігаючої гілки стрічки  $S_3 = 400$  Н (1) і  $S_3 = 800$  Н (2)

наслідок, лінійного зношування фрикційних накладок зовнішніх та внутрішніх пар тертя, що не можна сказати про внутрішні пари тертя серійного гальма.

Порівняння експериментальних значень зношування поверхонь тертя модельного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”, посадженими на робочу поверхню гальмівного шківів без натягу і без зазору, та експериментальних значень зношування поверхонь модельного серійного стрічково-колодкового гальма [5] показують, що для запропонованої конструкції гальма зношування поверхонь фрикційних накладок, в середньому, зменшується на 15-20 % у порівнянні з серійним гальмом. Це пояснюється ефективним динамічним розвантаження основних (внутрішніх) пар тертя за рахунок використання додаткових (зовнішніх) пар тертя.

Одержані експериментальні дані по основних експлуатаційних параметрах багатопарних фрикційних вузлів гальма дозволяють перейти до розгляду засобів зниження їхньої навантаженості.

## Висновки

1. Розроблені, виготовлені та випробувані багатопарні фрикційні вузли (тринадцять серійних фрикційних накладок, з'єднаних між собою по дві, висотою 45,0 мм і відношенням площ внутрішньої поверхні накладки до зовнішньої – 1,12, складені в бандаж, завдяки спеціальним ребордам, без зазору та розташовані по периметру робочої поверхні гальмівного шківів (Ø500 мм) на модельному стрічково-колодковому гальмі у лабораторних умовах при наступних експлуатаційних параметрах: повний цикл гальмування склав 10 с, із яких на першу стадію – 2,0-2,5 с; частота обертів шківів при яких починається перша стадія гальмування –  $1,5 \text{ с}^{-1}$ ;  $3,5 \text{ с}^{-1}$ ; перерва між циклами гальмувань досягала до 12,0 с; кількість циклічних

гальмувань – 150; матеріал пар тертя: сталь 35ХНМ – ФК-24А; натяги збігаючої гілки стрічки були 400 Н та 800 Н.

2. На основі результатів експериментальних досліджень динамічної та теплової навантаженості багатопарних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма встановлено наступне:

- закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів на зовнішніх парах тертя (питомих навантажень, швидкостей ковзання, коефіцієнтів тертя, поверхневих температур, лінійних зношувань поверхонь накладок);
- питомі навантаження нового стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними накладками, посадженими на робочу поверхню гальмівного шківа без натягу та без зазору, є обернено пропорційними коефіцієнту тертя;
- лінійні зношування внутрішніх поверхонь фрикційних накладок є на 20% більшим, ніж їхніх зовнішніх поверхонь, але зате зріс загальний ресурс накладок на 15-20% у порівнянні зі зношуванням внутрішніх поверхонь накладок серійного гальма; пояснюється це вирівнюванням питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх поверхнях накладок завдяки взаємодії з різними гілками гальмівної стрічки;
- тривалості гальмування на першій та другій стадіях залежать від динамічних та статичних коефіцієнтів взаємного перекриття;
- поверхневі температури на внутрішніх парах тертя зменшились на 25-30% у порівнянні з температурами на робочих поверхнях серійного стрічково-колодкового гальма;
- закономірності зміни відносних питомих навантажень ( $p/p_{\max}$ ) та відносних лінійних зношувань  $\delta/\delta_{\max}$  внутрішніх і зовнішніх поверхонь кожної з 13-ти накладок, встановлених на робочій поверхні гальмівного шківа, засвідчили про те, що на їхніх поверхнях відбувається вирівнювання вказаних вище параметрів.

## РОЗДІЛ 4

ЗАСОБИ ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ  
ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК4.1. Умови обмеження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів  
стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Умови обмеження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок розглядаються з точки зору лімітування: зусилля, прикладеного до важеля керування; допустимої поверхневої температури для матеріалу фрикційної накладки та питомої гальмівної потужності, що 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-обертового руху частин спуско-підйомного комплексу:

$$\Delta A_T = \frac{G + G_c}{g} \cdot \frac{v_\Gamma^2}{2} + \sum I_{б.л.} \frac{\omega^2}{2}, \quad (4.1)$$

де  $G$  – загальна вага, що діє на гак кронблока;

$v_\Gamma$  – лінійна швидкість руху гака:  $v_\Gamma = \frac{\omega R_H}{k}$ ;

$R_H$  – радіус навивки каната на барабан;

$\omega$  – кутова швидкість обертання барабана;

$k$  – кратність поліспасти талевої системи;

$G_c$  – сумарна вага гаку, талевого блоку, штропів, елеватора та канату;

$\sum I_{б.л.}$  – сумарний момент інерції бурової лебідки, що включає в себе моменти інерції: власне барабана з навитим канатом, гальмівних шківів із

спеціальними ребордами та з рухомими фрикційними накладками на його робочих поверхнях (даний сумарний момент інерції бурової лебідки зведено до її гальмівного валу).

Вважаючи, що під час гальмування зростання повної роботи тертя викличе приріст теплової енергії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма і тому можна записати рівняння балансу:

$$\Delta A_T \rightarrow \Delta Q. \quad (4.2)$$

У свою чергу, кількість виділеної теплоти буде розподілятися наступним чином, оскільки найбільш енергоємним вузлом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки є гальмівний шків із його елементами:

$$\Delta Q = m_{ш} c_3 \Delta t (1 - \alpha_{т.п.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{т.п.}) \quad (4.3)$$

де  $m_{ш}$ ,  $m_c$  – маса: шків з рухомими фрикційними накладками; гальмівної стрічки;

$c_3$ ,  $c'_3$  – зведена теплоємність матеріалів пар тертя: „шків-накладка”, „стрічка-накладка”;

$\Delta t$ ,  $\Delta t'$  – приріст поверхневої температури за час спуску  $i$ -ої свічки у свердловину внутрішньої та зовнішньої пари тертя;

$\alpha_{т.п.}$ ,  $\alpha'_{т.п.}$  – коефіцієнт розподілу теплового потоку у внутрішні та зовнішні пари тертя.

Використовуючи вирази (4.1) та (4.3) з урахуванням (4.2), визначимо закономірність зміни кутової швидкості барабана у залежності від числа свічок, що спускаються у свердловину, обмежуючи температуру на поверхні тертя гальмівного шків допустимою температурою для внутрішньої поверхні матеріалу фрикційної накладки, тобто  $t \leq [t]$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \left[ m_{ш} c_3 [t] (1 - \alpha_{т.п.}) + m_c c'_3 t' (1 - \alpha'_{т.п.}) \right]}{\left[ \frac{G + G_c}{g} \left( \frac{R_H}{K} \right)^2 + \sum I_{б.л.} \right]}}, \quad (4.4)$$

з урахуванням того, що  $\frac{(G + G_c) \cdot R_H}{\eta_{т.с} K} = M'N + M_0$ ; вираз (4.4) матиме

наступний вид:

$$\omega = \sqrt{\frac{2[m_{ш}c_3[t](1 - \alpha_{т.п.}) + m_c c'_3 t'(1 - \alpha'_{т.п.})]}{\left[ \frac{(M'N + M_0)\eta_{т.с.}}{g} \frac{R_H}{K} + \sum I_{б.л.} \right]}}, \quad (4.5)$$

де  $\eta_{т.с.} = \frac{\eta(1 - \eta^k)}{k(1 - \eta)}$  – ККД талевої системи;

$\eta$  – ККД одного шківа;

$M_0$  – момент опору сил від талевої системи, турбобура, ОБТ (обважених бурильних труб);

$M'$  – момент від ваги однієї свічки (у рідині), що знаходиться у свердловині;

$N$  – число свічок, опущених у свердловину.

Вираз (4.2) можна ще представити у спрощеному вигляді:

$$\frac{M_\Gamma}{2} \omega_0 \tau = m_{ш} c_3 \Delta t (1 - \alpha_{т.п.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{т.п.}), \quad (4.6)$$

де  $M_\Gamma$  – гальмівний момент, що розвивається фрикційними вузлами гальма;

$\omega_0$  – початкова кутова швидкість гальмівного шківа;

$\tau$  – час гальмування.

Із залежності (4.6) визначаємо початкову кутову швидкість гальмівного шківа:

$$\omega_0 = \frac{m_{ш} c_3 \Delta t (1 - \alpha_{т.п.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{т.п.})}{0,5 M_\Gamma \tau}. \quad (4.7)$$

Таким чином, знаючи початкову кутову швидкість гальмівного шківа на початку першої стадії гальмування та закономірності зміни його кутової швидкості за весь період гальмування можна визначити кількість свічок, яку можливо спустити у свердловину за умови досягнення внутрішніми парами гальма допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки.

При цьому можна скористатися залежностями для визначення повної роботи сил тертя за час гальмування при різних закономірностях обертання гальмівного шківів у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, одержаних у роботі [56] (табл. 4.1). У наведених залежностях (4.8 – 4.13) використані наступні позначення:  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{к}}$  – час гальмування: першої стадії та повний;  $c = \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{к}}}$ ;  $S_{3\text{к}}$  – сила натягу збігаючої гілки стрічки на другій стадії гальмування;  $f_1$ ,  $f_2$  – коефіцієнти тертя між: робочою поверхнею шківів та внутрішньою поверхнею накладок; внутрішньої поверхні гальмівної стрічки та зовнішньою поверхнею накладок;  $\alpha$  – центральний кут, який відповідає статичному коефіцієнту взаємного перекриття внутрішньої поверхні накладки робочої поверхні гальмівного шківів;  $\varepsilon_{\text{м}} = \frac{\omega_0}{t_{\text{к}}}$  – прискорення гальмівного шківів.

Визначення коефіцієнта розподілу теплового потоку з часом між зовнішніми та внутрішніми парами тертя фрикційних вузлів гальма буде висвітлено у питанні 4.2.1, а дані розрахунків гальмівних моментів та натягів гальмівних стрічок гальма представлені у додатках К та Л дисертації відповідно. Розрахунки виконані згідно залежностей (2.31) та (2.11).

У зв'язку з тим, що теплоємність та температуропровідність матеріалу обода шківів в залежності від температури змінюється незначно (див. рис. М.1 а, б, в у додатку М дисертації), з достатньою для інженерних розрахунків точністю на прикладі бурової лебідки ЛБУ-1100 вираз (4.4) можна записати в емпіричному вигляді:

$$\omega = 18,52 \sqrt{\frac{[t]}{57,95 + N}}, \quad (4.14)$$

де  $[t]$  – допустима температура для матеріалу внутрішньої поверхні фрикційної накладок;  $N$  – кількість свічок, яка спускається у свердловину.



Таблиця 4.1

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	$\omega_1 = \omega_0 \left( 1 - \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{к}}} \right); \quad (4.8)$	$A_{\text{T}} = \frac{S_{\text{зк}}}{3} \left( e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \times$ $\times \left( 3c^2 - 2c^3 \right) \omega_0 R t_{\text{к}}; \quad (4.11)$
Параболічна	$\omega_2 = \omega_0 \left( 1 - \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{к}}^3} \right); \quad (4.9)$	$A_{\text{T}} = \frac{S_{\text{зк}}}{14} S_{\text{зк}} \left( e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \times$ $\times c^4 \left( 7 - 4c^3 \right) R \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_{\text{м}}}; \quad (4.12)$
Косинусоїдальна	$\omega_3 = \omega_0 \cos^2 \frac{\pi t_{\text{п}}}{2t_{\text{к}}}; \quad (4.10)$	$A_{\text{T}} = \frac{S_{\text{зк}}}{4} \left( e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) R \times$ $\times \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_{\text{м}} \pi} \left( \pi c - \frac{1}{2} \sin 2\pi c \right); \quad (4.13)$

Зусилля бурильника, під час керування процесом спуску, прикладе до важеля керування гальмом можна визначити наступним чином. За час  $t$  на шляху тертя внутрішніх  $I_1$  та зовнішніх  $I_2$  фрикційних вузлів гальма

$$I_1 = \omega R_{\text{ш}} t_{\text{к}}, \quad I_2 = \omega_0 (R_{\text{ш}} + \delta) t_{\text{п}},$$

де  $(R_{\text{ш}} + \delta)$  – радіус зовнішньої поверхні фрикційної накладки;

$\delta$  – товщина фрикційної накладки, силою тертя буде здійснена робота:

$$A_{\text{тп}} = F_{\text{т1}} I_1 + F_{\text{т2}} I_2 = F_{\text{т1}} \omega R_{\text{ш}} t_{\text{к}} + F_{\text{т2}} \omega_0 (R_{\text{ш}} + \delta) t_{\text{п}}. \quad (4.15)$$

Сили тертя  $F_{\text{т1}}$  та  $F_{\text{т2}}$  визначаються за допомогою залежностей

$$F_{\text{т1}} = i_{\text{р}} F_{\text{р}} \left( e^{f_{11} \alpha_1} + \dots + e^{f_{1n} \alpha_n} - 1 \right); \quad (4.16)$$

$$F_{\text{т2}} = i_{\text{р}} F_{\text{р}} \left( e^{f_{21} \alpha_1} + \dots + e^{f_{2n} \alpha_n} - 1 \right), \quad (4.17)$$

де  $i_{\text{р}}$  – передавальне відношення системи важелів гальма.

З рівностей (4.1) та (4.15) отримуємо вираз для визначення зусилля, що прикладається бурильником до важеля керування гальмом:

$$F_{\text{р}} = \frac{\left( \frac{G + G_{\text{с}}}{2g} \frac{\omega^2 R_{\text{н}}^2}{\kappa^2} + \sum I_{\text{б.л.}} \frac{\omega^2}{2} \right)}{i_{\text{р}} \left[ \omega R_{\text{ш}} t_{\text{к}} \left( e^{f_{11} \alpha_1} + \dots + e^{f_{1n} \alpha_n} - 1 \right) + \omega_0 (R_{\text{ш}} + \delta) t_{\text{п}} \left( e^{f_{21} \alpha_1} + \dots + e^{f_{2n} \alpha_n} - 1 \right) \right]}. \quad (4.18)$$

Як відомо [61], для серійного гальма ЛБУ-1100  $e^{f\alpha} \approx 4,25$ . Отже, залежність (4.18) набуває наступний емпіричний вид:

$$F_{\text{р}} = 39,17 + 3,675N + 7,927\omega. \quad (4.19)$$

Наступним характерним параметром у стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок є питома потужність гальмування, допустима величина якої змінюється у діапазоні від  $2870 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  до  $8410 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  у залежності від фрикційних матеріалів, заводу виробника, типу лебідки та конструкцій фрикційних вузлів [61].

Питома потужність гальмування, що реалізується внутрішніми фрикційними вузлами гальма визначається наступною залежністю:

$$P_{\Gamma} = f_1 p_1 v_1, \quad (4.20)$$

де  $p_1$  – питома навантаження, що діють у внутрішніх парах тертя гальма;

$v_1$  – швидкість ковзання внутрішніх пар тертя гальма.

На основі одержаних формул (4.5), (4.18) та (4.19) для внутрішніх пар тертя (як найбільш навантажених) побудовані графічні залежності виду

$$\Delta t = \Delta t(\omega); \quad \omega = \omega(N).$$

Вказані графічні залежності представлені на рис. 4.1 та 4.2. На рис. 4.3 наведена номограма для вибору сили  $F_p$ , що прикладається до важеля керування гальмом та дозволяє керувати спуском бурильної колони у свердловину з урахуванням питомої потужності гальмування, що реалізується внутрішніми парами тертя гальма; глибини буріння та швидкості обертання барабана лебідки ЛБУ-1100.

Порядок визначення  $F_p$  на рис. 4.3 показано пунктирними лініями

$$(N = 50 \text{ свічок}; \omega = 35 \text{ с}^{-1}; F_p = 500 \text{ Н та } P_{\Gamma} = 5660 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}).$$

## 4.2. Визначення для гальмівних шківів

4.2.1. Т е п л о в и х в т р а т . Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки працює у режимі повторно-короткотривалих гальмувань. Тому за цикл гальмувань ( $t_{\text{ц}} = t_{\Gamma} + t_0$ ) теплота, що генерується на поверхнях тертя фрикційних вузлів, частково йде на нагрівання зовнішніх та внутрішніх пар тертя, частково відводиться від їхніх поверхонь в оточуюче середовище (випромінюванням та вимушеною конвекцією, а також кондуктивним теплообміном у деталі та вузли, які контактують зі стрічкою та гальмівним шківом). Температура елементів тертя при цьому від циклу до циклу зростає до

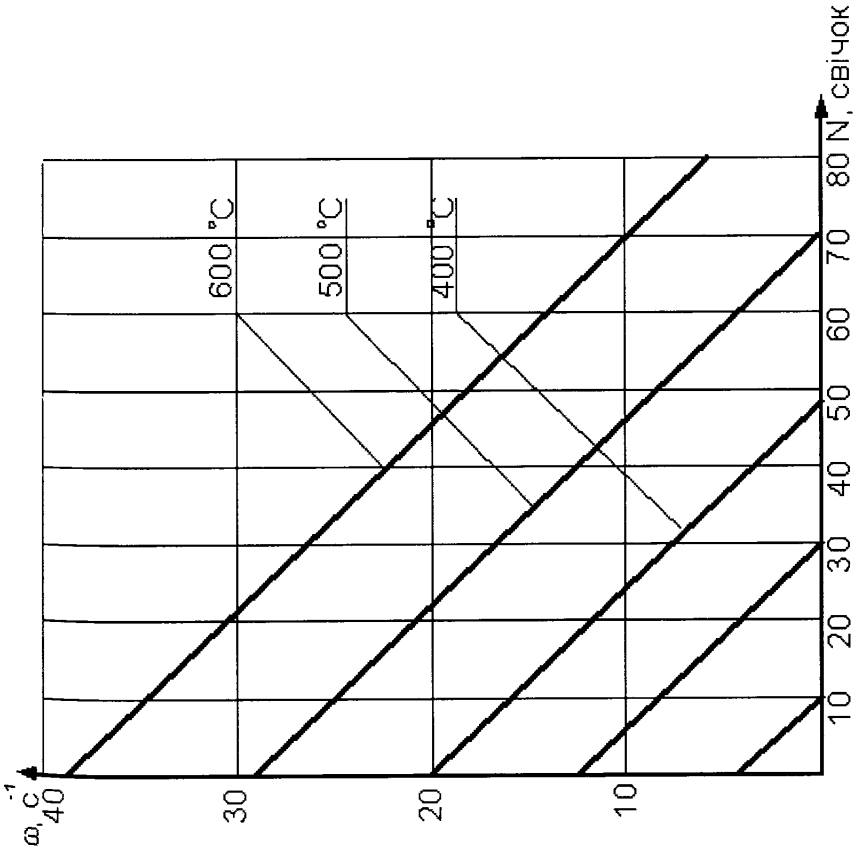


Рис. 4.1. Залежність кутової швидкості барабана бурової лебідки ЛБУ-1100 від числа свічок, що спускаються у свердловину

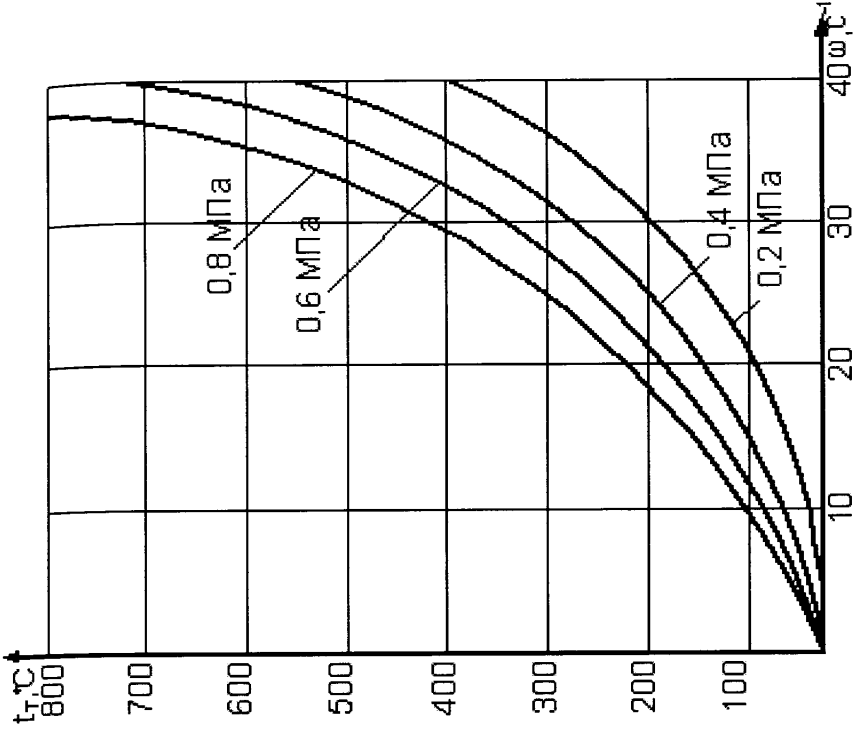


Рис. 4.2. Залежність температури поверхонь внутрішніх пар тертя нетрадиційного стрічково-володокного гальма бурової лебідки ЛБУ-1100 від кутової швидкості барабана (при різних питомих навантаженнях)

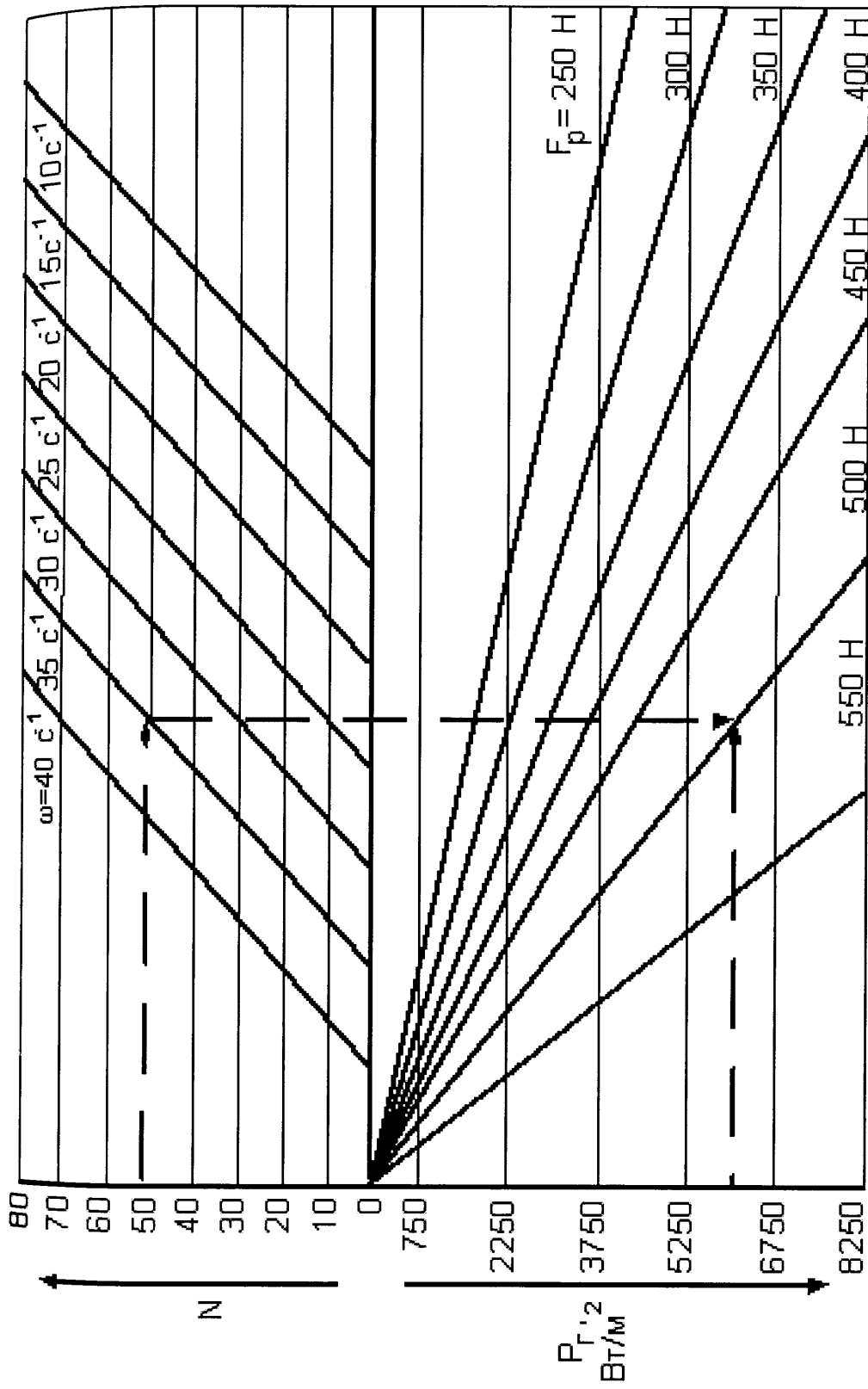


Рис. 4.3. Номограма для вибору зусилля ( $F_p$ ), що прикладається до рукоятки важеля керування гальмом, у залежності від кількості свічок ( $N$ ) швидкості спуску інструмента ( $\omega$ ) та питомої потужності гальмування ( $P_r$ ), що розвивається внутрішніми парами тертя гальма бурової лебідки ЛБУ-1100

досягнення усталеного [19] та критичного [30] значення. Перший стан настає тоді, коли теплота, що генерується на внутрішніх парах тертя за час  $t_r$ , буде рівною кількості теплоти, що відводиться в оточуюче середовище та у спряженні з елементами тертя деталі. Другий стан є характерним лише для обоїд гальмівного шківів, при якому температурний потік по його товщині стає квазіпостійним та інтенсивність теплообміну його поверхонь дещо знижується.

Чинники, які впливають на тепловий стан зовнішніх та внутрішніх пар тертя стрічково-колодкових гальм, наведені на рис. 4.4. З останнього випливає, що основним акумулятором теплоти у стрічково-колодковому гальмі є обід гальмівного шківів.

Зупинимося коротко на конструктивних особливостях гальмівних шківів. На рис. 4.5 а, б зображені гальмівні шківів 1 без та з ребордою 3, які не мають ніяких охолоджуючих пристроїв. Такі шківів не здатні за короткий термін відводити теплоту, яка генерується на робочих поверхнях 2, а потім акумулюється в їхнє тіло та оточуюче середовище.

На рис. 4.5 в, г зображено біметалевий та сталевий гальмівний шківів з ребордою та ребрами жорсткості, а також сталевий. Перший гальмівний шківів має ту конструктивну особливість, що з боку його неробочої поверхні запресовано алюмінієвий циліндр 6. Даний матеріал має три важливі властивості, що дають йому переваги перед литою сталлю: великий коефіцієнт теплопровідності; акумулювання теплоти; відведення її шляхом конвективного та кондуктивного теплообміну.

З рис. 4.5 г видно, що друга реборда шківів утворена виступом фланця 8 барабана. Наявність ребер жорсткості в обох типів гальмівних шківів дозволяє також мати розвинену поверхню теплообміну, яка інтенсифікує від них як вимушену, так і природну конвекцію.

Гальмівні шківів без та з ребордами, а також камерами для водяного охолодження зображені на рис. 4.5 д, е. Конструкція другого типу шківів має дві реборди 4, які служать направляючими для накладок гальмівної стрічки. У

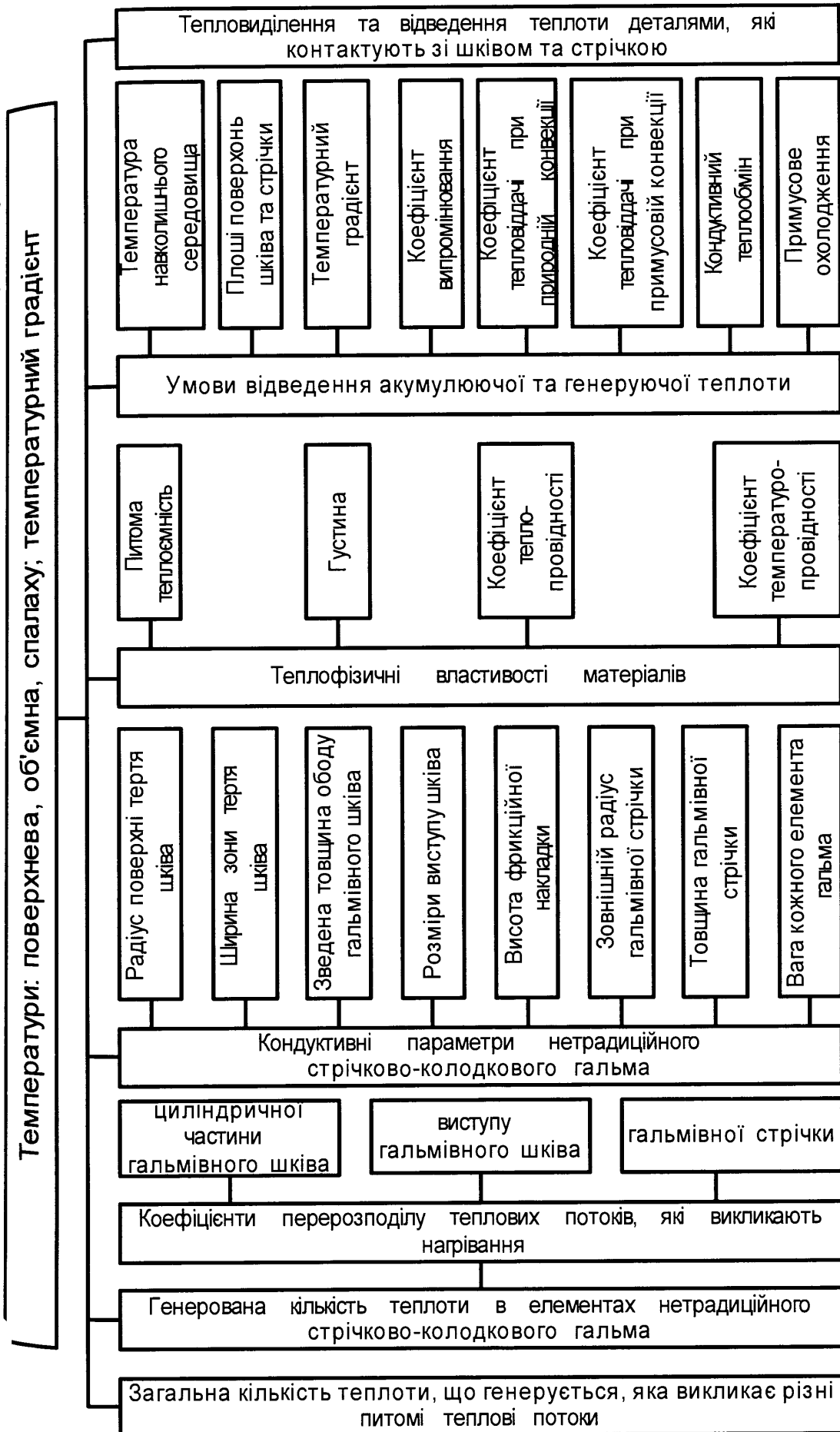


Рис.4.4. Чинники, що впливають на тепловий стан пар тертя нетрадиційного стрічково-колодкового гальма

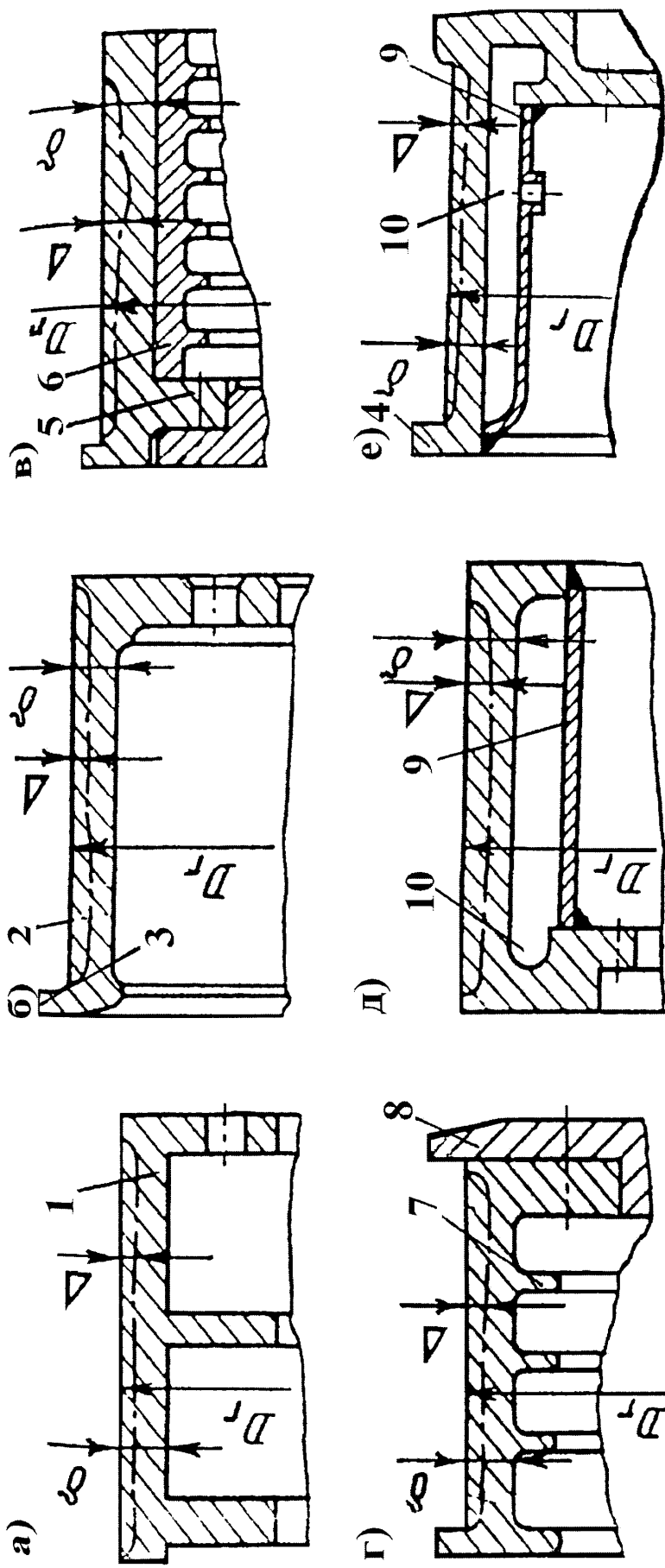


Рис. 4.5 а, б, в, г, д, е. Гальмівні шківні бурових лебідок та їхні конструктивні особливості: а, б – гальмівні шківні без та з ребордою; в – біметалевий гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості; г – гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості (у зборі з фланцем барабана); д, е – гальмівні 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 – камери для водяного охолодження



самерах 10 даних шківів циркулює проточна вода, яка примусово охолоджує їхній обід. Шківні такі типи успішно застосовуються у бурових лебідках, що експлуатуються у районах із помірним та жарким кліматом при бурінні з великим числом спуско-підйомних операцій.

У табл. 4.2 для розглянутих типів гальмівних шківів (I – VI), зображених на рис. 4.5 а, б, в, г, д, та е, а також для шківа, зображеного на рис. 2.4 а, б (тип VII) та для гладкого шківа зі спеціальними ребордами (тип VIII), зображеного на рис. 3.4 а, б, проілюстровані площі поверхонь їхнього теплообміну.

Зі збільшенням товщини обода шківа 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 з ростом  $Q$  роль приливу та внутрішнього обертання створює такий самий вплив на розподіл теплових потоків, як і збільшення товщини обода шківа.

Одночасно зі збільшенням маси, у якій розподіляється теплота, збільшується поверхня тепловіддачі обода гальмівного шківа за рахунок теплорозсіюючої поверхні його бічних стінок.

Примусове охолодження практично не підвищує фрикційні властивості матеріалів, але дозволяє знизити температуру на поверхні тертя та цим зменшити зношування та руйнування робочої поверхні обода гальмівного шківа.

Таким чином, виходячи з вищесказаного, в основу конструювання гальмівних шківів треба закладати принцип, згідно якого, по можливості виключати масивні вузли, що заважають вільному розширенню менш масивних нагрітих деталей. Крім цього, чим вищою є теплопровідність матеріалу обода гальмівного шківа, тим рівномірніше відбувається його прогрів і тим нижчими будуть теплові напруження за тих самих умов.

Переходимо до розробленого методу оцінки теплових втрат гальмівними шківними бурових лебідок шляхом нагрівання та охолодження їхніх ободів у

Таблиця 4.2

різні типи гальмівних шківів з конструктивними особливостями та їхні площі  
поверхонь теплообміну

Гальмівні шківни	Площі поверхонь, які беруть участь у різних видах теплообміну в оточуюче середовище та фланець барабана лебідки, м <sup>2</sup>				Маса шківни, кг	Співвідношення: <u>маса ребер</u> маса шківни
	полірована поверхня шківни	матова поверхня шківни	поверхня шківни, 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	–

лабораторних та промислових умовах. При цьому попередньо вводимо деякі уточнення по визначенню кількості теплоти, яка втрачається їхніми ободами при радіаційному, кондуктивному, природному та вимушеному конвективному теплообміні. Після чого встановлюємо закономірності зміни температур робочої поверхні гальмівних шківів, які знаходяться у статичному та динамічному стані.

Перед реалізацією всіх етапів методу, що пропонується, визначають вагові та термодинамічні параметри рідкого металу (див. табл. 4.3), який використовується для нагрівання ободу гальмівного шківа, повна вага гальмівного шківа разом з рідким металом, що заповняв його порожнини. Нагрівання шківів відбувається за допомогою 12-ти електронагрівачів, кожен із яких має потужність  $P_e = 2,0$  кВт, розміщених через  $60^\circ$  з обох сторін торців кожного обода шківа, порожнини якого під час експерименту заповнювались оловом.

На першому етапі методу нагрівання, що реалізується, визначаємо кількість теплоти, яка відводиться від поверхонь гальмівного шківа в оточуюче середовище за допомогою радіаційного та природного конвективного теплообміну. Для цього у лабораторних умовах нагріваємо повністю теплоізольований від оточуючого 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 шківа, визначається по залежності виду

$$Q_H = P_H \cdot n \cdot \tau, \quad (4.21)$$

де  $P_H$  – потужність одного електронагрівача;  $n$  – кількість та  $\tau$  – час роботи нагрівачів.

Таблиця 4.3

Вагові та термодинамічні параметри рідкого металу,  
які можуть використовуватись для нагрівання  
ободу гальмівного шківа

Склад рідко- го мета- лу	Гус- тина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Маса ком- понен- тів у сплаві m, кг	Температури		Пито- ма тепло- ємність с, <u>Дж</u> (кг°С)	Пито- ма тепло- та плав- лення $\lambda$ , <u>кДж</u> кг	Кількість теплоти необхідна для нагрівання до температури:	
			плав- лення $t_p$ , °С	кипін- ня $t_k$ , °С			Приймає значення При $t_0=20^\circ\text{C}$	плав- лення $Q_p$ , кДж
Sn	7290	37,95	231,8	2275,0	222,1	51,04	1936,85	1785,2
Zn	7130	25,29	419,4	905,7	383,6	127,10	3213,98	3874,7
Ga	6095	63,25	29,8	2250,0	381,1	52,12	3296,40	236,2

У додатку Н.1 дисертації визначено кількість теплоти, яку необхідно затратити для нагрівання обода гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 до заданого теплового стану.

На другому етапі даного методу нагрівання визначаємо кількість теплоти, яка відводиться від гальмівного шківа кондуктивним теплообміном у фланець барабана лебідки через поверхню виступу шківів, яка контактує з ним. Для цього у промислових умовах заміняють один із гальмівних шківів на буровій лебідці та шків, у якого теплоізолювано його виступ із сторони фланця барабана. Після чого шляхом циклічних гальмувань доводять поверхневу температуру шківів (стандартного та з теплоізолюваною поверхнею виступу) до температури 1000 °С, а потім їх охолоджують. Різниця між поверхневими температурами двох шківів і складає втрати на кондуктивний теплообмін.

Експериментально-розрахункові дані кількості теплоти, яка відводиться від виступу гальмівного шківа у фланець лебідки ЛБУ-1100, представлені у додатку Н.2 дисертації.

У додатку П до роботи наведено розрахунок кількості теплоти, що відводиться від полірованої та матової поверхонь обода гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 радіаційним теплообміном в оточуюче середовище.

Третій етап методу природного конвективного охолодження гальмівного шківа бурової лебідки полягає у тому, що у промислових умовах шків нагрівають до температури 1000 °С, а потім їх зупиняють та вони у нерухомому стані охолоджуються природнім шляхом до  $t = (40 - 60) \text{ } ^\circ\text{C}$  за деякий проміжок часу.

Експериментальні дані, що стосуються залежності поверхневої температури нерухомого шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 від часу природного охолодження, аналітично описуються емпіричною формулою

$$t = 1651,862 - 297,0857 \cdot \log \tau , \quad (4.23)$$

зображені на рис. 4.6 а.

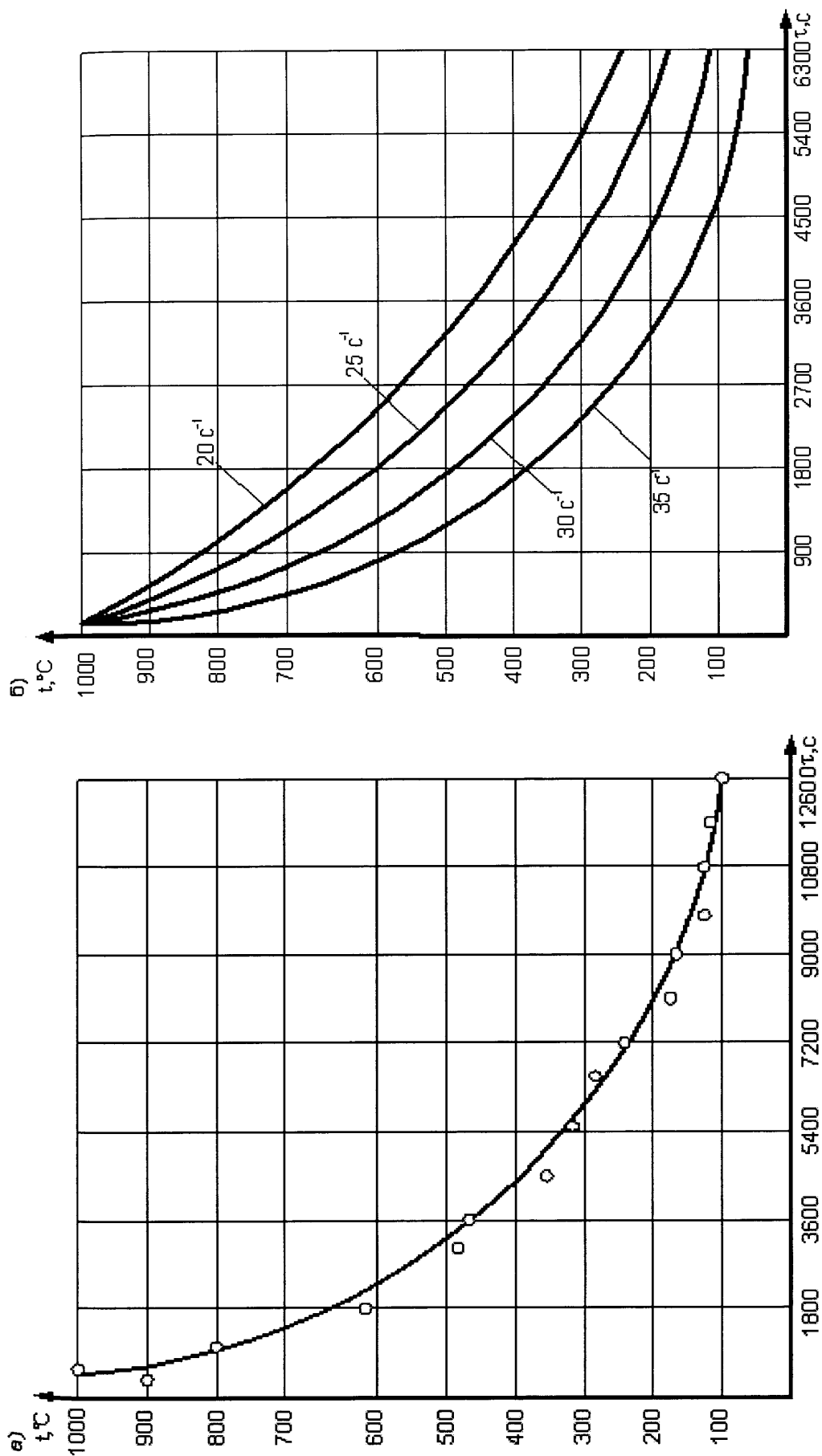


Рис. 4.6 а, б. Залежність поверхневої температури гальмінового шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 від часу природного (а) та вимушеного (б) конвективного охолодження

Визначення кількості теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 при природному конвективному теплообміні представлено у додатку Р до роботи.

Четвертий етап методу вимушеного природного охолодження гальмівного шківа бурової лебідки полягає у тому, що у промислових умовах гальмівні шківні нагрівають кілька разів до температури 1000 °С, а потім із постійною частотою обертання їх примусово охолоджують.

Розрахунково-експериментальні дані залежності поверхневої температури шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 при різній частоті обертання його обода від часу вимушеного охолодження, зображені на рис. 4.6 б, носять також експоненціальний характер.

У додатку С до роботи наведено розрахунок кількості теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 при вимушеному конвективному теплообміні.

Результати розрахунків за залежностями для оцінки теплових втрат від поверхонь гальмівного шківа при радіаційному, природному та вимушеному конвективному теплообміні, а також від виступу обода шківа у фланець барабана лебідки ЛБУ-1100 (кондуктивним теплообміном) представлені у табл. 4.4.

Аналіз даних наведених у табл. 4.4 дозволяє констатувати наступне:

- за ефективністю види теплообміну при високих температурах розташовуються наступним чином: радіаційний, кондуктивний, вимушений та природний конвективний;
- при охолодженні поверхонь гальмівного шківа радіаційний теплообмін реалізується сумісно з кондуктивним, або вимушеним конвективним, або природним конвективним теплообміном;
- з аналізу кількості теплоти, що генерується у тілі гальмівного шківа та розсіюється його поверхнею за рахунок різних видів теплообміну випливає, що темп охолодження у десятки разів менший за темп нагрівання.

Таблиця 4.4

Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання гальмівного шківів бурової лебідки та охолодження його поверхонь різними видами теплообміну за однаковий час

$t_0,$ °C	$t_n,$ °C	$Q_1^*,$ МДж	$Q_1'^{**},$ МДж	$Q_2^{***},$ МДж	$Q_3^{****},$ МДж	$Q_4^{*****},$ МДж	$Q_5^{*****},$ МДж	$\Sigma Q,$ МДж	$Q_1^* -$ $-\Sigma Q,$ МДж
20,0	100	18,160	0,46	0,509	5,30	7,53	24,92	24,43	0,49
	500	108,96	15,55	14,86	31,80	45,16	174,593	171,17	3,423
	1000	222,46	90,17	111,30	64,88	92,21	498,58	488,81	9,77

Примітка:

1.  $Q_1^*$  – кількість теплоти, що акумульована в гальмівному шківі.
2.  $Q_1'^{**}$  – кількість теплоти, що відводиться від поверхонь гальмівного шківів кондуктивним теплообміном.
3.  $Q_2^{***}$  – кількість теплоти, що відводиться від поверхонь гальмівного шківів радіаційним теплообміном.
4.  $Q_3^{****}$  – кількість теплоти, що відводиться природним конвективним теплообміном.
5.  $Q_4^{*****}$  – кількість теплоти, що відводиться від поверхонь гальмівного шківів вимушеним теплообміном.
6.  $Q_5^{*****}$  – кількість теплоти, що витрачається на нагрівання гальмівного шківів.
7.  $\Sigma Q = Q_1 + Q_1' + Q_2 + Q_3$  або  $\Sigma Q = Q_1 + Q_1' + Q_2 + Q_4$  у залежності від того чи обертався гальмівний шків (при дослідженнях було прийнято, що шків був нерухомим).
8.  $Q_5^{*****} - \Sigma Q$  - невраховані втрати теплоти.



Для усунення такої диспропорції у тепловому балансі гальмівного шківa теплоту, що генерується у процесі гальмування, необхідно відразу ж відводити від його робочої поверхні. Це досягається за рахунок застосування ефекту термоелектричного охолодження.

Таким чином, запропоновано розрахунково-експериментальний метод по оцінці складових теплового балансу гальмівного шківa (див. табл. 4.5), який дозволяє прогнозувати ще на стадії проектування його теплонавантаженість.

4.2.2. Р а ц і о н а л ь н и х к о н с т р у к т и в н и х п а р а м е т р і в . У роботі [63] визначені раціональні конструктивні параметри серійного гальмівного шківa бурової лебідки ( $R_{ш}$ ,  $B$  – радіус та ширина робочої поверхні гальмівного шківa), виходячи з його енергоємності, направленої на підвищення продуктивності усієї гальмівної системи. У якості основного критерію прийнято мінімальні габарити гальмівного шківa при регламентованій величині гальмівного моменту, що забезпечує плавний процес гальмування, без зривів (скачків) на контактi взаємодії пар тертя при спуску колони бурильних труб у свердловину, а також контакт повинен бути більш пружним, особливо під час її утримання на вазі при спуско-підйомних операціях та нарощуванні бурильної колони у процесі буріння. При цьому повинен забезпечуватись заданий рівень навантаженості стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Гальмівний момент, що розвивається багатопарними фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, на стадіях гальмування: зовнішніми парами тертя, після завершення першої стадії

$$M_{\Gamma} = S_3 R_0 \left( e^{f_2 \alpha} - 1 \right) \left( 1 + e^{f_2 \alpha} + e^{2f_2 \alpha} + \dots + e^{(n-1)f_2 \alpha} \right) \quad (4.24)$$

внутрішніми парами тертя, після завершення другої стадії при відсутності пружних елементів між фрикційними накладками

$$M_{\Gamma_1} = \left[ S_3 \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right) \frac{1}{k} \right] R. \quad (4.25)$$

Таблиця 4.5

Метод визначення теплових втрат від гальмівних шківів бурових лебідок

Етап	Зміст етапу	Результат етапу	Розрахункові формули
I	1. Електронагрівання теплоізолюваного шківів	Визначення втрат теплоти на радіаційний теплообмін у навколишнє середовище при нагріванні	$Q_p = Q_e - Q_a;$ $Q_e = IU\tau;$ $Q_a = mc(t_k - t_{\Pi}).$
	2. Електронагрівання нетеплоізолюваного шківів від навколишнього середовища	Визначення втрат теплоти на природний конвективний теплообмін у навколишнє середовище при нагріванні	$Q_{\text{ПК}} = Q_e - (Q_a + Q_p)$ $Q_a = mc(t_a - t_o);$ $Q_e = IU\tau;$ $Q_p = c_p \tau A [T_{\Pi}^4 - T_k^4]$
II	1. Охолодження теплоізолюваного від навколишнього середовища шківів	Визначення втрат теплоти на радіаційний теплообмін у навколишнє середовище	$Q_p = Q_{\text{аП}} - Q_{\text{аК}};$ $Q_{\text{аП}} = mc(t_{\Pi} - t_o);$ $Q_{\text{аК}} = mc(t_k - t_o);$
	2. Охолодження нетеплоізолюваного шківів	Визначення втрат теплоти на природний конвективний теплообмін у навколишнє середовище	$Q_{\text{ПК}} = Q_{\text{аП}} - (Q_{\text{аК}} + Q_p)$ $\alpha_{\Pi} = \frac{Q_{\text{ПК}}}{A\tau(t_{\Pi} - t_o)}$ $Q_p = c_p \tau A [T_{\Pi}^4 - T_k^4]$
III	Охолодження теплоізолюваного та нетеплоізолюваного від барабанів шківів	Визначення втрат теплоти на теплообмін теплопровідністю у барабан	$Q_{\text{ПП}} = (Q_{\text{рТ}} + Q_{\text{ПКТ}}) - (Q_{\text{рН}} + Q_{\text{ПКН}});$ $Q_{\text{ТКТ}} = \alpha A \tau (t_{\Pi} - t_o)$
IV	Охолодження від заданого теплового стану	Втрати теплоти на радіаційний і вимушений конвективний теплообмін	$Q_{\text{ВК}} = Q_{\text{аП}} - (Q_{\text{аК}} + Q_p)$ $\alpha_{\text{В}} = \frac{Q_{\text{ВК}}}{A\tau(t_{\Pi} - t_o)}$

Визначення радіусу  $R$  і ширини  $B$  гальмівного шківів проводимо виходячи з умови реалізації фрикційними вузлами гальма максимальних гальмівних моментів, з врахуванням питомих навантажень на їхніх парах тертя:

$$R = \frac{M_{\Gamma_{1\max}} \cdot f_1}{\left[ S_3 \cdot f_2 \cdot \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right) \right]}, \quad (4.26)$$

$$B = \frac{M_{\Gamma_{1\max}} \cdot f_1}{2\pi \cdot p_{\max} \cdot R^2 \cdot f_2 \cdot e^{f_1 \alpha} \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right)}. \quad (4.27)$$

Використавши умову досягнення мінімального  $p_{\min} = \frac{S_3}{2\pi RB}$  (на початку першої стадії гальмування) та максимального  $p_{\max} = \frac{S_H}{2\pi RB}$  (наприкінці другої стадії гальмування) значення питомих навантажень, що діють на внутрішні пари тертя гальма, з виразу (4.26) отримуємо:

$$M_{\Gamma_{1\min}} = \left[ 2\pi p_{\min} B \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right) \frac{1}{k} \right] R^2; \quad (4.28)$$

$$M_{\Gamma_{1\max}} = \left[ 2\pi p_{\max} B e^{f_1 \alpha} \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right) \frac{1}{k} \right] R^2. \quad (4.29)$$

Групуючи параметри рівнянь (4.27) та (4.28), що встановлюють зв'язок між гальмівними моментами та основними конструктивними параметрами гальмівного шківів, а також змінними значеннями коефіцієнта тертя та кутами охоплення, одержуємо нерівності:

$$p_{\min} BR^2 \leq \frac{M_{\Gamma_{1\min}} k}{2\pi \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right)}; \quad p_{\max} BR^2 \geq \frac{M_{\Gamma_{1\max}} k}{2\pi e^{f_1 \alpha} \left( e^{f_1 \alpha n} - 1 \right)}. \quad (4.30)$$

Під час гальмування майже 80,0% усієї кінетичної енергії перетворюється у теплоту та йде на нагрівання внутрішніх пар тертя, у тому числі й ободу

гальмівного шківа. Після чого відбувається виділення теплоти інтенсивністю  $q$  від робочої поверхні гальмівного шківа при кутовій швидкості його обертання  $\omega_{в.сер.}$ . Залежність гальмівного моменту від вищевказаних параметрів виражається наступним чином:

$$RB \leq \frac{M_{\Gamma 1 \min} \omega_{в.сер.1}}{q_{сер.\min} 2\pi}; \quad (4.31)$$

$$RB \geq \frac{M_{\Gamma 1 \max} \omega_{в.сер.2}}{q_{сер.\max} 2\pi}. \quad (4.32)$$

Зв'язок між шуканим значенням середнього радіуса гальмівного шківа та найбільшими та найменшими його значеннями виражається за допомогою нерівностей:

$$R \geq R_{\min}; \quad R \leq R_{\max}. \quad (4.33)$$

Габарити гальмівного шківа характеризуються виразом

$$\Gamma = RB\rho_{\max}. \quad (4.34)$$

Усі змінні зводимо до безрозмірних величин:

$$\bar{R} = \frac{R_{\min}}{R_{\max}}; \quad \bar{B} = \frac{B_{\min}}{B_{\max}}; \quad \bar{\rho} = \frac{\rho_{\min}}{\rho_{\max}}.$$

Аналіз наведених рівностей показує, що їх можна описати лінійними рівняннями та нерівностями.

Лінеризуємо вказані вище вирази введенням наступних позначень:  $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6$ , відповідно, для логарифмів правих частин нерівностей (4.30 – 4.33), а також  $\ln \bar{R} = X_1; \ln \bar{B} = X_2; \ln \bar{\rho} = X_3; \ln \bar{\Gamma} = \mu_0$ .

У математичній постановці основної задачі лінійного програмування виділяється три складові частини: цільова функція, система обмежень та умови невід'ємності змінних.

У якості цільової функції приймаємо рівняння (4.33). Обмеження, які накладені на змінні  $X_1, X_2, X_3$ , задаються у виді системи нерівностей:

$$\left. \begin{aligned} X_1 + X_2 + X_3 &\geq c_1; \\ X_1 + X_2 + X_3 &\leq c_2; \\ X_1 + X_2 &\leq c_3; \\ X_1 + X_2 &\geq c_4; \\ X_1 &\geq c_5; \\ X_1 &\leq c_6. \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

Необхідно розв'язати наступну задачу: вибрати невід'ємні значення змінних  $X_1 > 0; X_2 > 0; X_3 > 0$ , що є натуральними логарифмами, відповідно,  $R, B$  та  $p$ , котрі задовольняють лінійні нерівності (4.34), при яких лінійна функція цих змінних перетворювалась би на мінімум:

$$\mu_0 = X_1 + X_2 + X_3 \rightarrow \min.$$

При розв'язанні системи нерівностей (4.34) зручно використовувати обчислювальну схему модифікованого системного методу лінійного програмування [51].

У результаті розв'язку моделі та визначенні значень змінних  $X_1, X_2, X_3$  потім розраховуються значення параметрів за допомогою виразів

$$\bar{R} = e^{X_1}; \quad \bar{B} = e^{X_2}; \quad \bar{p} = e^{X_3}.$$

Розрахунки параметрів  $R, B$  та  $p$  для різних бурових лебідок показують, що вони є менші для стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст” у порівнянні з серійними стрічково-колодковими гальмами. Це пояснюється наступним. Радіус гальмування збільшується на величину товщини накладок, тому для реалізації однакових гальмівних моментів радіус шківів можна зменшити. Накладки на шківів нового типу гальма розташовуються без зазорів на відміну від серійного гальма, де накладки на стрічці монтуються із зазором. Це дозволяє зменшити їх ширину та величину питомих навантажень.

### 4.3. Зниження теплової навантаженості фрикційного контакту за рахунок самоохолоджуваного гальмівного шківів

Найефективнішим засобом боротьби з негативною дією теплових напружень є удосконалення конструктивних форм. Розглянемо метод зменшення теплової навантаженості з метою створення більш довговічної конструкції фрикційних вузлів шляхом використання ефекту Пельтьє для охолодження шківів стрічково-колодкового гальма.

На рис. 4.7 а зображений загальний вигляд стрічково-колодкового гальма із системою охолодження; на рис. 4.7 б – вигляд А на фрикційні вузли у робочому стані; на рис. 4.7 в – розріз Б-Б, поперечний розріз фрикційних вузлів із системою охолодження; на рис. 4.7 г зображено півкільця-термоелементи з термоізоляцією між ними; на рис. 4.7 д зображено термобатарею-термогенератор; на рис. 4.7 е – термобатарею-термоохолодильник [101].

Стрічково-колодкове гальмо із системою охолодження пар тертя містить розбірний гальмівний шків 1, що має власний обід 2 із робочою 3 і неробочою 4 поверхнями, а також ліву 5 і праву 6 реборди. Шків 1 розташований на підйомному валі 7 лебідки. З робочою поверхнею 3 обода 2 шківів 1 взаємодіють, при гальмуваннях робочі поверхні 8 фрикційних накладок 9. Останні кріпляться за допомогою вусиків 10 до гальмівної стрічки 11.

Обід 2 гальмівного шківів 1 складається з набору напівпровідникових кілець 15 і 16, що складаються з півкілець 17, що між собою розділені поперечними теплоізоляторами 18, які з'єднують і розділяють півкільця 17, що мають однаковий тип провідності. Півкільця 17, що входять до складу кілець 15 і 16, складають термобатареї. Кільця 15 і 16 мають електронну (n-типу) та діркову (p-типу) провідність відповідно. При цьому 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

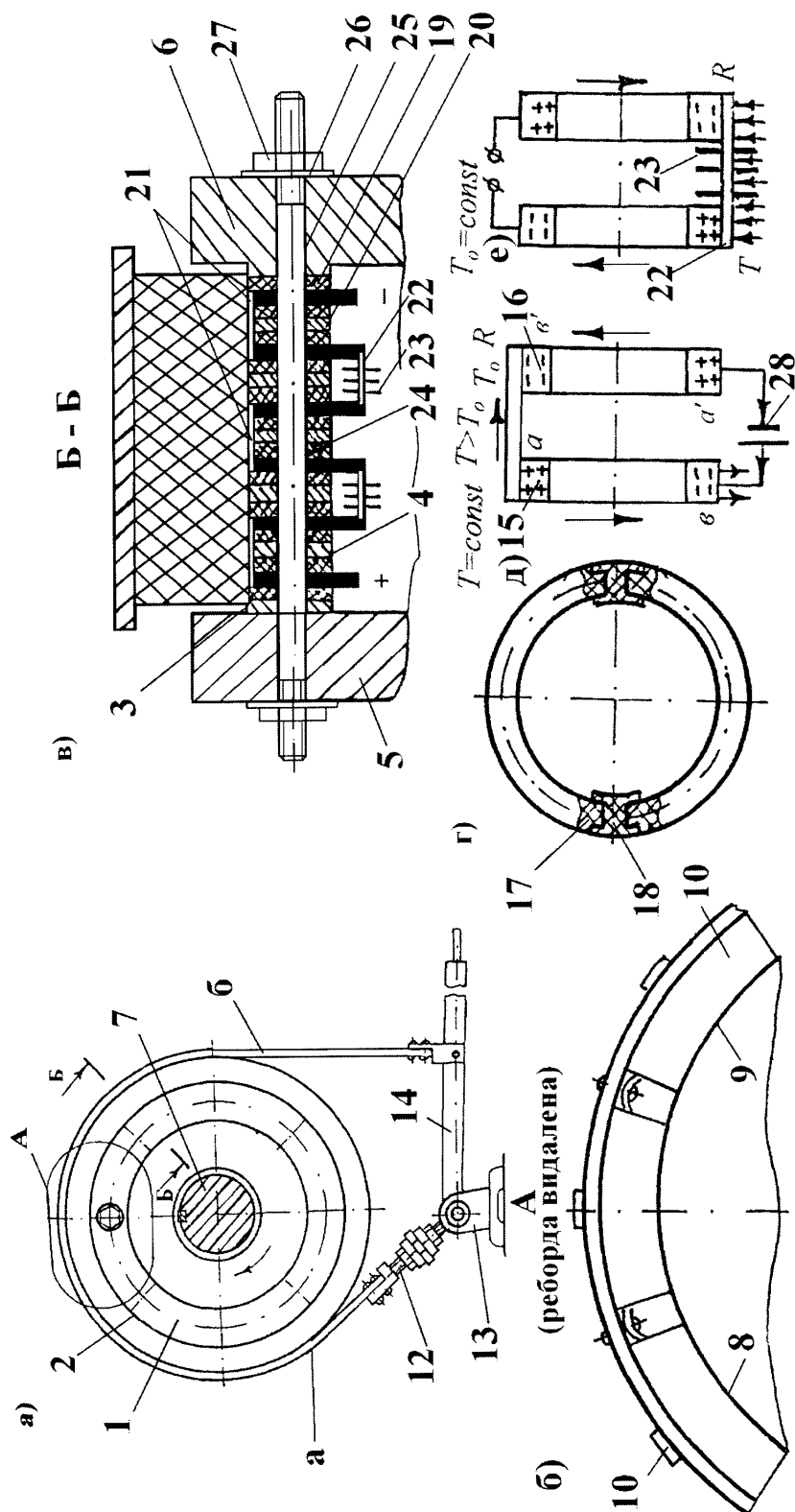


Рис. 4.7 а, б, в, г, д, е. Стрічково-колоткове гальмо з термоелектричною системою охолодження: 1 – гальмівний шків; 2 – обід з робочою та поверхня ободу; 4 – неробоча поверхня ободу; 5, 6 – ліва та права реборди шківа; 7 – піднімальний вал ледідки; 8, 9, 10 – фрикційна накладка з робочою поверхнею та з кріпильними вусиками; 11 – гальмівна стрічка з набігаючою (а) та збігаючою (б) гілками; 12 – гвинтовий стрижень; 13 – опора; 14 – важіль керування; 15, 16, 17 – напівпровідникові кільця та напівкільця; 18 – поперечні теплоізолятори; 19, 20 – кільці: у вигляді теплоізоляційної прокладки та сталі; 21 – пластили-перемички; 22, 23 – тепловідвідні пластили з ребрами; 24 – наскрізні отвори; 25 – теплоізолювана стальна шпилька з різьбою на кінцях; 26 – шайба; 27 – гайка; 28 – джерело живлення

20, які мають однаковий діаметр, як на робочій 3, так і неробочій 4 поверхні обода 2 шківа 1. У тих місцях на робочій поверхні 3 обода 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 обода 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, відраховуючи від внутрішніх поверхонь реборд 5 і 6, із 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 шпильки 25.

Відомо, що при походженні через контакт двох провідників (напівпровідників) електричного струму, у залежності від напрямку останнього, крім джоулевої теплоти виділяється або поглинається додаткова теплота, яка має назву теплоти Пельтьє. У напівпровідникових матеріалах концентрація дірок та електронів провідності, їхня енергія, рівень хімічного потенціалу сильно змінюються з температурою. Тому для них коефіцієнт термоелектрорушійної сили значно більший, ніж у металів, і може перевищувати  $1000 \text{ мкВ/}^\circ\text{C}$ . Це можна використовувати як для генерації електричного струму, так і для відведення теплоти.

Термоелектричне охолодження полягає у тому, що при проходженні постійного струму через термобатарею, складену з двох різних та послідовно з'єднаних термоелементів (напівпровідникових з n- та p- провідністю, наприклад, оксидів заліза та міді), одні спаї цієї батареї охолоджуються, а інші – нагріваються. Роль носія теплоти виконує постійний струм. У випадку коли струм проходить через межу розподілу від електронного напівпровідника до діркового, то електрони у напівпровіднику n-типу та дірки у напівпровіднику p-



типу будуть рухатись у протилежні боки. Дірки, що відходять від межі розділу, будуть поповнюватися у результаті утворення нових пар при переходах електронів із заповненої зони діркового напівпровідника у вільну. Утворення таких пар потребує енергію, яка постачається тепловими коливаннями атомів решітки.

Електрони та дірки, що утворюються при народженні таких пар, розходяться у протилежні боки під впливом електричного струму. Тому допоки через контакт йде струм неперервно відбувається народження нових пар, а на контакті тепло буде поглинатись.

Таким чином, з усього вищевикладеного випливає, що одні термобатарей-півкільця половини обода гальмівного шківа працюють у режимі термоелектрогенератора, а термобатарей другої половини обода шківа – у режимі термоелектрохолодильника.

Пластини-перемички 21 є гарячим спаєм термобатарей, а тепловідвідні пластини 22 із ребрами охолодження 23 – її холодним спаєм. Два інших торці кілець (термоелементів) 15 і 16, що знаходяться біля внутрішніх поверхонь реборд 5 і 6, з'єднані між собою зовнішнім електричним колом. Наявність в ободі шківа вузьких 21 і широких 22 пластин-перемичок, що з'єднують термоелементи 15 і 16, і контактуючих із поверхнями сталевих дисків 20, сприяє появі градієнтів температури в них. Величини останніх будуть залежати від того, під яку гілку (а, б) гальмівної стрічки 11 у початковий момент гальмування потраплять частини поверхонь сталевих дисків 20 обода 2. Зазначені градієнти викликають додатковий ефект по цілеспрямованій інтенсифікації природного й вимушеного охолодження фрикційних вузлів гальма.

Система зниження теплової навантаженості фрикційного контакту за рахунок самоохолоджуваного гальмівного шківа працює наступним чином: при натисканні на важіль 14 відбувається переміщення гальмівної стрічки 11 із фрикційними накладками 9 для взаємодії з робочою поверхнею 3 гальмівного

шківа 1. Першими при цьому взаємодіють із шківом 1 робочі поверхні 8 накладок 9 гілки гальмівної стрічки 11, що набігає (а), а потім збігаючої гілки стрічки (б).

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, що обумовлює виникнення електричного струму, який циркулює в колі, підключеному паралельно джерелу живлення термобатарей. Цим досягається збільшення сили струму, що подається на гілки термоелектроохолодильника. Відвід теплоти з холодних спаїв термоелектрогенератора і гарячих спаїв термоелектроохолодильника здійснюватися за допомогою тепловідвідних пластин 22 із ребрами охолодження 23, що весь час охолоджуються вимушено при обертанні шківа 1.

При цьому зі збільшенням динамічної навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма зростає температура їхніх поверхонь тертя, ріст якої з метою забезпечення регламентованих експлуатаційних параметрів гальма необхідно обмежити. Інтенсифікація ж даного виду примусового охолодження досягається збільшенням сили струму, що подається на гілки термоелектроохолодильника.

Таким чином, чим більше навантажене гальмо, тим більша різниця температур виникає на спаях термоелектрогенераторів півкільця 17, тим більшої сили струм вони виробляють, що, сумуючись із струмом джерела живлення, сприяє більш ефективному охолодженню пар тертя фрикційних вузлів гальма.

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.

#### 4.4. Економічна ефективність від використання багатопарних фрикційних вузлів у стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок

Нова конструкція стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з рухомими фрикційними накладками, де теплове розвантаження основних (внутрішніх) пар тертя досягається за рахунок використання додаткових (зовнішніх) пар тертя, розглядається з точки зору впливу техніко-економічних показників на виробничий процес експлуатації свердловини. У цілому, використання прогресивного технічного рішення призводить до збільшення об'єму проходки свердловини за рахунок зменшення простою обладнання при заміні елементів та вузлів гальма.

Основна економія досягнута за рахунок перерозподілу навантажень між зовнішніми та внутрішніми парами тертя у багатопарних фрикційних вузлах, квазірівнювання у них питомих навантажень та зниження теплонавантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, що дозволило збільшити ресурс накладок у 1,15-1,3 рази у порівнянні з серійними парами тертя гальма. Вартості матеріалів, деталей гальма, одного метра проходки, тарифні ставки працівників та трудомісткість операцій брались станом на 01.09.05 р. за даними НГВУ „Львівгазвидобування”.

У якості базового об'єкта для використання рухомих багатопарних фрикційних накладок була використана бурова лебідка підйомного агрегату УПА-50, у якій на гальмівний шків було встановлено 26 фрикційних накладок.

Встановлено, що зношування фрикційних накладок у запропонованому гальмі зменшилось на 15 – 20%. Нижче наведено розрахунок економічної ефективності та кошторис витрат на виготовлення і монтаж гальма з рухомими багатопарними фрикційними накладками розташованими на робочій поверхні шківа без натягу та без зазору за допомогою з'єднання „ластівчин хвіст”, яке реалізується за допомогою з'ємних реборд, виготовлених із секторів.

Кошторис витрат на виготовлення і монтаж конструкції складаються з наступних статей:

- вартість матеріалів;
- вартість гальмівної стрічки;
- вартість електроенергії;
- основна та додаткова зарплата робітників на виготовлення конструкції і нарахування на зарплату;
- накладні витрати.

Вартість матеріалів складає:

- матеріалу для виготовлення 8-ми секторів реборд – 48,3 грн.;
- болти, гайки та шайби 24 комплекти – 19,2 грн.

Разом вартість матеріалів складає 67,5 грн.

Верстати, необхідні для виготовлення деталей гальма з багатопарними фрикційними вузлами, та вартість витраченої електроенергії наведені в табл. 4.6. Приймаємо при розрахунках вартість однієї кВт\*год – 15,6 коп.

Таблиця 4.6

Витрати електроенергії на виготовлення деталей нетрадиційного гальма

Тип верстатів	Модель верстатів	Номінальна потужність, кВт	Час роботи при виготовленні деталей гальма, год	Вартість витраченої електроенергії, грн.
Свердлильний	2Б-118	1,7	5	1,33
Фрезерний	6Н-81А	4,6	3	2,15
Плоскошліфувальний	мод. 3724	27,5	3	8,58
Разом:			11	16,36

Заробітну плату по тарифних ставках на виготовлення конструкції знайдемо за формулою:

$$Z_T = T_{\text{виг}} * C_T * N \quad (4.35)$$

де  $T_{\text{виг}}$  – трудомісткість виготовлення конструкції в люд.-год.;

$C_T$  – середня погодинна тарифна ставка робітників, які брали участь в виготовленні конструкції.

Згідно даних НГВУ „Львівгазвидобування” для робітників IV розряду годинна тарифна ставка складає  $C_T = 12,87$  грн., для працівників V розряду, відповідно,  $C_T = 15,04$  грн.;

$N$  – кількість операцій.

Результати розрахунку заробітної плати наведені в табл. 4.7

Таблиця 4.7

## Кошторис витрат на заробітну плату по тарифних ставках

Операції	Розряд робітника	Трудомісткість однієї операції, люд*хв.	Загальна трудомісткість операцій, люд*год.	Витрати на зарплату, грн.
Виготовлення фасок на фрикційних накладках	V	3	3	45,12
Виготовлення реборд	V	20	3	45,12
Виготовлення отворів у секторах реборд	V	3,75	2	30,08
Виготовлення отворів у гальмівному шківі	V	5,5	3	45,12
Монтаж накладок	IV	0,7	0,5	6,44
Монтаж реборд	IV	4	0,5	6,44
Разом				178,32

Премія за виготовлення запропонованої конструкції стрічково-колодкового гальма з рухомими багатопарними фрикційними накладками визначається за формулою

$$ПР = m * Z_T / 100, \quad (4.36)$$

де  $Z_T$  – основна заробітна плата по тарифних ставках, грн.;

$m$  – відсоток премії (за даними НГВУ „Львівгазвидобування” приймаємо  $m=10\%$ ).

$$ПР = 0,1 * 178,32 = 17,83 \text{ грн.}$$

Основна заробітна плата складе:

$$Z_0 = Z_T + ПР \quad (4.37)$$

$$Z_0 = 178,32 + 17,83 = 196,15 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата становить:

$$Z_d = Z_0 * Пдз / 100, \quad (4.38)$$

де  $Пдз$  – відсоток додаткової зарплати (за даними НГВУ „Львівгазвидобування” приймаємо  $Пдз = 6\%$ ).

$$Z_d = 196,15 * 0,06 = 11,77 \text{ грн.}$$

Нарахування на зарплату дорівнюють:

$$N_z = (Z_0 + Z_d) * 0,375 \quad (4.39)$$

$$N_z = (196,15 + 11,77) * 0,375 = 77,97 \text{ грн.}$$

Накладні витрати становлять:

$$N_v = Z_0 * П, \quad (4.40)$$

де  $П$  – доля накладних витрат, за даними НГВУ „Львівгазвидобування” приймаємо  $П = 0,2$ .

$$N_v = 196,15 * 0,2 = 39,23 \text{ грн.}$$

Кошторис витрат на виготовлення стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з рухомими фрикційними накладками, встановленими на робочій поверхні гальмівного шківа без зазору та без натягу, що утримуються за

допомогою з'єднання „ластівчин хвіст”, яке реалізується за допомогою спеціальних реборд, виготовлених у вигляді секторів, наведено в табл. 4.8.

Таблиця 4.8

## Кошторис витрат на виготовлення пристрою

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн.
1	Основна заробітна плата, Зо	196,15
2	Додаткова заробітна плата, Зд	11,77
3	Нарахування на зарплату, Нз	77,97
4	Накладні витрати, Нв	39,23
5	Вартість матеріалів, Вм	67,50
6	Вартість електроенергії, Ве	16,36
Разом, Е <sub>ПР</sub> :		408,98

Економія отримана за рахунок збільшення довговічності фрикційних накладок та гальмівного шківів.

Кількість заміन фрикційних накладок складає, в середньому, 20 раз за рік. Таким чином, за рік буде зекономлено фрикційних накладок (на одній буровій установці)

$$T_H = n \cdot m = 20 \cdot 26 \cdot 0,2 = 104 \text{ шт.}, \quad (4.41)$$

де  $n$  – кількість замін фрикційних накладок за рік;

$m$  – кількість фрикційних накладок, які встановлені на гальмівному шківі, шт.

З цього випливає, що економія на одній буровій установці за рік по фрикційним накладкам складає:

$$E_H = T_H \cdot C_H = 104 \cdot 36,4 = 3785,6 \text{ грн.} \quad (4.42)$$

де  $C_H$  – вартість однієї нової фрикційної накладки ФК-24А, за даними НГВУ „Львівгазвидобування” з ПДВ  $C_H = 36,4$  грн.

При використанні стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з пухомими багатопарними фрикційними накладками розташованими на робочій

поверхні гальмівного шківа без натягу та без зазору за допомогою з'єднання „ластівчин хвіст”, яке реалізується за допомогою з'ємних реборд, виготовлених із секторів, термін служби шківів збільшиться на таку ж величину, що і термін служби накладок, тобто на 20%. Відповідно економічний ефект складе:

$$E_{\text{ш}} = n_{\text{ш}} \cdot C_{\text{ш}} \cdot 0,2 = 1 \cdot 28000 \cdot 0,2 = 5600,00 \text{ грн.} \quad (4.43)$$

де  $n_{\text{ш}}$  – кількість шківів,  $n_{\text{ш}} = 1$  шт.

$C_{\text{ш}}$  – вартість одного гальмівного шківа, за даними НГВУ „Львівгазвидобування” з ПДВ  $C_{\text{ш}} = 28\,000$  грн.

#### Перевитрати отримані за рахунок зменшення ресурсу гальмівної стрічки.

На нетрадиційному гальмі робочий шар двошарової гальмівної стрічки товщиною 0,003 м, зношується при зміні одного комплекту накладок на 0,0005 м. Тоді, перевитрати за рахунок зменшення ресурсу гальмівної стрічки складуть:

$$E_{\text{с}} = n_{\text{с}} \cdot C_{\text{с}} = 3 \cdot 2100,14 = 6300,42 \text{ грн.}, \quad (4.44)$$

де  $n_{\text{с}}$  – кількість додаткових гальмівних стрічок,  $n_{\text{с}} = 3$  шт.

$C_{\text{с}}$  – вартість однієї гальмівної стрічки, за даними НГВУ „Львівгазвидобування” з ПДВ  $C_{\text{с}} = 2100,14$  грн.

#### Економія від зменшення часу на заміну фрикційних накладок.

При збільшенні періоду заміни фрикційних накладок також буде зекономлено час, який відводиться на їхню заміну. По середньостатистичним даним на заміну фрикційних накладок на гальмівній стрічці витрачається, в середньому,  $t_{\text{зн}} = 8$  люд.-год. Вважаємо, що загальний фонд зекономленого часу на заміну фрикційних накладок на одній буровій установці при використанні однієї лебідки за рік складе:

$$T_{\text{зн}} = (n_1' - n_1'') \cdot t_{\text{зн}} = (20 - 16) \cdot 8 = 32 \text{ люд.-год.}, \quad (4.45)$$

де  $n_1'$ ,  $n_1''$  – кількість замін фрикційних накладок за рік для серійного гальма та для нової конструкції стрічково-колодкового гальма.



При 4-ому розряді ремонтних робітників та погодинній тарифній ставці робітника  $C_r = 12,87$  грн. економія складе:

$$E_{3H} = T_{3H} \cdot C_r = 32 \cdot 12,87 = 411,84 \text{ грн.} \quad (4.46)$$

Додаткова заробітна плата, нарахування на зарплату, накладні витрати розраховуються аналогічно тому, як це зробленому вище.

Кошторис економії на заміну фрикційних накладок на одній буровій установці на рік наведено в табл. 4.8.

Таблиця 4.8

Кошторис економії на заміну фрикційних накладок

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн.
1	Основна зарплата	453,02
2	Додаткова зарплата	27,18
3	Нарахування на зарплату	180,08
4	Накладні витрати	90,61
Всього, $E_{3H}$		750,89

#### Перевитрати праці на заміну гальмівних стрічок.

При зменшенні періоду заміни гальмівних стрічок буде збільшений час, який відводиться на їхню заміну. Згідно середньостатистичних даних на заміну гальмівної стрічки витрачається, в середньому,  $t_{3C} = 2$  люд.-год.

Загальний фонд праці на заміну гальмівних стрічок на одній буровій установці на рік складе:

$$T_{3C} = t_{3H} \cdot n_C = 2 \cdot 3 = 6 \text{ люд.-год.} \quad (4.47)$$

При 4-ому розряді ремонтних робітників та погодинній тарифній ставці робітника  $C_r = 12,87$  грн. перевитрати складуть:

$$E_{3C} = T_{3C} \cdot C_r = 6 \cdot 12,87 = 77,22 \text{ грн.} \quad (4.48)$$

Додаткова заробітна плата, нарахування на зарплату, накладні витрати розраховуються аналогічно тому, як це зробленому вище.

Кошторис витрат на заміну гальмівних стрічок на одній буровій установці на рік наведено в табл. 4.9.

Таблиця 4.9

## Кошторис витрат на заміну гальмівних стрічок

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн.
1	Основна зарплата	84,94
2	Додаткова зарплата	5,09
3	Нарахування на зарплату	33,76
4	Накладні витрати	16,99
Всього, Е <sub>ЗС</sub>		148,78

У середньому, гальмівна стрічка буде замінюватись одночасно з кожним шостим комплектом фрикційних накладок, тобто простої бурової установки за рахунок додаткових замін гальмівних стрічок не збільшаться.

Економія від збільшення проходки.

По статистичним даним бурових робіт одна бурова установка досягає проходки, в середньому, 150 м за один місяць роботи. Тоді, збільшення проходки за 56 годин складе:

$$L_{\Pi} = \frac{150}{24 \cdot 30} \cdot 32 = 6,66 \text{ м} \quad (4.49)$$

Відомо, що вартість одного метра проходки в залежності від глибини буріння, кількості свічок та інших чинників складає 1397–2446 грн. Для розрахунків приймаємо вартість одного метра проходки –  $C_{\Pi} = 1900$  грн. Тоді економічний ефект від збільшення проходки складе:

$$E_{\Pi} = L_{\Pi} \cdot C_{\Pi} = 6,66 \cdot 1900 = 12654 \text{ грн.} \quad (4.50)$$

Річна економія від впровадження стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками.

Річний економічний ефект від використання нового стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами складе:

$$E_p = E_H + E_{Ш} - E_C + E_{ЗН} - E_{ЗС} + E_{П} - E_{ПР} \quad (4.51)$$

$$E_p = 3785,6 + 5600,00 - 6300,42 + 750,89 - 148,78 + 12654,00 - 408,98 = 15932,31 \text{ грн.}$$

Термін окупності конструкції складе:

$$T_{ок} = (E_{ПР} + E_C + E_{ЗС}) / E_p = 6858,18 / 15932,31 = 0,4305 \text{ року.} \quad (4.52)$$

Тобто, при використанні стрічково-колодкового гальма з рухомими багатопарними фрикційними вузлами витрати на виготовлення конструкції окупаються приблизно за п'ять місяців.

Співставлення результатів спрацювання нового гальма показало, що зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок зменшиться, у середньому, на  $\psi = 15,4\%$ . Економія при заміні комплекту фрикційних накладок  $n_H = 26$  шт. складе:

$$E_{KH} = C_H \cdot n_H \cdot \psi \quad (4.53)$$

$$E_{KH} = 36,4 \cdot 26 \cdot 0,154 = 145,56 \text{ грн.}$$

Отже, основний економічний ефект від використання стрічково-колодкового гальма з рухомими багатопарними фрикційними вузлами досягається за рахунок економії фрикційного матеріалу, внаслідок зменшення теплової навантаженості фрикційних вузлів. Таким чином, у дисертаційній роботі вирішена важлива наукова задача дослідження динамічної та теплової навантаженості нового типу стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст” та встановлено, що поверхневі температури нової конструкції гальма, у порівнянні з серійним гальмом, в середньому, зменшуються на 20-25%, а зношування накладок – на 15-20%.

#### 4.5. Шляхи покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Різноманітність підчас несумісних вимог та складність вивчення впливу різних чинників на прямі та зворотні пари тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок спричиняють 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 задовольняють вимогам зростаючої питомої енергоємності сучасної бурової лебідки.

Основними чинниками, що найбільше впливають на величину коефіцієнта тертя та зносостійкість фрикційних накладок, від значень яких, у першу чергу, залежить працездатність стрічково-колодкового гальма, є питомі навантаження та їхній розподіл по зовнішніх та внутрішніх поверхнях гальмівних накладок і температура поверхонь тертя, а також інтенсивність її розподілу по товщині елементів, що складають пари тертя.

Як вже було відмічено вище, високі поверхневі температури значно змінюють фізико-механічні властивості матеріалу накладок, особливо у поверхневих шарах, та сприяють утворенню проміжних шарів із властивостями та структурою, які суттєво відрізняються від початкових, що різко погіршує взаємодію елементів пари тертя. Крім того, із 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 у більшій мірі, 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, у порівнянні з більшою площею, яка контактує з гальмівним шківом. Це призводить до реалізації різних коефіцієнтів тертя у зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів. Також відбувається зношування гальмівної стрічки, оскільки у новому стрічково-колодковому гальмі її внутрішня поверхня взаємодіє з зовнішніми поверхнями фрикційних накладок і для забезпечення надійності конструкції, гальмівну стрічку необхідно виконувати з двох шарів, розділених теплоізоляцією: робочого та силового. Працездатність зовнішніх фрикційних вузлів нетрадиційного стрічково-колодкового гальма залежить від конструкції гальмівної стрічки та її жорсткості. Чим менша жорсткість стрічки, тим легше та швидше протікає процес припрацювання зовнішніх робочих поверхонь фрикційних накладок.

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 підвищувалась поступово, 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 зі сторони гальмівної стрічки. Термін служби 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 10,0 мм, а внутрішньої 16,0 мм при загальній товщині накладки 45,0 мм.

Відомі фрикційні матеріали здатні сприймати високі питомі навантаження, у зв'язку з чим можливе їхнє використання для виготовлення фрикційних елементів у виді 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 якої 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 компонування фрикційних накладок по периметру гальмівного шківів та на дугах охоплення набігаючої та збігаючої гілки стрічки. Такий конструктивний прийом дозволить вирівняти питомі навантаження в області їхніх високих та мінімальних значень, відповідно, діючих на фрикційні накладки, які раціонально розташовані на гальмівному шківі та на збігаючій гілці гальмівної стрічки.

У стрічково-колодкових гальмах із рухомими фрикційними накладками коефіцієнт взаємного перекриття менший одиниці. Це обумовлює покращення умов вимушеного природного конвективного охолодження поверхонь тертя, що особливо актуально для внутрішніх фрикційних вузлів гальма.

Фрикційні матеріали на основі азбесту мають високі теплоізолюючі властивості. Теплопровідність металокераміки значно вища, проте є недостатньою 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 із високим коефіцієнтом теплопровідності. Це дозволяє значно підвищити теплопоглинаючу здатність накладки та

інтенсифікувати тепловідведення від її не перекритих поверхонь в оточуюче середовище, що, у свою чергу, відчутно теплорозвантажує гальмівний шків, істотно знижує температурний режим пари тертя та підвищує її довговічність.

Найефективнішим конструктивним заходом, що сприяє зменшенню теплової навантаженості 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 із напівпровідниковими термоелементами з різною провідністю виконує роль ніби 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 деякий ступінь свободи по відношенню до гальмівної стрічки та шківа. Це досягається використанням різних схем монтажу рухомих фрикційних накладок на шківі з різними ваговими та геометричними характеристиками. Усе це сприяє автоматичному перерозподілу питомих навантажень між гілками стрічки.

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 збільшити термін служби 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 накладками, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”, дозволив встановити наступні переваги даного типу гальма у порівнянні із серійним:

- наявність зовнішніх пар тертя „гальмівна стрічка – фрикційні накладки” сприяє зниженню динамічного та теплового навантаження внутрішніх вузлів гальма;
- при роботі запропонованої конструкції гальма виключається різкий захват гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок, внаслідок чого пропадають поштовхи та вібрації у парах тертя „шків – накладки”, завдяки рухомості двоповерхових фрикційних накладок по периметру гальмівного шківа;
- рівномірний розподіл питомих навантажень, що сприяє зменшенню зношування фрикційних накладок;
- зниження питомих навантажень внаслідок збільшення фактичної площі контакту у внутрішніх фрикційних вузлах з одночасною реалізацією в них сили тертя спокою;
- кероване управління стадіями гальмування за рахунок цілеспрямованої зміни статичного та динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття як зовнішніх так і внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів;
- інтенсифікуються процеси вимушеного охолодження зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів за рахунок підвищення аеродинамічної активності повітряних потоків, що їх омивають, обумовленого 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 установлення в них охолоджуючих пристроїв;
- збільшення загального ресурсу накладок унаслідок почергової взаємодії їхніх зовнішніх та внутрішніх робочих поверхонь, а також більш рівномірного їхнього зношування по дузі охоплення внаслідок неперервної зміни положення навантажених поверхонь накладок відносно гальмівної стрічки.



#### 4.6. Задачі подальших досліджень

Теоретичні та експериментальні дослідження динамічних та теплових процесів у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволили намітити задачі подальшої роботи:

- створення конструкцій багатосекційних гальм із рухомими фрикційними накладками з використанням двох поверхонь обода гальмівного шківа та пар тертя ковзання та кочення;
- створення конструкцій багаторядних фрикційних вузлів, розташованих на гальмівному шківі, зовнішні поверхні накладок, котрих взаємодіють із гальмівними стрічками різної гнучкості;
- визначити подальші напрямки підвищення надійності гальмівної стрічки у стрічково-колодковому гальмі з багатопарними фрикційними вузлами, яка зазнає теплової та динамічної навантаженості;
- оцінювання динамічних процесів у багатопарних стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок та в їхніх багаторядних фрикційних вузлах із точки зору регламентованих рівнів навантаженості;
- примусове охолодження робочих поверхонь багатосекційних гальм та їхніх багаторядних фрикційних вузлів із точки зору регламентованої питомої потужності гальмування;
- оцінювання інтенсивності природного та примусового охолодження робочих поверхонь багатопарних гальм та їхніх багаторядних фрикційних вузлів із точки зору неперевищення допустимої температури для матеріалів фрикційних накладок;
- розробка програмного забезпечення для реалізації автоматизації процесу гальмування під час спуску колони бурильних труб.

## Висновки

1. На основі математичного опису динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, сформульовані умови обмеження їхньої працездатності при допустимих величинах: зусиль, які прикладаються до важеля керування гальмом і питомої гальмівної потужності його фрикційних вузлів, які забезпечують спуск регламентованої кількості свічок у свердловину.
2. Визначені раціональні конструктивні параметри (ширина обода  $B$  та радіус робочої поверхні  $R$ ) шківа з використанням елементів лінійного програмування та цільової функції для його габаритів при допустимих питомих навантаженнях та поверхневих температурах у парах тертя гальма.
3. Температурним методом шляхом нагрівання шківа до заданого теплового стану та різних видів охолодження його поверхонь у лабораторних та промислових умовах встановлено долю теплоти, яка віддається у навколишнє середовище радіаційним, природнім та вимушеним конвективним теплообміном, а також передається кондуктивним теплообміном від поверхні виступу шківа до фланця барабана лебідки. При цьому кондуктивний теплообмін розглянуто окремо, а радіаційний – у комбінації з вимушеним та природнім конвективним теплообміном.
4. Шляхом використання термоелектричного ефекту охолодження гальмівного шківа, складеного з напівкілець із  $n$ - та  $p$ - типів провідності, досягнуто зниження поверхневих температур пар тертя гальма додатково, у середньому на 20%. При цьому температурний градієнт по товщині обода шківа є мінімальним і не викликає теплових напружень у матеріалі обода шківа.
5. Намічені шляхи покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та сформульовані задачі подальших досліджень їхніх багатопарних фрикційних вузлів.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

При теоретичних та експериментальних дослідженнях навантаженості нових багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок у стендових умовах одержані наступні результати:

1. Доведена необхідність переходу від однієї до двох пар тертя на підставі того, що дві поверхні у багатопарних фрикційних вузлах, мають більшу фізичну площу взаємодії, ніж площа взаємодії фрикційних вузлів у серійному гальмі, що дозволяє зменшити питомі навантаження в парах тертя. Процес гальмування багатопарних фрикційних вузлів гальма складається з двох стадій, першими взаємодіють зовнішні („робоча поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня накладки”) пари тертя, а потім – внутрішні („внутрішня поверхня накладки – робоча поверхня шківа”). При цьому питомі навантаження на внутрішніх парах тертя є меншими, ніж на зовнішніх парах тертя, що зумовлено різними площами взаємодії, а коефіцієнт тертя у внутрішніх парах тертя є більшим, ніж у зовнішніх, завдяки реалізації принципу раціонального підбору площ зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладки.
2. Удосконалено теорію взаємодії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок на першій та другій стадіях гальмування та отримані аналітичні залежності для визначення сил тертя, зусиль натягів набігаючої і збігаючої гілок стрічки та гальмівних моментів, які розвиваються внутрішніми і зовнішніми парами тертя. На основі динамічної та теплової навантаженості останніх визначено раціональні конструктивні параметри гальмівного шківа (радіус та ширина ободу).
3. У результаті проведених експериментальних досліджень модельного стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами, накладки в яких на шківі з'єднані по типу „ластівчин хвіст” встановлені:

- закономірності зміни питомих навантажень, поверхневих температур, коефіцієнтів тертя та інтенсивність лінійного зношування на зовнішніх і внутрішніх поверхнях фрикційних накладок гальма;
  - закономірності впливу статичного та динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх та внутрішніх пар тертя на величини сил тертя, коефіцієнти тертя, поверхневі температури та тривалості гальмування на різних стадіях.
4. Вперше встановлено, що поверхневі температури нової конструкції гальма, у порівнянні з серійним гальмом, в середньому, зменшується на 20-25%, а зношування фрикційних накладок – на 15-20%.
  5. Вперше запропоновано температурний метод для визначення теплових втрат від поверхонь гальмівного шківів радіаційним, конвективним (природним і примусовим) та кондуктивним теплообміном.
  6. Для зменшення теплових напружень у ободі гальмівного шківів запропоновано удосконалену конструкцію охолодження гальмівного шківів за рахунок використання ефекту Пельтьє та розбірної конструкції шківів, складеного з напівкілець з n- та p- типів провідності.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1965. – 674 с.
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Высшая школа, 2000. – 550 с.
3. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с.
4. Алиев А.М. Повышение эффективности работы механического тормоза буровой лебедки путем совершенствования конструкции и оптимизации режимных параметров: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – Баку, 1985. – 144 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., Сергиенко В.П. Исследование процессов фрикционного тепловыделения и теплопереноса, возникающих при включении дисковых муфт сцепления и тормозов. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.233-241.
7. Балакин В.А., Сергиенко В.П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. – Гомель: ИММС НАНБ, 1999. – 131 с.
8. Бармин Ю.И. Распределение теплового потока в фрикционе. – М.: Машиностроение, 1974, №4. – С. 105-107.
9. Белобров В.И. Научные основы создания тормозных систем шахтных подъемных машин: Дисс... докт. техн. наук. – Днепропетровск, 1981. – 318 с.
10. Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуся В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин. – Киев: Наукова думка, 1990. – 174 с.

11. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
12. Бондаренко Л.Н., Колесник Н.П., Шевченко А.Ф. Выбор параметров пружины неуправляемого ленточного тормоза //Сб. науч. трудов: Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Днепропетровск. – 2002. – Вып.15. – С.133-137.
13. Борисов С.М. Фрикционные муфты и тормоза строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 168 с.
14. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Математико-физическое моделирование трибологических систем. – В сб.: Докл. международн. конгрессу по механике и трибологии транспортных систем – 2003. – Ростов-на-Дону, 2003. – С.142-147.
15. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
16. Быстров В.Н. Избирательный перенос при трении – новые перспективы в изготовлении и эксплуатации машин. – М.: Эффект безызносности и триботехнологии, 1992, №2. – С.15-20.
17. Винницкий М.М. К вопросу рациональной эксплуатации тормозов буровой лебедки //НТС Машинное и нефтяное оборудование, №11. – М.: ВНИИОЭНГ, 1973. – С. 8-13.
18. Винницкий М.М. Рациональное управление спуско-подъемными операциями. – М.: Недра, 1978. – 250 с.
19. Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: Дисс... докт. техн. наук: 05.02.02; 05.05.05. – Ленинград, 1988. – 496 с.
20. Вольченко А.И., Вольченко Н.А., Криштопа Л.И., Спьяк М.А. Разработка и анализ конструкций ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок с термоэлектрическим охлаждением// Вісник Східноукраїнського

національного університету ім. Володимира Даля. – 2003. - №12/70/. – С.91-97.

21. Вольченко А.И., Рыбин Г.П., Вольченко Д.А., Штогрин И.В. К проблеме управления нагруженностью фрикционных узлов тормозов //Зб. наук. праць: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 1998. – Вип.1.– С.17-19.
22. Вольченко Д.А. Повышение эксплуатационных характеристик тяжело нагруженных фрикционных узлов. Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. – Ивано-Франковск, 1983. – 177 с.
23. Вольченко Д.А., Вольченко Д.О. Керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм бурових лебідок /Тези доповідей 4-го міжнар. симпоз. українських інженерів-механіків. – Львів. – 1999.– С.95.
24. Вольченко Д., Криштопа Л., Стебельский М. Контактнo-термічне навантаження стрічково-колодкового гальма бурової лебідки// Тези доповідей 6-го міжнародн. симпоз. українських інженерів-механіків. – Львів. – 2003. – С. 205.
25. Вольченко Д.А., Масляк И.Н., Вольченко Д.А. К оценке нагруженности ленточно-колодочных тормозов //Гірнича електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб.: Дніпропетровськ. – 1999. – №2(61). – С.274-276.
26. Вольченко Д.О. Обґрунтування методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2004. – 256 с.
27. 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.

28. Вольченко Д.О., Криштопа Л.І, Журавльов Д.Ю. Динаміка взаємодії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма (перша частина)// Науковий вісник. – Івано-Франківськ. – 2005. - №1(10). – С. 53-57.
29. Вольченко Н.А. Интенсификация охлаждения тяжело нагруженных фрикционных узлов. – Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. – Краснодар, 1998.– 244с.
30. Вольченко О., Вольченко Д., Вольченко М., Дячук В., Сп'як М. Розрахунок експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів при різних режимах роботи нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки //Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2003. – №2. – С.74-80.
31. Вольченко О.І., Вольченко Д.О., Криштопа Л.І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (перша частина)// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2005. - №1(14). – С. 74-78.
32. Вольченко О.І., Вольченко Д.О., Криштопа Л.І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (друга частина)// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2005. - №2(15). – С. 45-49.
33. Вольченко О.І., Дячук В.В., Вольченко М.О., Вольченко Д.О., Криштопа Л.І., Кулик І.В. Стрічково-колодкове гальмо з двома поверхнями тертя і системою охолодження/ Деклараційний патент 64996А, кл. F16D 49/08, Держдепартамент ІВ, Бюл. №3, 15.03.2004. – 5 с.
34. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Підвищення ефективності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Зб. наук. праць: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2000. – Вип.4. С.39-43.
35. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм з рухомими



- фрикційними накладками бурових лебідок //Проблеми трибології.– Хмельницький. – 2001. – №2. – С.78-82.
36. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Вплив жорсткості гальмівної стрічки на гальмівний момент стрічково-колодкового гальма з обертальними фрикційними накладками //Зб. наук. праць: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2002. – Вип.6. – С.56-59.
37. Вольченко О.І., Палюх М.Д., Палюх В.М., Вольченко Д.О. Покращення зносо-фрикційних властивостей пар тертя гальмівних пристроїв //Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2000. – №1. – С.110-114.
38. Вольченко О.І., Палюх М.Д., Палюх В.М., Вольченко Д.О. Покращення зносо-фрикційних властивостей пар тертя гальмівних пристроїв /Тези доповідей міжнародн. наук. техн. конф.: Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин ЗНМ-2000. – Хмельницький. – 2000. – С.48.
39. Гавриленко С.Н. Разработка методики расчета окислительного изнашивания фрикционных узлов тормозных устройств подъемно-транспортных машин: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.05 / Московское высш. технич. уч-ще им. Н.Э. Баумана. – Москва, 1987. – 16с.
40. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. – Киев: Вища школа, 1989. – 326с.
41. Гайдучак В.М. Структурно-енергетичні основи експлуатаційного зміцнення поверхонь тертя ковзання деталей машин: Дисс... докт. техн. наук: 05.02.04. – Київ, 2004. – 262 с.
42. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
43. Гаркунов Д., Польцер Г. Анализ изнашивания и избирательного переноса при трении. – М.: Эффект безызносности и триботехнологии, 1992, №1. – С.9-11.

44. Георгиевский Г.А., Лебедев Л.А., Бородзинский Э.М. Исследование кинетики электризации при скольжении фрикционных пластмасс по металлу. – В кн.: Электрические явления при трении, резании и смазке твердых тел. – М.: Наука, 1973. – С.12-20.
45. ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия.– М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.
46. Грошев А.М. Повышение долговечности ленточных тормозов гусеничных транспортеров: Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.05.03 / Московское высш. технич. уч-ще им. Н.Э. Баумана. – Москва, 1985. – 16 с.
47. Грошев А.М. Бахтаров Л.В., Успенский И.Н. Расчет установившейся температуры элементов тормоза при повторно-кратковременном режиме. // Изв. ВУЗ-ов МВ и ССО СССР: Машиностроение. – 1985, №3. – С. 93-97.
48. Грузинов А.Я. К вопросу определения тормозного момента буровой установки //Нефтяное хозяйство. – Баку, 1964. – №11. – С.41-45.
49. Джанахмедов А.Х. Применение метода группового учета аргументов для анализа влияния обобщенных переменных на коэффициент трения при торможении //Нефть и газ. – Баку, 1986. – №5. – С.85-90.
50. Джанахмедов А.Х. Стохастическое моделирование трения и изнашивания фрикционных устройств с применением теории подобия: Дисс... докт. техн. наук: 05.02.04 – Баку, 1988. – 394 с.
51. Джанахмедов А.Х. Трибологические проблемы в нефтегазовом оборудовании. – Баку: Элм, 1998. – 216 с.
52. Джанахмедов А.Х., Джанахмедов Э.А. Исследование структуры поверхностей трения фрикционных материалов на безасбестовой основе. //В сб.: Труды 5-го междунароод. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль. – 2003. – С. 28-34.

53. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
54. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высшая школа, 1990. – 206 с.
55. Журавльов О.Ю. До оцінки конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм //Проблеми трибології.– Хмельницький, 2000. – №2. – С.82-88.
56. 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.
57. Злобин Б.А. Теория, рациональная конструкция и тормозные режимы ленточно-колодочных тормозов: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – М., 1959.– 324 с.
58. Злобин Б.А. Скоростная проходка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
59. Ибрагимов В.А., Тагиев С.М. Определение температуры поверхности трения механического тормоза буровой лебедки при спуске бурильной колонны в скважину //Нефть и газ. – Баку, 1987. – №4. – С.19-22.
60. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1998. – 383 с.
61. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
62. Иткис М.Я. Расчет и конструирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1978. – 262 с.
63. Керимов З.Г. Оптимизация конструкции тормоза буровой лебедки// Сб. доклад. научно-практич. симпоз.: Славянтрибо-6. – Санкт-Петербург-Пушкин (Россия). – 2004. – т.2. – С.356-360.

64. Коленко Е.А., Стельбанс А.С. Термоэлектрические холодильники// Полупроводники в науке и технике. Т.2. – М.: Изд-во АН СССР. 1958. – 659 с.
65. Колчерин В.Г., Колесников И.В., Копилов В.С., Баренбойм Ю.Л. Новое поколение буровых установок Волгоградского завода в Западной Сибири. –Сургут, ГУП ХМАО „Сургутская типография”, 2000. – 320 с.
66. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.
67. Крагельский И.В., Добычик М.Н., Камбалов В.С. Основы расчета на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 530 с.
68. Красовский Н.Н. Управление динамической системой. – М.: Наука, 1985. – 518с.
69. Крижанівський Є., Вольченко Д., Криштопа Л. Експериментальні дослідження динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Тези доповідей міжнародн. наук.-техн. конф.: Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин ЗНМ-2003.– Хмельницький. – 2003. – С.6.
70. Крижанівський Є., Вольченко Д., Криштопа Л. Експериментальні дослідження динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2003. – №2. – С.183-187.
71. Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Дячук В.В., Вольченко Д.О., Криштопа Л.І. Двоступінчасте стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками/ Деклараційний патент 68797А, кл. F16D 49/08, Держдепартамент ІВ, Бюл. №8, 16.08.2004. – 6 с.
72. Крижанівський Є.І., Міронов Ю.В., Романишин Л.І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 209 с.

73. Криштопа С.І. Теплонавантаженість стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: Дис... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2003. – 197 с.
74. Криштопа С.І., Криштопа Л.І. Перспективні конструкції гальм бурових лебідок// Матеріали ІІ Міжнародної наук.-практ. конференції „Динаміка наукових досліджень – 2003”. – Дніпропетровськ, 2003. – Том 34. Гірництво. – С. 30.
75. Крыжановский Е.И., Вольченко Д.А., Криштопа Л.И. К вопросу теплового расчета ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок //Труды 5-го междунар. симпоз. по фрикционным изделиям и материалам. – Ярославль (Россия). – 2003. – С.46-50.
76. Крыжановский Е.И., Вольченко Д.А., Криштопа Л.И. Методы и средства повышения эксплуатационных параметров ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок// Сб. доклад. международн. конгрессу: Механика и трибология транспортных систем – 2003. – Ростов-на-Дону (Россия). – 2003. – т.2. – С.51-57.
77. Кузьменко А.Г., Сытник С.В., Псел С.В. Метод испытаний на износ цилиндрических и сферических тел// Проблемы трибологии. – 2002. - №1(23). – С. 109-128.
78. Курбанов Г.Я. Исследование вопросов контактно-термического нагружения механического тормоза буровой лебедки: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – Баку, 1973. – 174 с.
79. Лебедев Л.А. Поверхностная электропроводность при исследовании трения пластмасс о металл. – В сб.: Производство шин, резинотехнических и асбестотехнических изделий. – М., 1968. – №8. – С.18-20.
80. Лебедев Л.А., Захарова И.М. О тепловом и механическом факторах износа фрикционных асбестополимерных материалов. – В кн.: Триботехника –

машиностроению. Тезисы доклад. II-ой Всесоюзной науч.-техн. конф. – М.: Изд-во АН СССР, 1983. – С.80-81.

81. Левренець В.М. Динамічні процеси в бурових установках під час гальмування колони бурильних труб: Дис... канд. техн. наук: 05.02.09. – Львів, 2002. – 151 с.
82. Ленточный тормоз: А.с. 1481529 А1 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16D 49/08/ А.И. Вольченко, В.Я. Белоусов, М.Г. Моgetич, С.В. Балаболин (СССР). – № 4273520/27; Заявлено 24.04.87; Оpubл. 23.05.89; Бюл. № 19. – 6 с.
83. Ленточный тормоз: А.с. 1543151 А1 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16D 49/08/ А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, С.В. Балаболин, Л.Н. Князев, С.В. Пигарев (СССР). – № 4404317/27; Заявлено 04.04.88; Оpubл. 15.02.90; Бюл. № 6. – 6 с.
84. Ленточный тормоз: А.с. 1613736 А1 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16D 49/08/ А.И. Вольченко, Б.Г. Тарасов, Д.А. Вольченко, И.Б. Копей (СССР). – № 4622806/27; Заявлено 19.12.88; Оpubл. 15.12.90; Бюл. № 46. – 6 с.
85. Ленточный тормоз: А.с. 576455 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16D 49/08/ А.С. Павлюк (СССР). – №2302386/08; Заявлено 19.12.75; Оpubл. 15.10.77; Бюл. №38. – 4 с.
86. Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. – Луганск: Изд-во ВНУ, 2002. – 368 с.
87. Макаров Ю.Ф., Тувин А.А., Макаров С.Ю. Определение характеристик изнашивания при испытаниях на машинах с переменной площадью контакта// Заводская лаборатория. – 1986. – №6. – С.68-69.
88. Мирзаджанов Д.Б., Аскеров Т.М., Агаева С.Е. О применении метода Е.Шмидта при исследовании процесса распределения температуры по глубине шкива тормоза буровой лебедки //Нефть и газ. – Баку, 1976. – №9. – С.95-98.

89. Мойсенченков Н.Е., Пасуманский З.П., Ледомский В.И. Экспериментальные исследования температурных режимов работы тормозных шкивов буровых лебедок. РТНС Сер. Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – №1. – С.7-9.
90. Наер В.А., Гарачук В.К. Теоретические основы термоэлектрического охлаждения: Учебное пособие. – Одесса: ОПИ, 1982. – 120 с.
91. Некрасов А.О., Чичинадзе А.В. Новые конструкции тормозных механизмов мощных транспортных средств и особенности их расчета. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.5-9.
92. Носко А.Л. Разработка методики расчета дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин с учетом термического сопротивления контакта: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.05. – Москва, 1985. – 128 с.
93. Пат. 2107852 С1 России, МПК<sup>6</sup> F16D 65/78. Барабанно-колодочный тормоз с охлаждением / А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко, Г.П. Рыбин, Н.А. Вольченко, С.С. Кроль, А.Г. Рыбин. – № 95112934/28. Заявл. 25.07.95; Оpubл. 27.03.98., Бюл. № 9. – 8 с.
94. Пат. 2107853 С1 России, МПК<sup>6</sup> F16D 65/813. Ленточно-колодочный тормоз с термоэлектрическим охлаждением / А.И. Вольченко, Г.П. Рыбин, Н.А. Вольченко, И.И. Белоус, С.С. Кроль. – № 95112930/28. Заявл. 25.07.95; Оpubл. 27.03.98., Бюл. № 9. – 10 с.
95. Пат. 2134368 С1 России, МПК<sup>6</sup> F16D 65/813. Устройство и способ для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / Д.А. Вольченко, А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Г.П. Рыбин, Д.А. Вольченко. – № 97105231/28. Заявл. 01.04.97; Оpubл. 10.08.99., Бюл. № 22. – 8 с.
96. Пат. 2124153 С1 России, МПК<sup>6</sup> F16D 65/813. Дисково-колодочный тормоз с термоэлектрическим охлаждением / А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко,

- Г.П. Рыбин, Н.А. Вольченко, С.С. Кроль, А.Г. Рыбин. – № 95112929/28. Заявл. 25.07.95; Оpubл. 27.07.97., Бюл. № 21. – 6 с.
97. Пат. 2221172 С1 России, МПК<sup>7</sup> F16D 49/08. Многосекционный ленточно-колодочный тормоз / А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко. – №20021116495. Заявл. 20.06.02; Оpubл. 10.01.04., Бюл. № 1. – 14 с.
98. Пат. 2221175 С1 России, МПК<sup>7</sup> F16D 65/813. Система для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / А.И. Вольченко, А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, А. Ю. Журавлев, Д.А. Вольченко, П.Ю. Пургал – № 2002116172. Заявл. 19.06.02; Оpubл. 10.01.04., Бюл. № 1. – 18 с.
99. Пат. 2222728 С1 России, МПК<sup>7</sup> F16D 65/813. Устройство и способ для охлаждения пар трения ленточно-колодочного тормоза с подвижными фрикционными накладками / А.И. Вольченко, А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, А. Ю. Журавлев, Д.А. Вольченко, П.Ю. Пургал – № 2002116496. Заявл. 20.06.02; Оpubл. 27.01.04., Бюл. № 3. – 16 с.
100. Пат. 2224926 С2 России, МПК<sup>7</sup> F16D 49/08, 49/12. Двухступенчатый ленточно-колодочный тормоз / А.И. Вольченко, Е.И. Крыжановский, Н.А. Вольченко, Д.Ю. Петрина, Д.А. Вольченко. – № 2002106493. Заявл. 13.03.02; Оpubл. 27.02.04., Бюл. № 6. – 10 с.
101. Пат. 2268416 С2 России, МПК<sup>7</sup> F16D 65/813. Система и способ для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, М.М. Стебелецкий, Л.И. Криштопа, П.В.Пиотровеки. – № 2003130666. Заявл. 16.10.03; Оpubл. 20.01.06., Бюл. № 02. – 9 с.
102. Петрик А.А., Вольченко Н.А. К проблеме разработки конструкций многосекционных ленточно-колодочных тормозов с вращающимися фрикционными элементами (часть вторая) // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2002. – Вип. 6. – С. 143-147.



103. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Воробьев В.Н., Вольченко Д.Д. Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров фрикционных узлов на работоспособность нетрадиционного ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть вторая) // Зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2003. – Вип. 7. – С. 133-139.
104. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Пургал М.П., Криштопа Л.И. Износ-фрикционные свойства пар трения в различных типах фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов// Сб. доклад. научно-практич. симпоз. „Славянтрибо-6. ” – Санкт-Петербург-Пушкин (Россия). – 2004. – т.1. – С.187-192.
105. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Пургал П.Ю., Вольченко Д.А. Фрикционные узлы: Монография (научное издание). В 2-х томах. Том 1. Кубанск. государств. технолог. ун-т (Россия). – Краснодар, 2003. – 220 с.
106. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Пургал П.Ю., Вольченко Д.А. Фрикционные узлы: Монография (научное издание). В 2-х томах. Том 2. Кубанск. государств. технолог. ун-т (Россия). – Краснодар, 2003. – 220 с.
107. Подригало М.А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: Дисс... докт. техн. наук: 05.05.03. – Харьков: 1994. – 603 с.
108. Раджабов С.А., Абдурахманов Э.Ш. К расчету тормозного момента ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку, 1970. – №1. – С.40-41.
109. Романішина О.В. Дослідження попереднього зміщення пружного контакту шорстких ізотропних поверхонь: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02 /Технолог. ун-т Поділля. – Хмельницький, 1998. – 16 с.
110. Сверчков Ю.Г., Бакин А.И., Суворов А.В. Основные принципы исследований, подбора и оценки работоспособности тормозных устройств

самолета с учетом варьирования их эксплуатационной нагруженности. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.30-38.

111. Сергиенко В.П., Столяров А.И., Ткачев В.М. Тепловой расчет тормозов (численные методы). // Сборник докладов научно-практ. симпозиума „СЛАВЯНТРИБО-6”. – Санкт-Петербург – Пушкин (Россия). – 2004. – Т.2. – С.424-429.
112. Соболев И.И., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров и задач со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110 с.
113. Спектор С.А. Электрические измерения физических величин. – Л.: Энергоиздат, 1987. – 319 с.
114. Справочник по триботехнике: в 3-ех томах. Т.1: Теоретические основы /Под общ. ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.
115. 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.
116. Стрічково-колодкові гальма: Монографія / Є.І. Крижанівський, Вольченко М.О., Вольченко Д.О., Дячук В.В., Пургал М.П. – В 2-х томах. Том 1. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. – 230 с.
117. Термоэлектрические генераторы /А.С.Охотин, А.А.Ефремов, В.С.Охотин, А.С.Пушкарский. – М.: Атомиздат, 1976. – 320 с.
118. Термоэлектрические охладители /Э.М.Лукишкер, А.Л.Вайнер, М.Н.Сомкин, В.Д.Водолагин /Под ред. А.Л.Вайнера. – М.: Радио и связь, 1983. – 176 с.
119. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 190 с.

120. Тормозные механизмы / А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко, Г.П. Рыбин, Ю.Е. Данилин. – Луганск: Луганский рабочий, 1995. – 285 с.
121. Тормозные устройства / А.И. Вольченко, З.А. Сачавский, И.Ф. Низол, С.И. Михайловский – Луганск: Луганский рабочий, 1993. – 290 с.
122. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, П.В. Новожилов. – М.: Машиностроение, 1986. – 311 с.
123. Тувин А.А. Установка для испытания на изнашивание материалов, работающих в условиях фреттинга, фреттинг-коррозии и реверсивного трения //Вестник машиностроения. – 1991. – №2. – С.29.
124. Федорченко И.М., Ровинский Д.Я., Шведков Е.Л. Исследование материалов для тормозных и передаточных устройств. – К.: Наукова думка. – 1976. – 198 с.
125. Федосеев В.Н., Марикян С.С. Оптимальное проектирование фрикционных пар тормозов повторно-кратковременного режима работы //Вестник машиностроения. – 1989. – №10. – С.36-38.
126. Федосеев В.Н. Методы и средства рационального проектирования типоразмерных рядов фрикционных пар тормозных устройств повторно-кратковременного режима работы: Дисс... докт. техн. наук: 05.02.04. – Москва, 1997. – 360 с.
127. Федосеев В.Н., Хурцидзе Т.В. Вероятностная оценка срока службы фрикционных пар тормозов повторно-кратковременного режима работы// Вестник машиностроения. – 1989. – №12. – С.23-25.
128. Чернець М., Пашечко М., Невчас А. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. В 3-ох т. Т.1. – Дрогобич: Коло. – 2001. – 488 с.
129. Чичинадзе А.В., Белоусов В.Я., Богатчук И.М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. – Львов: Вища школа, 1989. – 144с.

130. Чичинадзе А.В., Матвеевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.:Наука, 1986. – 248 с.
131. Шарапов В.Б., Параунин Ю.Л. Абляционные эффекты при трении и термическая усталость фрикционных материалов. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.274-278.
132. Шахмалиев Г.М., Аскеров М.Ю., Бабаев С.Г. Экспериментальное определение влияния ширины тормозного шкива на тормозной момент. – М.: Извест. высш. учебн. заведений, 1970. – №11. – С.30-38.
133. Шахмалиев Г.М. Механика торможения и рациональный режим спуска бурильного инструмента. – Баку: Азернефтнешр, 1960. – 222 с.
134. Шевеля В.В., Калда Г.С. Фреттинг-усталость металлов. – Хмельницкий: Поділля, 1998. – 299 с.
135. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987.– 155 с.
136. Carslaw H.S., Jaeger. Conduction of Heat in Solids. 5<sup>th</sup> edition. Oxford Press, 1986. – 95 p.
137. D.Kuhlman-Wilsdorf, YJ. Chang, L.B. Johnson, Jr. and L.J. Bredell. Friction, wear, and interfacial electrical resistance, Part I: the hoop apparatus. // J. of Trib. – 1987. – Vol.109. – P. 604-608.
138. F. Colin, A. Floquet and D. Play. Thermal contact simulation in 2-D and 3-D mechanisms. // J. of Trib. – 1988. – Vol.110. – P. 247-252.
139. F.D. Ju and J.C.Liu. Parameters affecting thermomechanical cracking in coated media due to high-speed load. // J. of Trib. – 1988. – Vol. 110. – P. 222-227.
140. F.E. Kennedy, Jr. and S.Z Hussaini, Thermomechanical analysis of dry sliding systems. // Computers & Structures – 1987. – Vol.26. – P. 345-355.
141. Iombriller S.F., Canale A.C. Analysis of emergency braking performance with particular consideration of temperature effects on brakes // J. Braz. Soc. Mech. Sci. – Rio de Janeiro. –2001. – Vol. 23, №1. – P. 131-142.

142. M.F. Ashby, H.S. Kong and J. Abulawi, T-MAPS user manual. // Engineering Department. – Cambridge (UK). – 1990. P – 67-71.
143. Rashid and A. Seirefc. Heat partition and transient temperature distribution in layered concentrated contacts. (Part I. Theoretical model). // J. of Trib. – 1987. – Vol.109. – P. 487-494.
144. Rashid and A. Seirefc. Heat partition and transient temperature distribution in layered concentrated contacts. (Part II. Dimensionless relationships and numerical results). // J. of Trib. – 1987. – Vol. 109. – P. 496-502.
145. Sergienko V. P., Tkachev V. M., Stolyarov A. I. Contact and thermal-stress analysis of real brake systems // 10<sup>th</sup> Nordic Symposium on Tribology NORDTRIB. – Stockholm (Sweden). – 2002. – June 9-12. – P. 137-139.
146. T.Y. Chen and F.D. Ju. Friction-induced thermomechanical cracking in a coated medium with a near surface cavity. // J. of Trib. – 1989. – Vol. 11. – P. 270-277.
147. Varco General Catalog. 2004. – 304 c.
148. Valvano T., Kwangjin Lenn. An analytical Method to predict thermal distortion of a brake rotor. // SAE 2000-01-45. – 2000. – P. 302-318 .
149. Zagrodzki P., Lam K.B., Al Bahkali E., Barber J.R. Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally excited thermoelastic instability // J. of Trib. – 2001. – Vol. 123. – P. 699-708.

## Двоступінчасті стрічково-колодкові гальма

№ n/n	Номер авторського свідоцтва або патенту	Назва	Особливості конструкції	
1	2	3	4	
1.	А.с. 576455 СССР, м. Кл. <sup>3</sup> F16D 49/08	Стрічкове гальмо	Підпружинені фрикційні накладки утворюють бандаж, який одягається з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа. При роботі гальма коефіцієнт тертя між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та зовнішніми поверхнями накладок більший, ніж між внутрішніми поверхнями накладок та робочою поверхнею гальмівного шківа.	
2.	А.с. 1481529 А1 СССР, 5 F16D49/08	Стрічкове гальмо	Магнітні стрижні встановлені у підпружинених фрикційних накладках, які утворюють бандаж. Останній посаджено з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа.	
3.	А.с. 1543151 А1 СССР, 5 F16D49/08	Стрічкове гальмо	Фрикційні накладки за допомогою кільцевої пружної стрічки, виконаної з матеріалу з ефектом пам'яті форми, з'єднані між собою та посаджені з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа. Пружна стрічка з'єднана за допомогою магнітних стрижнів з головками. При цьому гальмівна стрічка виконана з магнітного матеріалу.	

1	2	3	4
4.	А.с. 1613736 А1 СССР, 5 F16D49/08	Стрічкове гальмо	Охолоджуючий пристрій виконано у вигляді кільцевої пружної теплової труби з опуклою внутрішньою поверхнею, встановленою у контакті з увігнутою поверхнею фрикційних накладок. Зовнішня поверхня теплової труби покрита фрикційним еластичним матеріалом. Одержаний таким чином бандаж посаджено з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа
5.	Патент 2224926 России, 7 F16D49/08 4912	Двоступінчасте стрічково- колодкове гальмо	Гальмо обладнане пружною стрічкою-кільцем, розташованою на тарілчастих пружинах на ребрах шківа, що мають біля основи вентиляційні отвори, а по периметру шківа виконано заглиблення П-подібної форми. У П-подібному заглибленні з зазорами відносно бічних поверхонь ребер та робочої поверхні шківа розташовані основні фрикційні накладки, які кріпляться до гальмівної стрічки-кільця. До зовнішньої поверхні стрічки-кільця прикріплені допоміжні фрикційні накладки, що взаємодіють з гальмівною стрічкою.

## Гальмівні пристрої з термоелектричним охолодженням

№ п/п	Номер	Назва	Особливості конструкції
	авторського свідоцтва, позитивного рішення або патенту		
1	2	3	4
1.	Заявка №94033698/28 (без публікації опису винаходу), F16D 65/813	Барабанно-колодкове гальмо	Пристрій обладнано послідовно з'єднаними між собою дугоподібними електропровідними пластинами та електроізолюваним від них радіатором. Теплопровідні елементи виконано у вигляді термоелементів, що складаються з напівпровідникових стрижнів з провідностями р- та n-типів, другі кінці кожного з яких встановлені з контактом з однією з електропровідних пластин, при цьому робоча поверхня барабана виконана з матеріалу, що утворює гарячий спай з першими кінцями напівпровідникових стрижнів, а внутрішня поверхня порожнини та стрижня відносно накладки та основи електроізолювані.
2.	Патент 2104422 России, 6 F16D 65/833	Барабанно-колодкове гальмо з термоелектричним охолодженням	Система охолодження розташована на зовнішній поверхні ободу гальмівного барабана, герметизований об'єм утворений кожухом, напівпровідникові елементи виконані прямокутними, теплоізолюваними між собою та при цьому їхні кінці розташовані у тілі барабана, утворюючи з поверхнею ободу гарячий спай, а холодний спай – електродами, що виходять назовні герметизованого об'єму через кожух, а гальмівний барабан виконано з окремих секторів, теплоізолюваних між собою та у місці кріплення до маточини колеса.



1	2	3	4
3.	Патент 2107852 России, 6 F16D 65/78	Барабно- колодкове гальмо з охолодженням	Система виконана у вигляді прямокутних теплових труб, встановлених між ребрами гальмівних колодок по їхній ширині та напівпровідникових стрижнів з провідностями р- та n-типів, причому накладки розташовані у середній частині колодки виконані полімерними, а по їхнім краям – металевими, причому одні кінці стрижнів встановлені в полімерних накладках колодок заодно з ними з можливістю утворення гарячого спаю з робочою поверхнею ободу барабана, а інші кінці стрижнів – у контакті з тепловими трубами.
4.	Патент 2107853 России, 6 F16D 65/813	Стрічково- колодкове гальмо з термоелектричним охолодженням	Система виконана у вигляді напівпровідникових стрижнів з провідностями р- та n-типів та радіаторів, причому стрижні радіально пропущені одними кінцями через тіло шківів, і розташовані в два ряди по його ширині та теплоізольовані від нього, інші кінці стрижнів – зі сторони неробочої поверхні шківів та містяться у сепараторах. Радіатори встановлені зі сторони інших кінців стрижнів. Термобатарей з'єднані між собою з можливістю забезпечення паралельно-последовного з'єднання для утворення гарячого спаю з кінцями стрижнів з металевими накладками гальмівної стрічки при гальмуванні.

1	2	3	4
5.	Патент 2124152 России, 6 F16D 65/813	Барабанно- колодкове гальмо	Гальмо містить теплопровідні камери, встановлені на навігацій та збігаючій частинах гальмівної колодки, Теплова труба, підключена гарячою зоною до теплопровідних камер, а термоелементи термобатарей виконані у вигляді напівпровідникових стрижнів з перерізом прямокутної форми та з провідностями р- та n-типів, з'єднаних між собою послідовно. При цьому гарячий спай термоелементів утворений у місці взаємодії термоелементів з матеріалом теплопровідної вставки, а холодний спай – холодною зоною теплової труби.
6.	Патент 2124153 России, 6 F16D 65/84	Дисково- колодкове гальмо з термоелектричним охолодженням	Система охолодження включає в себе теплові труби та термоелементи Г- чи П-подібної форми, виконані з напівпровідникових елементів з провідностями р- та n-типів, теплоізольованих від валу, перші кінці напівпровідникових елементів розташовані заодно з поверхнею тертя гальмівного диску і утворюють гарячий спай термоелемента, а другі кінці напівпровідникових елементів встановлені у контакт з гарячими зонами теплових труб. При цьому частина робочої поверхні фрикційних накладок колодок виконана з металевого порошку для утворення гарячого спаю термоелементів при взаємодії з кінцями напівпровідникових елементів.

## Додаток Б

Б.1 Результати обробки розрахункових значень коефіцієнта тертя внутрішніх поверхонь фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма у залежності від швидкості ковзання при питомому навантаженні  
0,6 МПа та поверхневих температурах 200 °С та 400 °С

Вихідні дані:

Кількість експериментів  $n$ ;  $n := 4$   $i := 1..4$

Довірча ймовірність  $\alpha$ ;  $\alpha := 0.95$

Розрахункові значення  $X_i$   $X_i :=$

0.345
0.360
0.350
0.355

Розрахунок

Для  $\alpha = 0,95$  коефіцієнт  $t = 1,96$  (1,643) і частка середньоквадратичної похибки  $e = 2,0$  (1,65)

$t := 1.96$   $e := 2$

Середнє значення  $X$

$$X := \frac{\sum_i X_i}{n} \quad X = 0.3525$$

Емпірична дисперсія  $S$

$$S := \sqrt{\frac{\sum_i (X_i - X)^2}{n - 1}} \quad S = 0.0065$$

Точність оцінки  $\varepsilon$

$$\varepsilon := \frac{t \cdot S}{\sqrt{n}} \quad \varepsilon = 0.00633$$

Абсолютна похибка вимірювань  $\Delta X$  для заданого  $\alpha$

$$\Delta X := e \cdot S \quad \Delta X = 0.01290994$$

## Б.2 При поверхневій температурі 400 °С

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N=6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	.3525	2	.3487	3	.34	4	.3325	5	.3313	6	.325

Математичне очікування .3383333 3.5

Середньоквадратичне відхилення 1.069757E-02 1.870829

Помилка середньоквадратичного відхилення 4.367264E-03 .7637627

Коефіцієнт варіації 3.161843 53.45225

Коефіцієнт парної кореляції -.9853464

Помилка коефіцієнта парної кореляції 1.301057E-02

N Вид залежності A B Сер.кв.відх. K

1  $Y=A+B*X$  .358 -5.634301E-03 .0016 62  $Y=A+B*X^2$  .349 -7.582803E-04 .0031 63  $Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$  .122 -5.129256E-04 .0031 64  $Y=A+B*X^3$  .346 -1.148068E-04 .0043 65  $Y=A+B/X$  .326 3.018141E-02 .0045 6**6  $Y=1/(A+B*X)$  2.786 4.909761E-02 .0015 6**7  $Y=A+B*\text{SQR}(X)$  .373 -1.960851E-02 .0016 68  $Y=(A+B*X)^2$  .598 -4.839304E-03 .0016 69  $Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$  .611 -1.683109E-02 .0016 610  $Y=A+B*\text{LOG}(X)$  .355 -1.561378E-02 .0024 611  $Y=A*\text{EXP}(B*X)$  .358 -.0166284 .0016 612  $Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$  .349 -2.243011E-03 .003 613  $Y=A*X^B$  .355 -4.596239E-02 .0025 614  $Y=X/(A*X+B)$  3.064 -.2603754 .0047 6Краща залежність  $Y=1/(A+B*X)$

## Б.3 При поверхневій температурі 200 °С

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N=6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	.3487	2	.335	3	.3212	4	.3075	5	.3	6	.2887

Математичне очікування .31685 3.5

Середньоквадратичне відхилення 2.247883E-02 1.870829

Помилка середньоквадратичного відхилення 9.176943E-03 .7637627

Коефіцієнт варіації 7.09447 53.45225

Коефіцієнт парної кореляції -.9956223

Помилка коефіцієнта парної кореляції 3.906931E-03

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	.358	-1.196284E-02	.0019	6
2	$Y=A+B*X^2$	.341	-1.609965E-03	.0058	6
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	.116	-1.018884E-03	.0063	6
4	$Y=A+B*X^3$	.334	-2.442794E-04	.0086	6
5	$Y=A+B/X$	.29	6.512743E-02	.0086	6
<b>6</b>	<b><math>Y=1/(A+B*X)</math></b>	<b>2.752</b>	<b>.1189583</b>	<b>.0011</b>	<b>6</b>
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	.392	-4.170745E-02	.0014	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	.599	-1.061221E-02	.0016	6
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	.629	-3.693708E-02	.0016	6
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	.353	-3.332266E-02	.0038	6
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	.36	-3.767858E-02	.0014	6
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	.341	-5.10003E-03	.0054	6
13	$Y=A*X^B$	.354	-1.042423	.0043	6
14	$Y=X/(A*X+B)$	3.426	-.6304322	.0094	6

Краща залежність  $Y=1/(A+B*X)$

Б.4 Побудова графічної залежності коефіцієнта тертя при взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма у залежності від швидкості ковзання ( $p = 0,6$  МПа та  $t = 200$  °С та  $400$  °С)

$$i := 0..5 \quad j := 0..5$$

$$X := \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 5 \end{pmatrix} \quad Y := \begin{pmatrix} 0.3525 \\ 0.3487 \\ 0.34 \\ 0.3325 \\ 0.3313 \\ 0.325 \end{pmatrix} \quad Z := \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \end{pmatrix} \quad W := \begin{pmatrix} 0.3487 \\ 0.335 \\ 0.3212 \\ 0.3075 \\ 0.3 \\ 0.2887 \end{pmatrix}$$

$$A1 := 2.786 \quad B1 := 4.909761 \cdot 0.01 \quad x := 1..6 \quad y(x) := \frac{1}{(A1 + B1 \cdot x)}$$

$$A2 := 2.752 \quad B2 := 0.1189583 \quad z := 1..6 \quad w(z) := \frac{1}{(A2 + B2 \cdot z)}$$

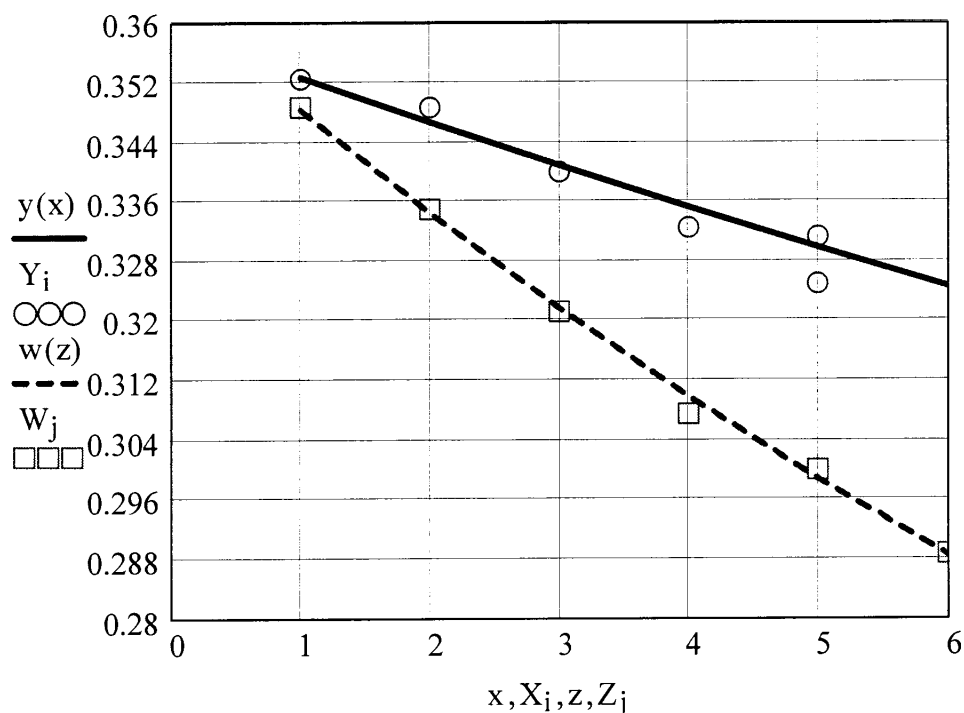


Рис. Б.1 Залежність коефіцієнта тертя при взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів від швидкості ковзання ( $p = 0,6$  МПа та  $t = 200$  °С та  $400$  °С)

Результати обробки розрахункових значень коефіцієнта тертя при взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма у залежності від швидкості ковзання при питомому навантаженні 0,6 МПа та поверхневих температурах 200 °С та 400 °С

Поверх- неві темпера- тури t, °С	Швид- кість ковзан- ня V, м/с	коефіцієнт тертя f				Середнє значення коефі- цієнта тертя f	Емпі- рична дис- персія S <sub>i</sub>	До- вірча ймо- вір- ність α	Кое- фі- цієнт t <sub>a</sub>	Частка серед- ньокав- дратич- ної похибки e	Точ- ність оцінки ε	Абсо- лютна похиб- ка ви- мірю- вань Δf
		1	2	3	4							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
200	1	0,345	0,355	0,355	0,340	0,3487	0,0075				0,0074	0,0150
	2	0,340	0,335	0,330	0,335	0,3350	0,0041				0,0040	0,0082
	3	0,320	0,325	0,325	0,315	0,3212	0,0048				0,0047	0,0096
	4	0,310	0,305	0,305	0,310	0,3075	0,0029				0,0028	0,0056
	5	0,295	0,305	0,300	0,300	0,3000	0,0041				0,0040	0,0082
	6	0,285	0,290	0,285	0,295	0,2887	0,0048	0,95	1,96	2,0	0,0047	0,0096
400	1	0,345	0,360	0,350	0,355	0,3525	0,0065				0,0063	0,0129
	2	0,355	0,350	0,345	0,345	0,3487	0,0048				0,0047	0,0096
	3	0,345	0,340	0,335	0,340	0,3400	0,0041				0,0040	0,0082
	4	0,335	0,330	0,335	0,330	0,3325	0,0029				0,0028	0,0058
	5	0,335	0,325	0,335	0,330	0,3313	0,0048				0,0047	0,0096
	6	0,330	0,325	0,330	0,320	0,3250	0,0058				0,0056	0,0115

## Додаток Г

Г.1 Результати обробки розрахункових значень питомих навантажень зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма після 150-ти циклічних гальмувань для 10-ти накладок бандажа при  $S_z = 800 \text{ Н}$

Вихідні дані:

Кількість експериментів  $n$ ;  $n := 4$   $i := 1..4$

Довірча імовірність  $\alpha$ ;  $\alpha := 0.95$

Виміряні значення  $X_i$ , МПа  $X_i :=$

0.32
0.32
0.33
0.34

## Розрахунок

Для  $\alpha = 0,95$  коефіцієнт  $t = 1,96$  (1,643) і частка середньоквадратичної похибки  $e = 2,0$  (1,65)

$t := 1.96$   $e := 2$

Середнє значення  $X$   $X := \frac{\sum_i X_i}{n}$   $X = 0.3275$

Емпірична дисперсія  $S$   $S := \sqrt{\frac{\sum_i (X_i - X)^2}{n - 1}}$   $S = 0.0096$

Точність оцінки  $\varepsilon$   $\varepsilon := \frac{t \cdot S}{\sqrt{n}}$   $\varepsilon = 0.00938$

Абсолютна похибка вимірювань  $\Delta X$  для заданого  $\alpha$

$\Delta X := e \cdot S$   $\Delta X = 0.01914854$



Г.2 Результати обробки розрахункових значень питомих навантажень  
внутрішніх фрикційних вузлів гальма

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок N= 10 та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	.33	2	.46	3	.55	4	.58	5	.59
6	.59	7	.57	8	.54	9	.46	10	.33

Математичне очікування .5 5.5

Середньоквадратичне відхилення .1014342 3.02765

Помилка середньоквадратичного відхилення 3.207631E-02 .9574271

Коефіцієнт варіації 20.28684 55.04819

Коефіцієнт парної кореляції -1.447229E-02

Помилка коефіцієнта парної кореляції .3332635

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	.502	-4.848596E-04	.0962	10
2	$Y=A+B*X^2$	.526	-7.002522E-04	.0935	10
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	.284	-6.573143E-04	.0936	10
4	$Y=A+B*X^3$	.533	-1.109708E-04	.0891	10
<b>5</b>	<b><math>Y=A+B/X</math></b>	<b>.676</b>	<b>-.3932363</b>	<b>.0832</b>	<b>10</b>
6	$Y=1/(A+B*X)$	2.086	1.570083E-03	.0988	10
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	.458	1.825884E-02	.0954	10
8	$Y=(A+B*X)^2$	.705	-3.251625E-04	.0963	10
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	.672	1.371968E-02	.0956	10
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	.442	.0381062	.0925	10
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	.491	-8.722421E-04	.0968	10
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	.519	-1.531845E-03	.0945	10
13	$Y=A*X^B$	.429	8.591247E-02	.0937	10
14	$Y=X/(A*X+B)$	1.812	.9643977	.0878	10

Краща залежність  $Y=A+B/X$

Г.3 Результати обробки розрахункових значень питомих навантажень  
зовнішніх фрикційних вузлів гальма

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок N= 10 та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	.25	2	.4	3	.48	4	.54	5	.57
6	.56	7	.55	8	.48	9	.38	10	.17

Математичне очікування	.438	5.5
Середньоквадратичне відхилення	.1377436	3.02765
Помилка середньоквадратичного відхилення	4.355835E-02	.9574271
Коефіцієнт варіації	31.44831	55.04819
Коефіцієнт парної кореляції	-.1119	
Помилка коефіцієнта парної кореляції	.3291595	

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	.466	-5.090916E-03	.1298	10
2	$Y=A+B*X^2$	.489	-1.328196E-03	.1233	10
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	.243	-8.968079E-04	.1241	10
4	$Y=A+B*X^3$	<b>.647</b>	<b>-3.564058E-04</b>	<b>.1153</b>	<b>10</b>
5	$Y=A+B/X$	.494	-.1918842	.1205	10
6	$Y=1/(A+B*X)$	2.045	.1078337	.1481	10
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	.426	5.009789E-03	.1306	10
8	$Y=(A+B*X)^2$	.682	-5.379639E-03	.1307	10
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	.654	-8.785314E-04	.1312	10
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	.39	3.163635E-02	.1288	10
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	.467	-2.298585E-02	.1336	10
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	.489	-4.465882E-03	.1293	10
13	$Y=A*X^B$	.38	.0530754	.1317	10
14	$Y=X/(A*X+B)$	2.331	1.050658	.1351	10

Краща залежність  $Y=A+B*X^3$

Г.4 Побудова графічної залежності питомих навантажень при взаємодії зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма після 150-ти циклічних гальмувань для 10-ти накладок бандажа охоплених гальмівною стрічкою при  $S_z = 800 \text{ Н}$

$i := 0..9$        $j := 0..9$

$X :=$	$Y :=$	$Z :=$	$W :=$
$\begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0.33 \\ 0.46 \\ 0.55 \\ 0.58 \\ 0.59 \\ 0.59 \\ 0.57 \\ 0.54 \\ 0.46 \\ 0.33 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0.25 \\ 0.4 \\ 0.48 \\ 0.54 \\ 0.57 \\ 0.56 \\ 0.55 \\ 0.48 \\ 0.38 \\ 0.17 \end{pmatrix}$

$$A1 := 0.676 \quad B1 := -0.3932353 \quad x := 1..10 \quad y(x) := A1 + \frac{B1}{x}$$

$$A2 := 0.647 \quad B2 := -3.564058 \cdot 10^{-4} \quad z := 1..10 \quad w(z) := A2 + B2 \cdot z^3$$

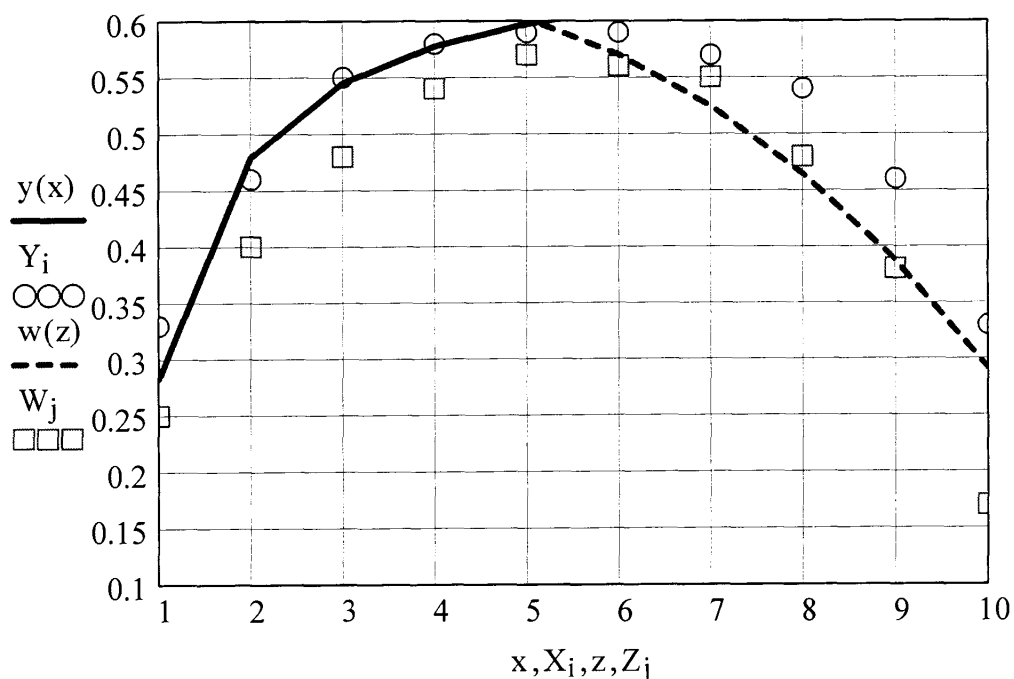


Рис. Г.1 Графік залежності питомих навантажень зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів для накладок, охоплених гальмівною стрічкою

## Обробка розрахункових значень питомих навантажень зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок модельного стрічкового-колодкового гальма

Таблиця Д.1

Результати обробки розрахункових значень питомих навантажень зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічкового-колодкового гальма після 150-ти циклічних гальмувань для 10-ти накладок бандажа охоплених гальмівною стрічкою при  $S_3 = 800$  Н

Номер фрикційної накладки, що потрапляє під гальмівну стрічку	Питоме навантаження $p$ , МПа				Середнє значення питомого навантаження $p$ , МПа	Емпірчна дисперсія $S_p$ , МПа	Довірчий коефіцієнт $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки $e$	Точність оцінки $\varepsilon$	Абсолютна похибка вимірювань $\Delta p$ , МПа		
	№ експерименту	1	2	3							4	5
1	0,32	0,32	0,33	0,34	0,33	0,0096	1,96	2,0	0,0093	0,019		
2	0,45	0,46	0,47	0,46	0,46	0,0082						
3	0,55	0,54	0,55	0,54	0,55	0,0058						
4	0,58	0,59	0,59	0,57	0,58	0,0096						
5	0,60	0,60	0,60	0,59	0,59	0,0050						
6	0,60	0,60	0,59	0,59	0,59	0,0058						
7	0,56	0,57	0,58	0,58	0,57	0,0096						
8	0,55	0,54	0,54	0,53	0,54	0,0082						
9	0,47	0,46	0,46	0,47	0,46	0,0058						
10	0,33	0,32	0,32	0,34	0,33	0,0096						
внутрішні поверхні												
1	0,32	0,32	0,33	0,34	0,33	0,0096	1,96	2,0	0,0093	0,019		
2	0,45	0,46	0,47	0,46	0,46	0,0082						
3	0,55	0,54	0,55	0,54	0,55	0,0058						
4	0,58	0,59	0,59	0,57	0,58	0,0096						
5	0,60	0,60	0,60	0,59	0,59	0,0050						
6	0,60	0,60	0,59	0,59	0,59	0,0058						
7	0,56	0,57	0,58	0,58	0,57	0,0096						
8	0,55	0,54	0,54	0,53	0,54	0,0082						
9	0,47	0,46	0,46	0,47	0,46	0,0058						
10	0,33	0,32	0,32	0,34	0,33	0,0096						

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
зовнішні поверхні											
1	0,26	0,25	0,26	0,26	0,25	0,0050				0,0049	0,010
2	0,40	0,41	0,39	0,41	0,40	0,0096				0,0094	0,019
3	0,47	0,49	0,49	0,49	0,48	0,0100				0,0098	0,020
4	0,54	0,54	0,55	0,53	0,54	0,0082				0,0080	0,016
5	0,56	0,57	0,56	0,57	0,57	0,0058	0,95	1,96	2,0	0,0057	0,012
6	0,56	0,56	0,56	0,57	0,56	0,0050				0,0049	0,010
7	0,55	0,54	0,55	0,54	0,55	0,0082				0,0080	0,016
8	0,48	0,47	0,49	0,49	0,48	0,0096				0,0094	0,019
9	0,38	0,39	0,38	0,39	0,38	0,0058				0,0057	0,012
10	0,17	0,16	0,17	0,17	0,17	0,0050				0,0049	0,010

## Додаток Е

## Е.1 Результати оброблення експериментальних значень поверхневих температур на зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма

Вихідні дані:

Кількість експериментів  $n$ ;  $n := 4$   $i := 1..4$ Довірча імовірність  $\alpha$ ;  $\alpha := 0.95$ Виміряні значення  $X_i$   
 $X_i :=$ 

247
248
248
249

## Розрахунок

Для  $\alpha = 0,95$  коефіцієнт  $t = 1,96$  (1,643) і частка середньоквадратичної похибки  $e = 2,0$  (1,65) $t := 1.96$   $e := 2$ Середнє значення  $X$   
$$X := \frac{\sum_i X_i}{n}$$
  $X = 248$ Емпірична дисперсія  $S$   
$$S := \sqrt{\frac{\sum_i (X_i - X)^2}{n - 1}}$$
  $S = 0.8164965809$ Точність оцінки  $\varepsilon$   
$$\varepsilon := \frac{t \cdot S}{\sqrt{n}}$$
  $\varepsilon = 0.8$ Абсолютна похибка вимірювань  $\Delta X$  для заданого  $\alpha$  $\Delta X := e \cdot S$   $\Delta X = 1.633$

Е.2 Результати обробки експериментальних значень поверхневої температури при взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів при  $S_z = 400$  Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	20	30	67	60	132	90	187	120	227	150	253

Математичне очікування	147,6667	75
Середньоквадратичне відхилення	91,6377	56,12486
Помилка середньоквадратичного відхилення	37,41093	22,91288
Коефіцієнт варіації	62,05713	74,83315
Коефіцієнт парної кореляції	,9916096	

Помилка коефіцієнта парної кореляції 7.473089E-03

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	<b>26,238</b>	<b>1,619048</b>	<b>10,8137</b>	<b>6</b>
2	$Y=A+B*X^2$	68,258	9,625209E-03	32,5443	6
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	5069,518	2,876826	24,8402	6
4	$Y=A+B*X^3$	88,362	5,857233E-05	44,3125	6
5	$Y=A+B/X$	273,877	-6613,861	19,86	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	,033	-2,514529E-04	204,8377	6
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	-5,019	19,95373	21,2004	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	5,751	7,618893E-02	23,8483	6
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	3,944	,9829592	10,4854	6
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	<b>-338,406</b>	<b>117,3759</b>	<b>5,8672</b>	<b>5</b>
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	33,765	1,590226E-02	53,7784	6
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	54,707	8,607381E-05	68,2478	6
13	$Y=A*X^B$	4,052	,8387915	9,8939	5
14	$Y=X/(A*X+B)$	0	,4172084	9,3295	5

Кращі залежності  $Y=A+B*\text{LOG}(X)$ ,  $Y=A+B*X$

Е.3 Результати обробки експериментальних значень поверхневої температури при взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів при  $S_z = 800$  Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	20	30	110	60	169	90	231	120	276	150	287

Математичне очікування	182,1667	75
Середньоквадратичне відхилення	103,7871	56,12486
Помилка середньоквадратичного відхилення	42,37091	22,91288
Коефіцієнт варіації	56,97372	74,83315
Коефіцієнт парної кореляції	,9759593	
Помилка коефіцієнта парної кореляції	2,124419E-02	

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	46,809	1,804762	20,6497	6
2	$Y=A+B*X^2$	96,513	,0103822	45,4627	6
3	$Y=SQR(A+B*X^2)$	11933,95	3,663905	40,5394	6
4	$Y=A+B*X^3$	119,289	6,210049E-05	57,597	6
5	$Y=A+B/X$	314,532	-6564,917	20,7179	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	,03	-2,386378E-04	228,714	6
7	$Y=A+B*SQR(X)$	5,539	23,08256	14,6078	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	6,862	7,897034E-02	36,211	6
<b>9</b>	<b><math>Y=(A+B*SQR(X))^2</math></b>	<b>4,659</b>	<b>1,061949</b>	<b>12,5524</b>	<b>6</b>
10	$Y=A+B*LOG(X)$	-292,776	116,4057	9,0658	5
11	$Y=A*EXP(B*X)$	42,689	,0156105	74,9843	6
12	$Y=A*EXP(B*X^2)$	70,371	8,132646E-05	85,3533	6
13	$Y=A*X^B$	13,239	,6257148	10,3492	5
<b>14</b>	<b><math>Y=X/(A*X+B)</math></b>	<b>,002</b>	<b>,2151727</b>	<b>7,6772</b>	<b>5</b>

Кращі залежності  $Y=X/(A*X+B)$  та  $Y=(A+B*SQR(X))^2$



Е.4 Побудова графічної залежності поверхневої температури при взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів при  $S_z = 400 \text{ Н}$  та  $S_z = 800 \text{ Н}$

$i := 0..5$       $j := 0..5$

$$X := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad Y := \begin{pmatrix} 20 \\ 67 \\ 132 \\ 187 \\ 227 \\ 253 \end{pmatrix} \quad Z := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad W := \begin{pmatrix} 20 \\ 110 \\ 169 \\ 231 \\ 276 \\ 287 \end{pmatrix}$$

$$A1 := 26.238 \quad B1 := 1.619048 \quad x := 20..150 \quad y(x) := A1 + B1 \cdot x$$

$$A2 := 4.659 \quad B2 := 1.061949 \quad z := 10..150 \quad w(z) := (A2 + B2 \cdot \sqrt{z})^2$$

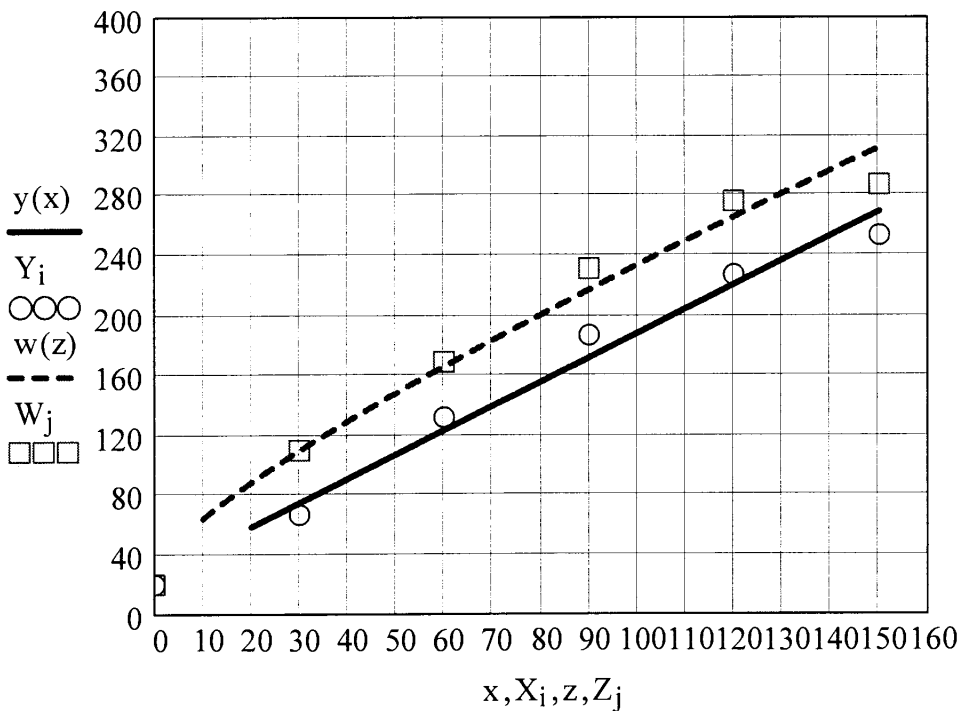


Рис. Е.1 Графік залежності поверхневої температури при взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів при  $S_z = 400 \text{ Н}$  та  $S_z = 800 \text{ Н}$

Е.5 Результати обробки експериментальних значень поверхневої температури при взаємодії зовнішніх фрикційних вузлів при  $S_3 = 400$  Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	20	30	43	60	94	90	135	120	166	150	187

Математичне очікування 107,5 75

Середньоквадратичне відхилення 67,07832 56,12486

Помилка середньоквадратичного відхилення 27,38461 22,91288

Коефіцієнт варіації 62,39843 74,83315

Коефіцієнт парної кореляції ,9920948

Помилка коефіцієнта парної кореляції 7,042718E-03

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	<b>18,571</b>	<b>1,585714</b>	<b>7,6842</b>	<b>6</b>
2	$Y=A+B*X^2$	48,571	7,142857E-03	21,8871	6
3	$Y=SQR(A+B*X^2)$	2284,246	1,578374	15,1696	6
4	$Y=A+B*X^3$	63,249	4,370386E-05	30,7697	6
5	$Y=A+B/X$	202,595	-5097,544	15,2185	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	,036	-2,64941E-04	226,7368	6
7	$Y=A+B*SQR(X)$	-2,418	14,36469	18,8632	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	5,037	6,373037E-02	15,0599	6
9	$Y=(A+B*SQR(X))^2$	3,68	,8019637	11,1055	6
10	$Y=A+B*LOG(X)$	<b>-269,247</b>	<b>90,45077</b>	<b>4,3171</b>	<b>5</b>
11	$Y=A*EXP(B*X)$	27,415	1,484878E-02	32,3282	6
12	$Y=A*EXP(B*X^2)$	42,245	8,257684E-05	45,4786	6
13	$Y=A*X^B$	1,982	,9236834	8,7341	5
14	$Y=X/(A*X+B)$	0	,6818102	12,4339	5

Кращі залежності  $Y=A+B*LOG(X)$ ,  $Y=A+B*X$

Е.6 Результати обробки експериментальних значень поверхневої температури при взаємодії зовнішніх фрикційних вузлів при  $S_z = 800$  Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 5$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	20	30	74	60	128	90	188	120	219	150	248

Математичне очікування            146,1667            75

Середньоквадратичне відхилення            88,18258            56,12486

Помилка середньоквадратичного відхилення            36,00039            22,91288

Коефіцієнт варіації            60,33015            74,83315

Коефіцієнт парної кореляції            ,9910622

Помилка коефіцієнта парної кореляції            7,958465E-03

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	29,38	1,557143	10,7385	6
2	$Y=A+B*X^2$	70,05	9,226239E-03	31,9923	6
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	5400,468	2,720529	25,0337	6
4	$Y=A+B*X^3$	89,338	5,61267E-05	43,0984	6
5	$Y=A+B/X$	265,086	-6154,593	20,322	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	,032	-2,468324E-04	206,7702	6
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	-1,621	19,31367	18,5763	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	5,914	7,368188E-02	23,326	6
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	4,11	,9579616	8,6619	6
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	-307,305	109,8277	7,6559	5
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	35,022	1,545516E-02	51,6204	6
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	56,174	8,323147E-05	64,7219	6
13	$Y=A*X^B$	5,542	,7678058	7,7088	5
<b>14</b>	<b><math>Y=X/(A*X+B)</math></b>	<b>,001</b>	<b>,3596835</b>	<b>4,5456</b>	<b>5</b>

Краща залежність  $Y=X/(A*X+B)$

Е.7 Побудова графічної залежності поверхневої температури при взаємодії зовнішніх фрикційних вузлів при  $S_z = 400 \text{ Н}$  та  $S_z = 800 \text{ Н}$

$$\begin{array}{l}
 i := 0..5 \quad j := 0..5 \\
 X := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad Y := \begin{pmatrix} 20 \\ 67 \\ 132 \\ 187 \\ 227 \\ 253 \end{pmatrix} \quad Z := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad W := \begin{pmatrix} 20 \\ 110 \\ 169 \\ 231 \\ 276 \\ 287 \end{pmatrix} \\
 A1 := 18.571 \quad B1 := 1.585714 \quad x := 20..150 \quad y(x) := A1 + B1 \cdot x \\
 A2 := 0.001 \quad B2 := 0.3596835 \quad z := 20..150 \quad w(z) := \frac{z}{(A2 \cdot z + B2)}
 \end{array}$$

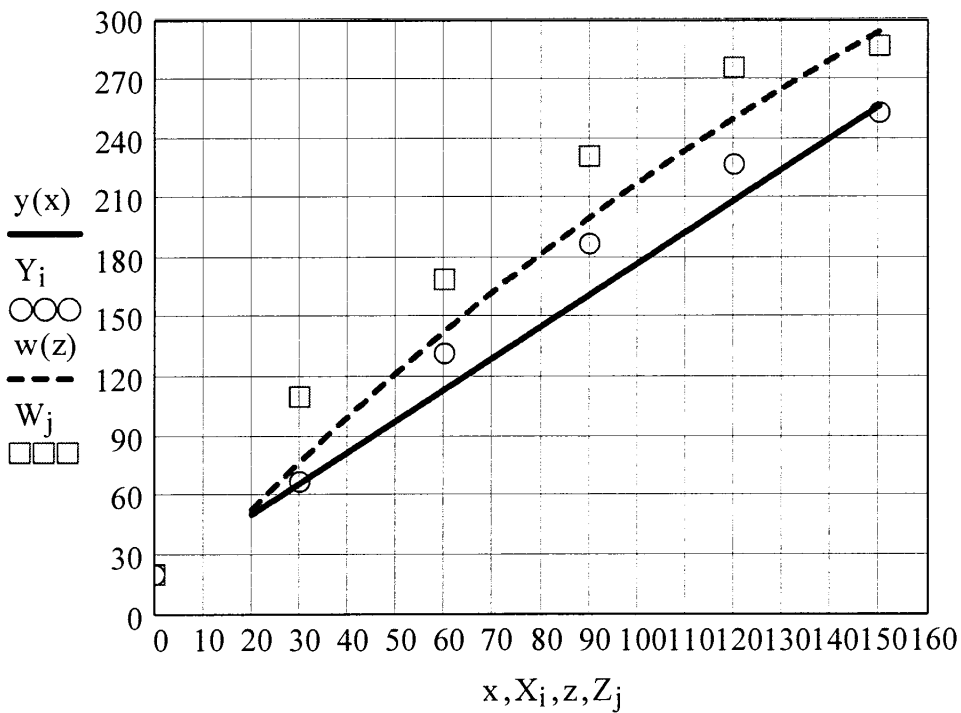


Рис. Е.2 Графік залежності поверхневої температури при взаємодії зовнішніх фрикційних вузлів при  $S_z = 400 \text{ Н}$  та  $S_z = 800 \text{ Н}$

Обробка експериментальних значень поверхневих температур багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма від кількості гальмувань  $n$  у лабораторних умовах

Таблиця Ж.1

Результати обробки експериментальних значень поверхневої температури на зовнішній і внутрішній поверхні фрикційної накладки при  $S_3 = 400$  Н та  $S_3 = 800$  Н

Нацяги збігаючої гілки стрічки $S_{зб}$ , Н	Кількість гальмувань $n$	Температура $t$ , °C				Середнє значення температури $t$ , °C	Емпірична дисперсія $S_t$ , °C	Довірча ймовірність $\alpha$	Коефіцієнт $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки $e$	Точність оцінки $\varepsilon$	Абсолютна похибка вимірювань $\Delta t$ , °C
		№ експерименту										
1	2	1	2	3	4	7	8	9	10	11	12	13
400	30	66	65	68	70	67,25	2,22	0,95	1,96	2,0	2,17	4,44
		129	132	133	134	132,00	2,16					
		185	187	188	189	187,25	1,71					
		225	227	228	229	227,00	1,41					
		251	253	254	252	252,50	1,29					
		251	253	254	252	252,50	1,29					
внутрішні поверхні												

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
800	30	106	110	110	113	109,75	2,87	0,95	1,96	2,0	2,82	5,74
	60	168	166	171	169	168,50	2,08				2,04	4,16
	90	229	230	231	233	230,75	1,71				1,68	3,42
	120	275	274	276	278	275,75	1,70				1,67	3,41
	150	286	286	287	289	287,00	1,42				1,38	2,82
зовнішні поверхні												
400	30	41	42	43	44	42,50	1,29	0,95	1,96	2,0	1,27	2,58
	60	93	94	94	96	94,25	1,25				1,23	2,52
	90	134	135	136	136	135,25	0,96				0,94	1,92
	120	165	166	166	167	166,00	0,82				0,80	1,63
	150	186	187	188	187	186,50	0,58				0,57	1,16
800	30	73	75	77	78	73,75	2,22	0,95	1,96	2,0	2,17	4,42
	60	126	128	127	129	127,50	1,29				1,27	2,58
	90	187	187	189	189	188,00	1,15				1,13	2,31
	120	218	218	219	220	218,75	0,96				0,94	1,92
	150	247	248	248	249	248,00	0,82				0,80	1,63

Результати обробки експериментальних значень поверхневих температур зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок модельного гальма після 150-ти циклічних гальмувань при  $S_3 = 400$  Н та  $S_3 = 800$  Н

Натяги збігаючої гілки стрічки $S_{зб}$ , Н	Номер фрикційної накладки, що потрапляє під гальмівну стрічку	Температура, °С				Середнє значення температури $t$ , °С	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірчий коефіцієнт $t_\alpha$	Частка середньої похибки $e$	Точність оцінки $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань $\Delta t$ , °С		
		1	2	3	4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
400	1	150	155	160	158	155,75	4,35	0,95	1,96	2,0		4,26	8,70
	2	204	205	208	210	206,75	2,75					2,70	5,51
	3	226	234	228	230	229,50	3,42					3,35	6,83
	4	259	260	263	264	261,50	2,38					2,33	4,76
	5	269	270	272	266	269,25	2,50					2,45	5,00
	6	275	278	279	280	278,00	2,16					2,12	4,32
	7	261	264	268	266	264,75	2,99					2,92	5,97
	8	229	231	235	233	232,00	2,58					2,53	5,16
	9	209	205	208	211	208,25	2,50					2,45	5,00
	10	197	201	203	199	200,25	2,21					2,17	4,42
внутрішні поверхні													

Продовження табл. Ж.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
800	1	179	178	174	180	177,50	2,65	0,95	1,96	2,0	2,59	5,29
	2	228	231	230	234	230,75	2,50				2,45	5,00
	3	258	261	264	263	261,25	3,09				3,03	6,19
	4	287	290	286	291	288,50	2,38				2,33	4,76
	5	293	295	296	298	295,50	2,08				2,04	4,16
	6	292	293	289	290	291,00	1,83				1,79	3,65
	7	286	292	290	289	289,25	2,50				2,45	5,00
	8	254	262	259	260	258,75	3,40				3,33	6,81
	9	236	233	240	239	237,00	3,16				3,10	6,33
	10	198	197	201	203	199,75	2,75				2,69	5,50



## Додаток 3

3.1 Результати обробки експериментальних значень зношування поверхонь тертя багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма від кількості гальмувань  $n$  у лабораторних умовах

Вихідні дані:

Кількість експериментів  $n$ ;  $n := 4$   $i := 1..4$   
 Довірча імовірність  $\alpha$ ;  $\alpha := 0.95$   
 Виміряні значення  $X_i$   $X_i :=$

66
65
68
70

## Розрахунок

Для  $\alpha = 0,95$  коефіцієнт  $t = 1,96$  (1,643) і частка середньоквадратичної похибки  $e = 2,0$  (1,65)

$t := 1.96$   $e := 2$

Середнє значення  $X$   $X := \frac{\sum_i X_i}{n}$   $X = 67.25$

Емпірична дисперсія  $S$   $S := \sqrt{\frac{\sum_i (X_i - X)^2}{n - 1}}$   $S = 2.2173557826$

Точність оцінки  $\varepsilon$   $\varepsilon := \frac{t \cdot S}{\sqrt{n}}$   $\varepsilon = 2.173$

Абсолютна похибка вимірювань  $\Delta X$  для заданого  $\alpha$

$\Delta X := e \cdot S$   $\Delta X = 4.435$

3.2 Результати обробки експериментальних значень зношування внутрішньої поверхні фрикційної накладки при  $S_3 = 400$  Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	0	30	43	60	165	90	278	120	500	150	790

Математичне очікування 296 75

Середньоквадратичне відхилення 301.5832 56.12486

Помилка середньоквадратичного відхилення 123.1208 22.91288

Коефіцієнт варіації 101.8862 74.83315

Коефіцієнт парної кореляції .9631158

Помилка коефіцієнта парної кореляції 3.238181E-02

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	-92.142	5.175238	74.0814	6
2	$Y=A+B*X^2$	<b>12.698</b>	<b>3.433953E-02</b>	<b>14.2748</b>	<b>6</b>
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	-57078.23	26.72581	77.0863	6
4	$Y=A+B*X^3$	69.279	2.239211E-04	47.0788	6
5	$Y=A+B/X$	691.414	-22087.06	155.8737	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	.021	-1.601353E-04	548.1317	5
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	-147.05	57.90009	143.7223	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	.725	.1826405	14.5396	6
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	-2.677	2.234935	83.796	6
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	-1489.931	423.3218	109.6595	5
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	29.879	2.310111E-02	79.7399	5
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	73.962	1.184571E-04	137.5223	5
13	$Y=A*X^B$	.107	1.768878	21.1925	5
14	$Y=X/(A*X+B)$	-.005	.8351189	4563.67	5

Кращі залежності  $Y=A+B*X^2$  та  $Y=A*X^B$

### 3.3 Результати обробки експериментальних значень зношування внутрішньої поверхні фрикційної накладки при $S_z = 800$ Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	0	30	163	60	270	90	403	120	690	150	918

Математичне очікува  $\bar{X} = 407.3333$   $\bar{Y} = 75$

Середньоквадратичне відхилення  $S_x = 342.105$   $S_y = 56.12486$

Помилка середньоквадратичного відхилення  $\sigma_x = 139.6638$   $\sigma_y = 22.91288$

Коефіцієнт варіації  $V_x = 83.9865$   $V_y = 74.83315$

Коефіцієнт парної кореляції  $r = .9849693$

Помилка коефіцієнта парної кореляції  $\sigma_r = 1.334282E-02$

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	-42.952	6.003809	53.943	6
<b>2</b>	<b><math>Y=A+B*X^2</math></b>	<b>89.637</b>	<b>3.850864E-02</b>	<b>49.7123</b>	<b>6</b>
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	-44962.43	37.38337	56.2507	6
4	$Y=A+B*X^3$	157.496	2.467521E-04	90.4651	6
5	$Y=A+B/X$	844.312	-23354.86	161.8598	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	.006	-4.115239E-05	483.219	5
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	-128.297	69.99886	130.1606	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	3.665	.1863218	51.0438	6
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	-.706	2.39756	57.7995	6
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	-1463.989	448.0214	111.1843	5
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	109.011	1.465055E-02	38.621	5
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	189.281	7.745076E-05	93.465	5
<b>13</b>	<b><math>Y=A*X^B</math></b>	<b>3.727</b>	<b>1.077007</b>	<b>59.6183</b>	<b>5</b>
14	$Y=X/(A*X+B)$	0	.1859407	101.3026	5

Кращі залежності  $Y=A*X^B$  ТА  $Y=A+B*X^2$

### 3.4 Побудова графічної залежності зношування внутрішньої поверхні фрикційної накладки при $S_z = 400$ Н та $S_z = 800$ Н

$$i := 0..5 \quad j := 0..5$$

$$X := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad Y := \begin{pmatrix} 0 \\ 43 \\ 165 \\ 278 \\ 500 \\ 790 \end{pmatrix} \quad Z := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad W := \begin{pmatrix} 0 \\ 163 \\ 270 \\ 403 \\ 690 \\ 918 \end{pmatrix}$$

$$A1 := 12.698 \quad B1 := 3.433953 \cdot 0.01 \quad x := 15..150 \quad y(x) := A1 + B1 \cdot x^2$$

$$A2 := 89.637 \quad B2 := 3.850864 \cdot 0.01 \quad z := 26..150 \quad w(z) := A2 + B2 \cdot z^2$$

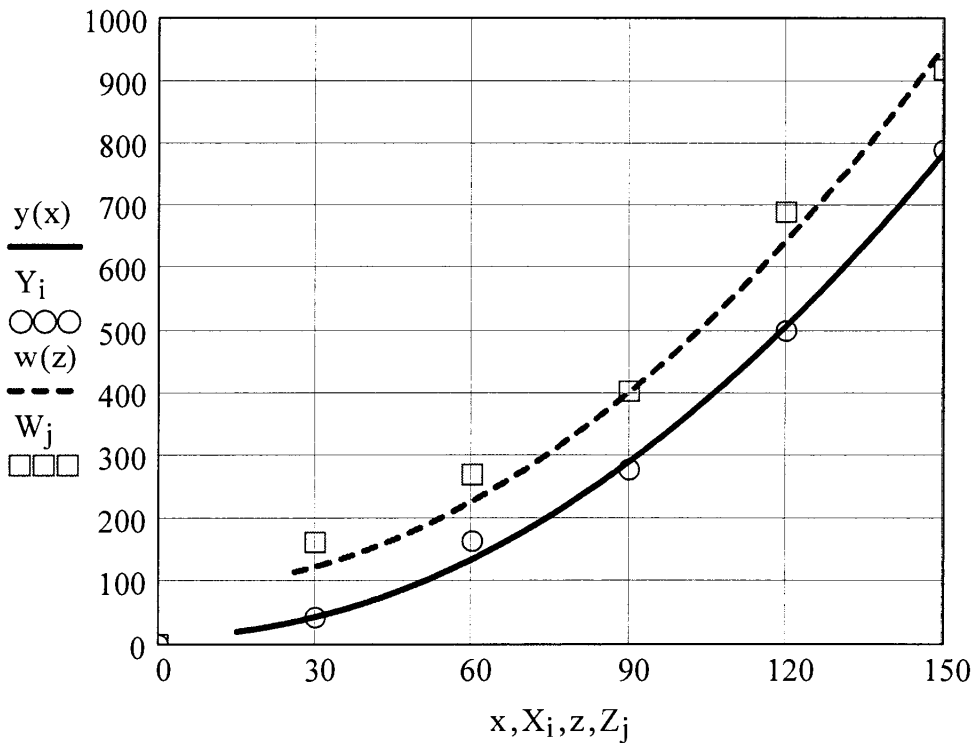


Рис. 3.1 Графік залежності зношування внутрішньої поверхні фрикційної накладки при  $S_z = 400$  Н та  $S_z = 800$  Н

### 3.5 Результати обробки експериментальних значень зношування зовнішньої поверхні фрикційної накладки при $S_z = 400$ Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	0	30	35	60	70	90	158	120	255	150	31'

Математичне очікування	139.1667	75
Середньоквадратичне відхилення	126.806	56.12486
Помилка середньоквадратичного відхилення	51.76834	22.91288
Коефіцієнт варіації	91.1181	74.83315
Коефіцієнт парної кореляції	.9834241	
Помилка коефіцієнта парної кореляції	1.470309E-02	

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	-27.476	2.221905	20.9891	6
2	$Y=A+B*X^2$	21.64	1.424554E-02	19.777	6
3	$Y=\text{SQR}(A+B*X^2)$	-5764.334	4.670485	20.7962	6
4	$Y=A+B*X^3$	47.59	9.044519E-05	37.3611	6
5	$Y=A+B/X$	309.678	-9373.02	56.6973	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	.029	-2.039929E-04	596.2736	5
7	$Y=A+B*\text{SQR}(X)$	-56.18	25.52891	51.7767	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	1.291	.1175082	20.1428	6
9	$Y=(A+B*\text{SQR}(X))^2$	-1.181	1.474829	23.7571	6
10	$Y=A+B*\text{LOG}(X)$	-605.422	177.2142	35.844	5
11	$Y=A*\text{EXP}(B*X)$	22.722	1.899958E-02	39.7517	5
12	$Y=A*\text{EXP}(B*X^2)$	47.717	9.77802E-05	62.5827	5
<b>13</b>	<b><math>Y=A*X^B</math></b>	<b>.241</b>	<b>1.434612</b>	<b>12.6735</b>	<b>5</b>
14	$Y=X/(A*X+B)$	-.003	.9795079	22.4734	5

Краща залежність  $Y=A*X^B$

### 3.6 Результати обробки експериментальних значень зношування зовнішньої поверхні фрикційної накладки при $S_z = 800$ Н

Визначення виду залежності методом найменших квадратів

Кількість точок  $N = 6$  та вхідні дані

X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
30	75	60	148	90	230	120	317	150	475	0	0

Математичне очікування 207.5 75

Середньоквадратичне відхилення 172.1659 56.12486

Помилка середньоквадратичного відхилення 70.28644 22.91288

Коефіцієнт варіації 82.97152 74.83315

Коефіцієнт парної кореляції .9882241

Помилка коефіцієнта парної кореляції 1.047068E-02

N	Вид залежності	A	B	Сер.кв.відх.	K
1	$Y=A+B*X$	-19.857	3.031429	24.0483	6
2	$Y=A+B*X^2$	47.818	1.935533E-02	26.1968	6
3	$Y=SQR(A+B*X^2)$	-11222.48	9.573291	26.5654	6
4	$Y=A+B*X^3$	81.921	1.240277E-04	46.1285	6
5	$Y=A+B/X$	431.968	-12019.8	76.1227	5
6	$Y=1/(A+B*X)$	.013	-8.686108E-05	403.2815	5
7	$Y=A+B*SQR(X)$	-64.092	35.49303	63.1	6
8	$Y=(A+B*X)^2$	2.64	.1327671	27.3636	6
9	$Y=(A+B*SQR(X))^2$	-.513	1.71348	25.6209	6
10	$Y=A+B*LOG(X)$	-741.515	227.2505	51.2053	5
<b>11</b>	<b><math>Y=A*EXP(B*X)</math></b>	<b>54.543</b>	<b>1.484448E-02</b>	<b>19.0746</b>	<b>5</b>
12	$Y=A*EXP(B*X^2)$	96.432	7.738968E-05	44.3952	5
<b>13</b>	<b><math>Y=A*X^B</math></b>	<b>1.614</b>	<b>1.114144</b>	<b>23.009</b>	<b>5</b>
14	$Y=X/(A*X+B)$	0	.4140314	26.2922	5

Кращі залежності  $Y=A*EXP(B*X)$  ТА  $Y=A*X^B$

### 3.7 Побудова графічної залежності зношування зовнішньої поверхні фрикційної накладки при $S_z = 400$ Н та $S_z = 800$ Н

$$i := 0..5 \quad j := 0..5$$

$$X := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad Y := \begin{pmatrix} 0 \\ 35 \\ 70 \\ 158 \\ 255 \\ 317 \end{pmatrix} \quad Z := \begin{pmatrix} 0 \\ 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \end{pmatrix} \quad W := \begin{pmatrix} 0 \\ 75 \\ 148 \\ 230 \\ 317 \\ 475 \end{pmatrix}$$

$$A1 := 0.241 \quad B1 := 1.434612 \quad x := 15..150 \quad y(x) := A1 \cdot x^{B1}$$

$$A2 := 1.614 \quad B2 := 1.114144 \quad z := 26..150 \quad w(z) := A2 \cdot z^{B2}$$

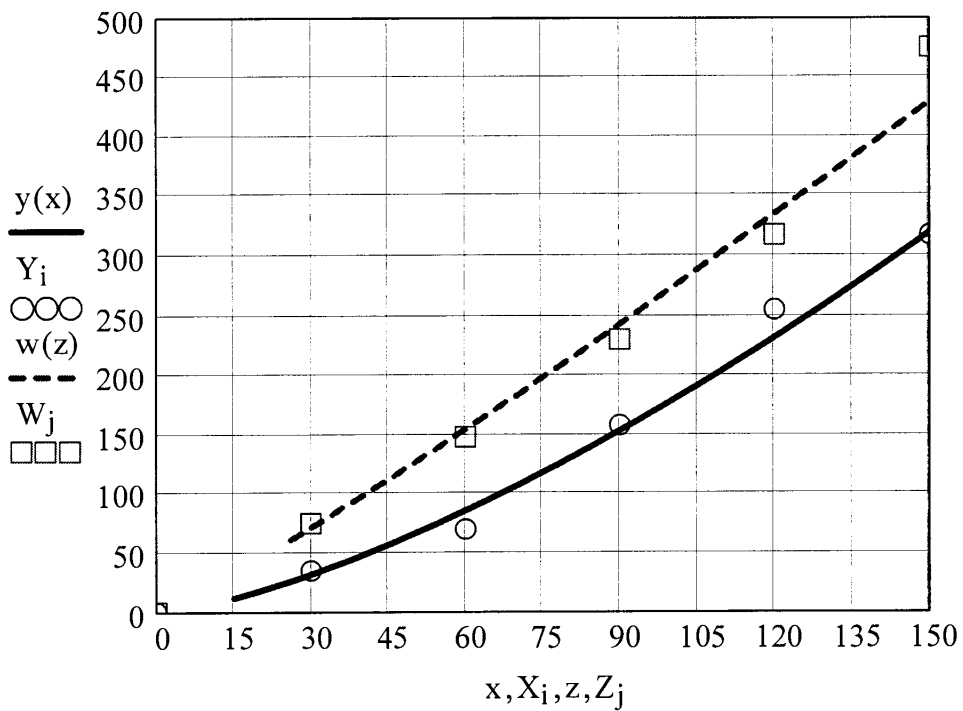


Рис. 3.2 Графік залежності зношування зовнішньої поверхні фрикційної накладки при  $S_z = 400$  Н та  $S_z = 800$  Н

Обробка експериментальних значень зношування поверхонь тертя багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-коловкового гальма від кількості гальмувань  $n$

Таблиця И.1

Результати обробки експериментальних значень зношування зовнішньої та внутрішньої поверхні фрикційної накладки гальма при  $S_3 = 400$  Н і  $S_3 = 800$  Н

Натяги збігаючої гілки стрічки $S_3$ , Н	Кількість гальмувань $n$	Зношування $i$ , мкм				Середнє значення зношування $i$ , мкм	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірча ймовірність $\alpha$	Коефіцієнт $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки $e$	Точність оцінки $\varepsilon$	Абсолютна похибка вимірювань $\Delta i$ , мкм
		№ експерименту										
		1	2	3	4							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	30	40	50	40	40	43	5				5	10
400	60	170	160	170	160	165	6				6	12
	90	270	280	270	290	278	10	0,95	1,96	2,0	9	19
	120	490	510	490	510	500	12				11	23
	150	780	790	800	790	790	8				8	16

внутрішня поверхня



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
800	30	160	170	160	160	163	5	0,95	1,96	2,0	5	10
	60	260	270	280	270	270	8				8	16
	90	400	410	390	410	403	10				10	19
800	120	680	690	700	690	690	8	0,95	1,96	2,0	8	16
	150	930	910	920	910	918	9				9	19
	зовнішня поверхня											
400	30	30	40	30	40	35	6	0,95	1,96	2,0	6	12
	60	70	80	70	60	70	8				8	16
	90	160	150	160	160	158	5				5	10
800	120	250	260	250	260	255	6	0,95	1,96	2,0	6	12
	150	320	310	320	320	317	5				5	10
	30	70	80	80	70	75	6				6	12
800	60	150	140	150	150	148	5	0,95	1,96	2,0	5	10
	90	230	220	230	240	230	8				8	16
	120	320	310	320	320	317	5				5	10
800	150	470	470	480	480	475	6	0,95	1,96	2,0	6	12

Результати обробки експериментальних значень лінійного зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь

фрикційних накладок гальма після 150-ти циклічних гальмувань при  $S_3 = 400$  Н та  $S_3 = 800$  Н

Натяги збігаючої гілки стрічки $S_3$ , Н	Номер фрикційної накладки, що потрапляє під гальмівну стрічку	Зношування $i$ , мкм				Середнє значення зношування $i$ , мкм	Емпірична дисперсія $S_i$ , мкм	Довірчий коефіцієнт $t_\alpha$	Частка середньоквадратичної похибки $e$	Точність оцінки $\varepsilon$	Абсолютна похибка вимірювань $\Delta i$ , мкм	
		1	2	3	4							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
400	1	650	650	660	670	658	10	0,95	1,96	2,0	9	19
	2	720	730	720	730	725	6					12
	3	780	790	790	790	790	8					16
	4	840	840	850	850	845	6					12
	5	860	860	870	870	868	5					10
	6	850	860	860	860	853	5					10
	7	790	800	800	800	795	6					12
	8	760	760	770	770	765	6					11
	9	710	720	720	720	718	5					10
	10	640	650	650	650	645	6					12

внутрішні поверхні

Продовження табл. И.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
800	1	680	700	690	690	690	8	0,95	1,96	2,0	8	16
	2	770	770	760	760	765	6				6	12
	3	850	850	850	860	853	5				5	10
	4	910	920	900	910	910	8				8	16
	5	930	920	930	930	928	5				5	10
	6	910	910	910	910	905	6				6	12
	7	850	860	860	860	853	5				5	10
	8	770	780	780	790	780	8				8	16
	9	740	740	730	730	735	6				6	12
	10	660	670	680	660	668	10				9	19
зовнішні поверхні												
400	1	190	190	200	200	198	6	0,95	1,96	2,0	6	12
	2	260	260	260	270	263	5				5	10
	3	330	330	340	340	335	6				6	12
	4	350	350	350	360	353	5				5	10
	5	360	360	370	370	365	6				6	12
	6	360	370	370	370	365	5				5	10
	7	340	340	350	350	345	6				6	12
	8	290	290	290	300	293	5				5	10
	9	250	240	250	250	248	5				5	10
	10	150	150	160	160	155	6				6	12

Продовження табл. И.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	зовнішні поверхні											
800	1	210	220	220	220	218	5	0,95	1,96	2,0	5	10
	2	320	320	330	330	325	6				6	12
	3	360	360	360	370	363	5				5	10
	4	370	380	380	390	380	8				8	16
	5	380	390	400	400	393	10				9	19
	6	400	410	420	410	410	8				8	16
	7	370	380	380	380	378	5				5	10
	8	350	350	340	340	345	6				6	12
	9	380	370	380	390	380	8				8	16
	10	200	200	210	200	203	5				5	10

Додаток К

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 (а, в) і другій (б, г) стадіях гальмування

а)

		$\alpha_3 = 15^\circ 4'$						
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$S_3$ , кН	$f_2$	M, 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	

б)

		$\alpha_B = 16^\circ 6'$						
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$S_3$ , кН	$f_1$	M, 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	

в)

		$\alpha_3 = 9^\circ 16'$						
		5,0	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0
$S_3$ , кН	$f_2$	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	

г)

		$\alpha_B = 9^\circ 48'$						
		5,0	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0
$S_3$ , кН	$f_1$	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	

Натяги набігаючої гілки стрічки у стрічково-колодкових гальмах з рухомими накладками

Л.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, г) стадіях гальмування

а) I б)

S <sub>3</sub> , H		α <sub>3</sub> = 15°4'						
		400	500	600	700	800	900	1000
f <sub>2</sub>		S <sub>H</sub> , Н						
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	

S <sub>3</sub> , H		α <sub>3</sub> = 16°6'						
		400	500	600	700	800	900	1000
f <sub>1</sub>		S <sub>H</sub> , Н						
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	

в)

S <sub>3</sub> , кН		α <sub>3</sub> = 9°16'						
		5	7	9	11	13	15	17
f <sub>2</sub>		S <sub>H</sub> , 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	

г)

S <sub>3</sub> , кН		α <sub>3</sub> = 9°48'						
		5	7	9	11	13	15	17
f <sub>1</sub>		S <sub>H</sub> , 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	

Л.2 Натяги набігаючої гілки стрічки 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 (а, в) і другій (б, г) стадіях гальмування

I б)

		$\alpha_3 = 15^\circ 4'$						
$S_3, H$		400	500	600	700	800	900	1000
$f_2$	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

		$\alpha_3 = 16^\circ 6'$						
$S_3, H$		400	500	600	700	800	900	1000
$f_1$	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

в)

		$\alpha_3 = 9^\circ 16'$						
$S_3, \kappa H$		5	7	9	11	13	15	17
$f_2$	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	112,00	129,00	146,0

II г)

		$\alpha_3 = 9^\circ 48'$						
$S_3, \kappa H$		5	7	9	11	13	15	17
$f_1$	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 М

Зміна теплофізичних властивостей сталі 35ХНЛ у залежності від температури

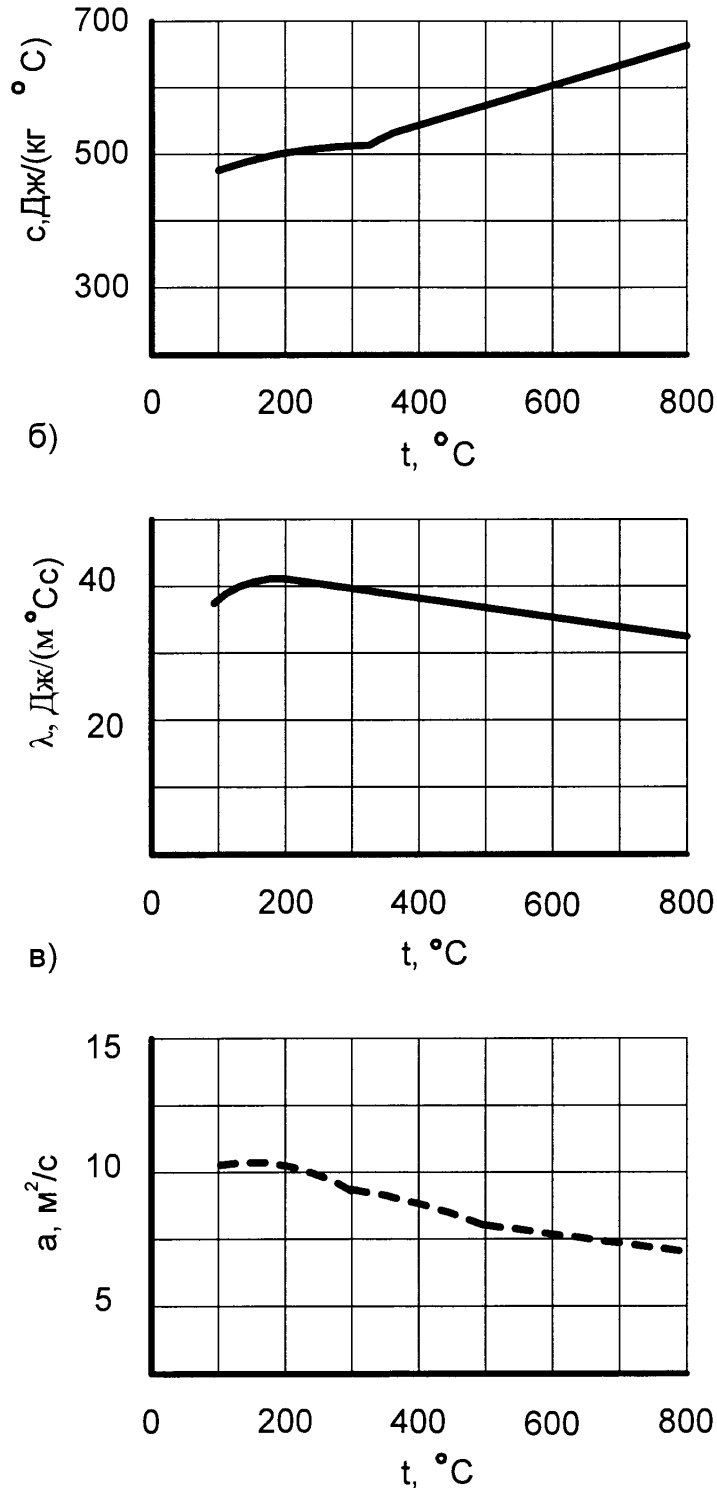


Рис. М.1 а, б, в Зміна теплофізичних властивостей сталі 35ХНЛ: а – теплоємності (с); б, в – коефіцієнтів теплопровідності ( $\lambda$ ) та температуропровідності (а)



## Додаток Н

## Кількість теплоти, необхідна для нагрівання ободу гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100

Н.1 Приклад №1. Визначення кількості теплоти, яку необхідно затратити для нагрівання ободу гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 до заданого теплового стану

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_1 = m \cdot c \cdot (t_{\text{п}} - t_0) \quad (\text{Н.1})$$

де  $m$  – маса ободу гальмівного шківа, кг;  $c$  – теплоємність матеріалу ободу гальмівного шківа, кДж/(кг·°С);  $t_{\text{п}}$ ,  $t_0$  – температури: робочої поверхні ободу гальмівного шківа та оточуючого середовища, °С.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$m = 454,0$  кг;  $c = 0,5$  кДж/(кг·°С);  $t_0 = 20$  °С;

$t_{\text{п}} = 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; 900$  та  $1000$  °С.

Результати розрахунків згідно залежності (Н.1) наведено у табл. Н.1.

Н.2 Приклад №2. Розрахунок кількості теплоти, що відводиться від виступу гальмівного шківа у фланець бурової лебідки ЛБУ-1100

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_1' = 2\pi\Delta R\lambda\delta\nabla t m \tau I_1(m\Delta R) / I_0(m\Delta R), \quad (\text{Н.2})$$

де  $\Delta R$  – висота виступу ободу гальмівного шківа зі сторони фланця барабана лебідки, м;  $\delta$  – товщина виступу ободу гальмівного шківа, м;  $m$  – емпіричний

коефіцієнт, що враховує співвідношення коефіцієнта теплопровідності матеріалу та коефіцієнта радіаційного випромінювання,  $\frac{1}{^\circ\text{C}}$  [47];  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ободу гальмівного шківа,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $\nabla t$  – градієнт температур між робочою поверхнею ободу шківа та торцем його виступу,  $\frac{^\circ\text{C}}{\text{м}}$ ;  $I_1(m\Delta R)$ ,  $I_0(m\Delta R)$  – функція Бесселя уявного аргументу.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$$\Delta R = 0,22 \text{ м}; \delta = 0,028 \text{ м}; \lambda = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C});$$

$$\tau = 1000; 2000; 3000; 4000; 5000; 6000; 7000; 8000; 9000 \text{ та } 10000 \text{ с.}$$

Результати розрахунків згідно залежності (Н.2) наведено у табл. Н.1.

Таблиця Н.1

Нагрівання та кондуктивний теплообмін гальмівного шківа  
бурової лебідки ЛБУ-1100

$t_{\text{п}},$ $^\circ\text{C}$	$t_0,$ $^\circ\text{C}$	$Q_1,$ МДж	$\nabla t,$ $^\circ\text{C}/\text{м}$	$m,$ $1/^\circ\text{C}$	$I_1 m\Delta R$	$I_0 m\Delta R$	$I_1 m\Delta R / I_0 m\Delta R$	$Q'_1,$ МДж
100	20,0	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	1131,00	69,43	76,43	0,908	90,17

## Додаток П

Кількість теплоти, що відводиться від полірованої та матової поверхонь ободу гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 радіаційним теплообміном в оточуюче середовище

Приклад №3. Визначення кількості теплоти, що відводиться від полірованої та матової поверхонь ободу гальмівного шківа радіаційним теплообміном в оточуюче середовище

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_2 = (c_1 \cdot A_1 + c_2 \cdot A_2) \left[ \left( \frac{273 + t_{\text{п}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_0}{100} \right)^4 \right] \cdot \tau, \quad (\text{П.1})$$

де  $c_1, c_2$  – коефіцієнти випромінювання теплоти від полірованої та матової поверхонь гальмівного шківа,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}^4)$ ;  $A_1, A_2$  – площі: полірованої та матової поверхонь ободу гальмівного шківа,  $\text{м}^2$ ;  $t_{\text{п}}, t_0$  – температури: робочої поверхні ободу гальмівного шківа та оточуючого середовища,  $^\circ\text{C}$ ;  $\tau$  – час радіаційного теплообміну.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$$t_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{п}} = 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; 900 \text{ та } 1000 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$A_1 = 1,139 \text{ м}^2; A_2 = 2,014 \text{ м}^2; c_1 = 5,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}^4); c_2 = 18,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}^4).$$

Результати розрахунків згідно залежності (П.1) наведено у табл. П.1.

Таблиця П.1

Радіаційний теплообмін поверхонь гальмівного шківа  
бурової лебідки ЛБУ-1100

$t_{\text{п}},$ °C	$t_{\text{о}},$ °C	Тепловий потік (у кВт), що відводиться радіаційним теплообміном від поверхонь гальмівного шківа			Кількість теплоти $Q_2$ (у МДж), що відводиться радіаційним теплообміном від поверхонь гальмівного шківа
		сумарна $q_2$	матової $q_2^{\text{м}}$	полірованої $q_2^{\text{п}}$	
100	20,0	5,09	4,35	0,74	0,509
200		18,14	15,49	2,65	1,814
300		42,69	36,45	6,24	4,269
400		84,05	71,77	12,28	8,405
500		148,60	128,01	20,59	14,860
600		243,72	208,11	35,61	24,372
700		377,80	322,60	55,20	37,780
800		560,73	478,87	81,86	56,073
900		801,47	684,36	117,11	80,147
1000		1112,96	950,34	162,62	111,3

## Додаток Р

Кількість теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 при природному конвективному теплообміні

Приклад №4. Визначення кількості теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 при природному конвективному теплообміні

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_3 = \alpha_1 A_4 (t_{\text{п}} - t_o) \tau, \quad (\text{P.1})$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі при природній конвекції від поверхонь гальмівного шківа при його нерухомому стані, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $A_4$  – сумарна площа поверхні теплообміну гальмівного шківа, м<sup>2</sup>;  $\tau$  – час природного конвективного охолодження шківа, с.

Розрахунки виконувались за наступних вихідних даних:

$$A_4 = 3,153 \text{ м}^2;$$

$$\alpha_1 = 21,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C});$$

$$t_o = 20 \text{ °C};$$

$$t_{\text{п}} = 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; 900 \text{ та } 1000 \text{ °C};$$

$$\tau = 1000; 2000; 3000; 4000; 5000; 6000; 7000; 8000; 9000 \text{ та } 10000 \text{ с.}$$

Результати розрахунків згідно залежності (P.1) наведено у табл. P.1.

## Природний конвективний теплообмін гальмівного шківa бурової лебідки ЛБУ-1100

		Час природного конвективного охолодження $\tau$ , с									
$t_p$ , °C	$t_o$ , °C	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
		Кількість теплоти, що відводиться $Q_3$ , МДж									
100	20,0	5,30	10,59	15,89	21,19	26,49	31,78	37,08	42,38	47,67	52,97
200		11,92	23,83	35,75	47,68	59,60	83,43	85,00	95,36	107,26	119,18
300		18,55	37,07	55,62	74,17	92,72	111,23	129,78	148,33	166,85	185,40
400		25,18	50,30	75,48	100,62	125,83	150,06	176,13	201,31	226,43	251,61
500		31,80	63,54	95,34	127,14	168,94	190,62	222,48	254,28	286,02	317,82
600		38,43	76,78	115,20	153,63	192,05	230,41	268,83	307,26	345,61	384,03
700		45,05	90,02	135,07	180,11	225,17	270,13	315,18	360,23	405,20	450,25
800		51,68	103,25	154,93	206,60	258,28	309,86	361,53	413,21	464,28	516,46
900		58,30	116,49	174,79	234,19	291,39	349,58	407,88	466,18	524,37	582,67
1000		64,88	129,73	194,65	259,58	324,50	389,31	454,23	519,16	583,96	648,88

## Додаток С

Кількості теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 при вимушеному конвективному теплообміні

Приклад №5. Визначення кількості теплоти, що розсіюється від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100 при вимушеному конвективному теплообміні

Розрахунки виконувались за наступною залежністю:

$$Q_4 = \alpha_2 A_4 (t_{\text{п}} - t_0) \tau, \quad (\text{С.1})$$

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:

$$A_4 = 3,153 \text{ м}^2;$$

$$n = 100 \text{ хв}^{-1} \text{ та } \alpha_2 = 29,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$n = 150 \text{ хв}^{-1} \text{ та } \alpha_2 = 40,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$n = 200 \text{ хв}^{-1} \text{ та } \alpha_2 = 51,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

$$t_{\text{п}} = 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; 900 \text{ та } 1000 \text{ °С}; t_0 = 20 \text{ °С};$$

$$\tau = 1000; 2000; 3000; 4000; 5000; 6000; 7000; 8000; 9000 \text{ та } 10000 \text{ с.}$$

Результати розрахунків згідно залежності (С.1) наведено у табл. С.1.

## Вимушений конвективний теплообмін поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки ЛБУ-1100

$t_p, ^\circ\text{C}$	$t_o, ^\circ\text{C}$	Час вимушеного конвективного охолодження $\tau, \text{с}$									
		1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
		Кількість теплоти, що відводиться $Q_4, \text{МДж}$ при $n = 100 \text{ хв}^{-1}$ ; $\alpha_2 = 29,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$									
100	20,0	7,53	15,05	22,58	30,11	37,64	45,16	52,69	60,22	67,74	75,27
200		16,94	33,87	50,81	67,74	84,68	101,62	118,55	135,49	152,43	169,36
300		26,35	52,69	79,04	105,38	131,37	158,07	184,42	210,76	237,11	263,45
400		35,75	71,51	107,26	143,02	178,77	214,53	250,28	286,03	321,79	357,54
500		45,16	90,33	135,49	180,65	225,82	270,98	316,14	361,31	406,47	451,63
600		54,57	109,14	163,72	218,89	272,86	327,43	382,01	436,58	491,15	545,72
700		63,98	127,96	191,94	255,92	319,91	383,83	447,87	511,85	575,83	639,81
800		73,39	146,78	220,17	293,56	366,95	440,34	513,73	587,12	660,51	733,90
900		82,80	165,60	248,40	331,20	414,00	496,80	579,60	662,40	745,19	828,00
1000		92,21	184,42	276,62	368,83	461,04	553,25	645,46	737,67	829,87	922,08
		Кількість теплоти, що відводиться $Q_4, \text{МДж}$ при $n = 150 \text{ хв}^{-1}$ ; $\alpha_2 = 40,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$									
100	20,0	10,33	20,66	30,99	41,32	51,65	61,98	72,31	82,64	92,97	103,30
200		23,24	46,48	69,72	92,97	116,21	139,45	162,69	185,33	209,17	232,42
300		36,15	72,31	108,46	144,61	180,77	216,82	252,98	289,23	325,38	361,54
400		49,07	98,13	147,20	196,26	245,33	294,33	343,46	392,52	441,59	490,66
500		61,98	123,96	185,93	247,91	309,89	371,87	433,84	495,82	557,80	619,78
600		74,89	149,78	224,67	299,56	374,45	449,34	524,23	599,12	674,01	748,90
700		87,80	175,60	263,40	351,21	439,01	526,81	614,61	702,41	790,21	878,02
800		100,71	201,43	302,14	402,85	503,57	604,28	705,00	805,71	906,42	1007,14
900		113,63	227,25	340,88	454,50	568,13	681,75	795,38	909,00	1022,63	1136,26
1000		126,54	253,08	379,61	506,15	632,69	759,23	885,76	1012,30	1138,84	1265,38



		Час вимушеного конвективного охолодження $\tau$ , с									
$t_p$ , °C	$t_o$ , °C	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
		Кількість теплоти, що відводиться $Q_4$ , МДж при $n = 200 \text{ хв}^{-1}$ ; $\alpha_2 = 51,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C})$									
100	20,0	12,32	25,84	38,77	51,68	64,61	77,53	90,46	103,38	116,30	129,22
200		29,08	58,15	87,23	116,30	145,38	174,45	203,53	232,60	261,68	290,75
300		45,23	90,46	135,69	180,91	226,14	271,37	316,60	361,83	407,06	452,28
400		61,38	122,76	184,14	245,53	306,91	368,29	429,67	491,05	552,43	613,81
500		77,53	155,07	232,60	310,14	387,67	465,21	542,74	620,28	697,81	775,34
600		93,69	187,37	281,06	374,75	468,44	562,12	655,81	749,50	843,13	936,87
700		109,84	219,68	329,52	439,36	549,20	659,04	768,88	878,72	988,56	1038,40
800		125,99	251,99	377,98	503,97	630,00	755,96	881,95	1007,35	1133,94	1259,93
900		142,15	284,39	426,44	568,59	710,73	852,88	995,02	1137,17	1279,32	1421,46
1000		158,30	316,60	474,90	633,20	791,50	949,80	1108,10	1266,40	1424,69	1582,99

УЗГОДЖЕНО”

Директор з наукової роботи  
Львівського національного  
технічного університету нафти і газу  
проф. Карпаш О.М.  
2005 р.



“СХВАЛЮЮ”



головний інженер  
промислового управління  
вугільно-газовидобування”  
Чопань С.В.  
2005р.

### АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

На протязі 2002-2005 років під керівництвом проф. Є.І. Крижанівського виконувалась держбюджетна робота, що присвячена розробленню нових типів фрикційних вузлів; кріпленню фрикційних накладок до гальмівної стрічки; перерозподілу питомих навантажень між гілками гальмівної стрічки; систем примусового типу охолодження серійних та нових типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

У результаті виконання робіт к.т.н., доцентом Вольченком Д.О., аспірантами Кришкою Л.І. та Сторожем Я.Б. отримано наступне:

1. Розроблено пристрій стрічково-колодкового гальма з двома поверхнями тертя та системою охолодження (деклараційний патент України № 64996 А), що дозволяє суттєво покращити експлуатаційні параметри пар тертя (збільшення сумарного гальмівного моменту) його внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлів та збільшити ресурс фрикційних накладок у середньому у 1,2 рази у порівнянні з серійним гальмом та спосіб керування питомими навантаженнями на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (деклараційний патент України № 63418 А), що дозволяє керувати перерозподілом питомих навантажень на гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки для підвищення ресурсу його фрикційних накладок. Запропоновано двоступеневе стрічково-колодкове гальмо з тришаровим гумовотросовим кільцем, що дозволяє працювати парам тертя у “м’якому” режимі (позитивне рішення на видання патенту на винахід Росії по заявці № 2003130665/11).
2. Розроблено нові типи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. В останньому з обертальними фрикційними накладками, встановленими на гальмівному шківі з натягом та без нього, на різних стадіях гальмування, досягається при зміні поверхонь тертя квазівирівнювання питомих навантажень на зовнішніх та внутрішніх парах тертя, і як наслідок, рівномірне зношування поверхонь фрикційних накладок. Розроблені нові типи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок захищені деклараційними патентами на винахід України № 68797 А та патентом на винахід Росії № 2221172.
3. Розроблені системи та пристрої, а також запропоновані способи для охолодження пар тертя серійних (патенти на винаходи Росії №№ 2134368; 2221175) та рухомих (патенти на винаходи Росії №№ 2224926; 2222728) фрикційних пар гальма. Технічним результатом є підвищення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма шляхом збільшення ресурсу пар тертя за рахунок зниження поверхневих температур (при цьому досягається зниження рівня теплонавантаженості пар тертя фрикційних вузлів у середньому на 20%).
4. Економічний ефект досягнуто за рахунок перерозподілу та вирівнювання навантажень між зовнішніми та внутрішніми парами тертя у багатопарних фрикційних вузлах, зниження теплонавантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, що дозволило збільшити ресурс, у середньому, в 1,2-1,3 рази у порівнянні з серійними парами тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Робота прийнята до впровадження у Стрийському цеху капремонту свердловин (с.Пукеничі, Стрийський район, Львівська обл. Україна).

У результаті впровадження при одній заміні фрикційних накладок на гальмівному шківі економічний ефект на стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки підйомного агрегата УПА-50 складає 145,6 гривень (сто сорок п'ять гривень 60 коп.) при заміні комплекту фрикційних накладок в кількості 44 шт.

Члени комісії:

Головний механік ГПУ "Львівгазвидобування"

І.І.Мельник

Начальник Стрийського ЦКРС

А.В.Чепіль

Старший механік ЦКРС

М.М.Рудавець

Ст.інженер-механік

П.Й.Федоришин



*[Handwritten signature]*

*[Handwritten signature]*

*[Handwritten signature]*

„УЗГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи  
Івано-Франківського національного  
технічного університету нафти і газу

проф. О.М. Карпаш

„16” 02070855 2005р.

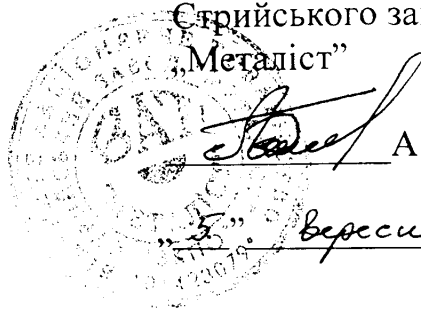


„СХВАЛЮЮ”

Генеральний директор  
Стрийського заводу  
„Металіст”

А.М. Бойків

„5” вересня 2005р.



## АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Впродовж 2002-2005 рр. під керівництвом д.т.н., проф. Крижанівського Є. І. проводилася держбюджетна робота, що присвячена розробці: нових типів фрикційних вузлів; перерозподілу питомих навантажень між гілками гальмівної стрічки; нових гальмівних стрічок; пристроїв примусового типу для охолодження серійних та нових типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

У результаті виконання робіт к.т.н., доцентом Вольченком Д. О., аспірантами Криштопою Л. І. та Сторожем Я. Б. отримано наступне:

1. Розроблено нові типи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. В останньому з обертальними фрикційними накладками, встановленими на гальмівному шківі з натягом та без нього, на різних стадіях гальмування, досягається при зміні поверхонь тертя квазірівнювання питомих навантажень на зовнішніх та внутрішніх парах тертя, і як наслідок, рівномірне зношування поверхонь фрикційних накладок. Розроблені нові типи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок захищені деклараційними патентами на винахід України №68797 А та патентом на винахід Росії №2221172.

2. Розроблені системи та пристрої, а також запропоновані способи для охолодження пар тертя серійних (патенти на винаходи Росії №№2134368; 2221175) та рухомих (патенти на винаходи Росії №№2224926; 2222728) фрикційних пар гальма. Технічним результатом є підвищення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма шляхом збільшення ресурсу пар тертя за рахунок зниження поверхневих температур (при цьому досягається зниження рівня теплонавантаженості пар тертя фрикційних вузлів у середньому на 20%)

3. Розроблено пристрій стрічково-колодкового гальма з двома поверхнями тертя та системою охолодження (деклараційний патент України №64996 А), що дозволяє суттєво покращити експлуатаційні параметри пар тертя (збільшення сумарного гальмівного моменту) його внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлів та збільшити ресурс

фрикційних накладок у середньому у 1,1-1,25 рази у порівнянні з серійним гальмом та спосіб керування питомими навантаженнями на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (деклараційний патент України №63418 А), що дозволяє керувати перерозподілом питомих навантажень на гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки для підвищення ресурсу його фрикційних накладок. Запропоновано двоступінчате стрічково-колодкове гальмо з тришаровим гумовотросовим кільцем, що дозволяє працювати парам тертя у „м'якому” режимі (позитивне рішення на видання патента на винахід Росії по заявці №2003130665/11).

4. Економічний ефект досягнуто за рахунок перерозподілу навантажень між зовнішніми та внутрішніми парами тертя у багатопарних фрикційних вузлах, квазівирівнювання у них питомих навантажень та зниження теплонавантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, що дозволило збільшити ресурс накладок у 1,15-1,3 рази у порівнянні з серійними парами тертя гальма.

Робота прийнята до впровадження на Стрийському заводі „Металіст” (м. Стрий, Львівська обл., Україна). У результаті впровадження встановлено, що при одній заміні комплекту фрикційних накладок ефект складає 125,3 гривень (сто двадцять п'ять гривень 30 коп.) на стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки установки АОРС-60.

Представники заводу „Металіст”:

Технічний директор

Начальник технічного відділу

/Чех Б.В./

/Леськів М.В./

