

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

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Стадник Олег Богданович

УДК 621.891(043.3)

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОКРАЩАННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВУЗЛІВ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ ПІДНІМАЛЬНО- ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

05.05.05 – Піднімально-транспортні машини

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора
філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ О. Б. Стадник

Науковий керівник:
Вольченко Олександр Іванович,
доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2017

АНОТАЦІЯ

Стадник О. Б. Обґрунтування параметрів та покращання фрикційних властивостей вузлів гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 – «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2017.

Розглянуто шляхи зниження енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкових гальм для приводів піднімально-транспортних машин. Обґрунтовано основні конструктивні параметри гальмівного диска з використанням методу геометричного програмування та ресурсу фрикційних накладок на основі методу оцінки потужності тертя вузлів гальма. Реалізовано засоби зниження енергонавантаженості пар тертя гальма за рахунок використання удосконалених гальмівних дисків, які інтенсифікують кондуктивне та випарювально-конденсаційне охолодження їх матових та полірованих поверхонь. Ефективне зниження енергонавантаженості пар тертя гальма суттєво підвищило його експлуатаційні параметри.

Запропоновано ряди еквівалентності між різними динамічними моделями дисково-колодкових гальм і модульним гальмом шахтної піднімальної машини за характеристичним критерієм потужності з покращеними зносо-фрикційними властивостями їх робочих поверхонь.

Ключові слова: гальмівні пристрої, дисково-колодкове гальмо, шахтна піднімальна машина, пари тертя, енергонавантаженість, гальмівні режими, експлуатаційні параметри, зносо-фрикційні властивості.

SUMMARY

Stadnyk O. B. Justification of parameters and improvement of friction properties of braking devices assemblies of the lifting-and-shifting machines. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

The thesis for the Degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.05.05 – lifting-and-shifting machines. – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2017.

The paper considers the ways of reducing the energy loading of friction pairs of disk-block brakes for drives of lifting-and-shifting machines. The basic design parameters of the brake disk with the use of the geometric programming method and the resource of friction overlays are grounded on the basis of the method of estimating the friction power of the braking units. The means of reducing the energy loading of the friction pairs due to the use of advanced brake discs intensifying conductive and evaporationcondensation cooling of their matte and polished surfaces are implemented. The effective reduction of the energy loading of friction pairs of the brake significantly increased its operating parameters.

The author suggests the series of equivalence between different dynamic models of disk brakes and a modular brake of a mine winder according to the characteristic criterion of power with the improved wear and friction properties of their working surfaces.

Keywords: braking devices, disk-block brake, mine winder, friction pairs, energy loading, braking regimes, operating parameters, wear and friction properties.

Список публікацій здобувача:

1. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств. Стандарт / [А.Х. Джанахмедов, Дж. Г. Гурбанов, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык]. – Баку: Апострофф, 2016 – 264 с.

2. Вольченко Н. А. Экспериментальные исследования энергонагруженности металлополимерных пар трения барабанно-колодочных тормозов автотранспортных средств / Н. А. Вольченко, С. И. Криштопа, П. С. Красин, О. Б. Стадник // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2014. – Вип. 3(64). – С. 67-74.

3. Журавлев Д. Ю. Энергонагруженность фрикционного взаимодействия пар трения барабанно-колодочных тормозов / Д. Ю. Журавлев, Я. В. Курыляк, О. Б. Стадник // Міжвуз. зб. «Наукові нотатки». – Луцьк, 2014. – Вип. 45. – С. 198-203.

4. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть первая) / Д. Ю. Журавлев, С. И. Криштопа, И. О. Бекиш, А. В. Возный, О. Б. Стадник // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2014. – Вип. 4(65). – С. 47-59.

5. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть вторая) / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, С. И. Криштопа, Д. Ю. Журавлев, О. Б. Стадник // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 1(66). – С. 64-81.

6. До питання визначення кількості повітря, яке омиває поверхні різних типів дисків у дисково-колодковому гальмі (частина перша) / Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, О. Б. Стадник // Прикарпатський вісник НТШ. Число. – Івано-Франківськ, 2015. – Вип. 1(29). – С. 358-369.

7. Нанотрибология при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Д. А. Вольченко, И. О. Бекиш, М. Я. Джавадов, Д. Ю. Журавлев, А. Ю. Журавлев О. Б. Стадник // Науковий вісник – Всеукраїнський наук.-техн. журнал. – Івано-Франківськ, 2015. – №1 (38). – С. 35-45.

8. Стадник О. Б. Импульсная и длительная энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства / О. Б.

Стаднык // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 2(67). – С. 42-52.

9. Энергонагруженность фрикционных узлов тормозных устройств при различных режимах их испытаний / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, С. И. Криштопа, О. Б. Стаднык // Вестник Азербайджанской инженерной академии, 2015. – Вып. 7(4). – С. 18-35.

10. Вольченко Н. А. К вопросу оптимизации конструктивных параметров пар трения дисково-колодочного тормоза / Н. А. Вольченко, А. В. Возный, А. Н. Вудвуд, О. Б. Стаднык // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 3(68). – С. 21-30.

11. Энергонагруженность дисков в парах трения «диск-колодка» тормозных устройств автотранспортных средств (часть вторая) / П. С. Красин, Н. А. Вольченко, Н. В. Кашуба, О. Б. Стаднык // Научный журнал КубГАУ, 2015. – №110(06). – С. 1-17 (<http://ej.kubagro.ru/2015/06/pdf/64.pdf>).

12. Стаднык О. Б. Методы и средства повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / О. Б. Стаднык // Наук. журнал «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті». – Луцьк, 2016. – Вип. 1(5). – С. 383-388.

13. Вольченко А. И. Робастическая методология разработки фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов (часть первая) // А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал. – Одеса: Одеський національний політехнічний університет. – 2016. – Вип. 4 (52). – С. 26-34.

14. Возный А. В. Энергонагруженность пар трения в дисково-колодочных тормозных устройствах / А. В. Возный, В. С. Витвицкий, О. Б. Стаднык // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2017. – Вип. 1(74). – С. 49-64.

15. К вопросу об использовании динамических моделей дисково-колодочных тормозов транспортных средств в приводах подъемно-транспортных машин / Д. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык, В. С.

Витвицкий // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн. – К.: НАУ. – 2017. – Вип. 2(75). – С. 24-37.

16. Вольченко А. И. Нанотрибологические электрические процессы в парах трения тормозных устройств / А. И. Вольченко, О. Б. Стадник, Е. В. Гороть // Вестник СевНТУ, серия «Машиноприборостроение и транспорт»: Материалы XVII международн. научн.-техн. конф. – Севастополь, 2014. – Вып. 152. – С. 34-37.

17. Вольченко М. Теорія, розрахунок і конструювання різних типів дисків для гальмівних пристроїв / М. Вольченко, П. Красін, О. Стадник // 12-й міжнар. симпоз. українськ. інж.-механ. у Львові, 28-29 травня 2015 р. : тези доповід. – Львів, 2015. – С. 170-171.

18. Теория, расчет и конструирование различных типов дисков для тормозных устройств / А. И. Вольченко, П. С. Красин, В. Я. Малык, О. Б. Стадник // Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції, 8-9 травня 2015 р. – Дрогобич, 2015. – С. 121-126.

19. Вольченко О. І. Хвильова природа зміни експлуатаційних параметрів при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв / О. І. Вольченко, Я. В. Куриляк, О. Б. Стадник // LXXI наук. конф. проф. виклад. складу, асп., студент. та співробітн. відокремл. структур. підрозд. Національного транспортного університету, 13-15 травня 2015 р. : тези доповід. – К.: НТУ, 2015. – С. 553.

20. Оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения дисково-колодочных тормозных устройств / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стадник // Енергоощадні машини і технології: тези доповідей II міжнародн. наук.-техн. конф., 29 вересня – 1 жовтня 2015 р. : тези доповід. – К.: Київський національний університет будівництва і архітектури, 2015. – С. 104.

21. Проектний і перевірний розрахунок фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм / О. І. Вольченко, А. В. Возний, О. Б. Стадник, В. С.

Витвицький // LXXII наук. конф. проф. виклад. складу, асп., студент. та співробітн. відокремл. структур. підрозд. Національного транспортного університету, 11-13 травня 2016 р. : тези доповід. – К.: НТУ, 2016. – С. 527.

22. Возный А. В. Системотехника при исследовании пар трения дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин / А. В. Возный, О. Б. Стадник, В. С. Витвицкий // Матеріали V міжнародної науково-практичної конференції студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя», 19 квітня 2017 р. – Краматорськ, 2017. – С. 48–54.

23. Возный А. В. Применение дисково-колодочных тормозов в подъемно-транспортных машинах / А. В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Матеріали V міжнародної наукової конференції «Наука третього тисячоліття», 29 квітня 2017р. - Моррісвіль, США, 2017. – С. 34-38.

24. Пат. 112900 Україна, F16D 49/08, F16D 49/10, F16D 49/12. Пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, А. В. Возний, О. Б. Стадник; заявник і патентотримувач Івано-Франківський нац. техн. ун-т. нафти і газу. – № 201500336; заявл. 16.01.15. опубл. 10.11.16, Бюл. №21.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	17
1.1 Дисково-колодкові гальмівні механізми: пристрій, режими роботи та особливості конструкцій гальмівних дисків	17
1.2 Енергонавантаженість плям контактів мікровиступів пар тертя дисково-колодкових гальм.....	26
1.3 Уплив енергонавантаженості фрикційних вузлів гальм на їх зносо-фрикційні властивості	39
1.4 Шляхи підвищення ефективності пар тертя дисково-колодкових гальм.....	45
1.4.1 Розрахунковими методами і конструктивними удосконаленнями.....	45
1.4.2 Вимушеним і примусовим охолодженням	48
1.5 Конструкції, робота і режими експлуатації модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини.....	54
1.6 Задачі досліджень	64

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТА ЇЇ ЗНИЖЕННЯ	65
2.1 Оптимальне керування енергонавантаженістю при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя дисково-колодкового гальма при підведенні теплоти:.....	65
2.1.1 Довготривалому	65
2.1.2 Імпульсному	71
2.2 Енергонавантаженість гальмівних дисків при визначенні	74

2.2.1 Напружено-деформованого стану	74
2.2.2 Конструктивних параметрів	78
2.3 Визначення витрати повітря, що омиває матові і поліровані поверхні гальмівних дисків	84
2.4 Особливості конструкцій і робота вдосконалених гальмівних дисків, і теплові струми, що циркулюють в їх тілі	90
2.5 Принципи конструювання гальмівних дисків	95
Висновки	99

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ

ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА	101
3.1 Задачі досліджень і основні геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів гальм	101
3.2 Прилади і датчики для вимірювання досліджуваних параметрів	103
3.3 Формування контурної площі контакту пар тертя дисково-колодкового гальма	112
3.4 Поширення і циркуляція теплових хвиль в тілі гальмівних дисків різних типів при їх енергонавантаженості.....	122
3.5 Енергонавантаженість серійних і вдосконалених пар тертя дисково- колодкових гальм в різних умовах дослідження.....	126
3.5.1 Лабораторних	126
3.5.2 Експлуатаційних	130
3.6 Оцінка ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкових гальм	137
Висновки.....	141

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИ І ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ

ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ	143
4.1 Математична модель електротермомеханічного контакту мікровиступів металополімерних пар тертя «диск-накладки» гальма ...	143
4.2 Природа руйнування тепловими імпульсами зарядів, що генеруються мікровиступами поверхонь тертя	151
4.3 Особливості розрахунку конструктивних параметрів гальмівних дисків.....	155
4.3.1 Обмеження при розрахунку металополімерних пар тертя гальм	155
4.3.2 Вплив експлуатаційних параметрів дисково-колодкового гальма на енергонавантаженість його дисків	157
4.4 Визначення оптимальних конструктивних параметрів енергонавантажених гальмівних дисків	162
4.5 Особливості алгоритму, програма розрахунку та результати обчислень конструктивних параметрів гальмівних дисків	169
4.6 Метод оцінки енергетичної навантаженості пар тертя дисково- колодкових гальм шахтної піднімальної машини.....	175
4.7 Підвищення ефективності та надійності металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин.....	183
Висновки.....	190
ВИСНОВКИ.....	192
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	194
ДОДАТКИ.....	212

ВСТУП

Актуальність теми. У будь-яких гальмівних пристроях, що використовуються в піднімально-транспортних і дорожно-будівельних машинах, транспортних засобах та в інших галузях народного господарства, суттєву роль відіграє енергонавантаженість їхніх фрикційних вузлів. Вона в значній мірі при довготривалому або при циклічному гальмуванні машини залежить від швидкості її руху і маси вантажу. При високому рівні енергонавантаженості спостерігається зниження гальмівного моменту через підвищення температури на поверхнях тертя металевих і неметалевих фрикційних елементів, які мають різну геометрію спряжених поверхонь. Якщо температура поверхонь тертя перевищує допустиму для матеріалів фрикційних накладок, то спостерігається зниження ефективності гальмування, при цьому відбувається інтенсивний знос робочих поверхонь та їхнє руйнування. У той же час через великі температурні градієнти на поверхні металевих елементів тертя розвиваються високі температурні напруження, які сприяють зародженню і розвитку мікротріщин, що призводить до його руйнування.

Дослідженню динамічних і теплових процесів у парах тертя різних видів гальмівних пристроїв та фрикційних муфт присвячені праці М.П. Александрова, В. О. Богомолва, М. О. Бухаріна, О. І. Вольченка, Б. Б. Генбома, А. Б. Гредескула, Г. С. Гудза, І. Б. Гевка, В. А. Дем'янюка, А. Х. Джанахмедова, І. В. Крагельського, І. Ф. Метлюка, М. А. Подригала, А. М. Туренка, Я. Є. Фаробіна, А. В. Чичинадзе, Є. А. Чудакова, F. Charron, H. Dorner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, Y. Weib та інших учених.

Забезпечення ефективної і безпечної роботи пар тертя дисково-колодкових гальм піднімально-транспортного устаткування, особливо модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини, стає можливим через визначення раціональних конструктивних параметрів пар тертя різних типів. Проте у сфері проектування фрикційного вузла дисково-колодкового гальма відсутній комплексний підхід і поєднання динамічного й

теплого розрахунку для визначення раціональних конструктивних параметрів його елементів, що дозволило б спроектувати фрикційний вузол гальма з умови забезпечення необхідного гальмівного моменту високої енергоємності. Тому проблема створення ефективного гальмівного механізму залишається актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана у рамках гранту за держбюджетною темою Д-4-15Ф з назвою проекту «Розробка наукових основ створення з'єднань з металополімерних композитних матеріалів та керування їх зносо-фрикційними властивостями» (номер державної реєстрації №0115УФ02279). Дисертаційна робота відповідає концепції розвитку піднімально-транспортного обладнання, затвердженій розпорядженням КМУ за №452-Р від 03.08.2006 р.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – оптимізація конструктивних параметрів різних типів дисків при достатній енергоємності дисково-колодкових гальм для неперевищення допустимої енергонавантаженості їх вузлів тертя та використання пар тертя на основі динамічних моделей в модульних дисково-колодкових гальмах шахтних підйомних машин. Для досягнення мети поставлено такі задачі:

- запропонувати метод ймовірної оцінки контурної площі контактів пар тертя та встановити її вплив на закономірності зміни експлуатаційних параметрів гальма;

- розробити теплову модель гальмівного диска з незалежними біговими доріжками тертя, що виключають взаємний вплив теплових хвиль на їх енергонавантаженість, та встановити закономірності циркуляції теплових струмів у тілі гальмівних дисків;

- оцінити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм на енергонавантаженість гальмівних дисків, а також на теплові напруження дисків, з яких складені ободи гальмівних барабанів і шківів;

- розробити метод оцінки ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкового гальма;
- оптимізувати конструктивні параметри різних типів гальмівних дисків, виходячи з їхньої регламентованої енергонавантаженості;
- розробити метод оцінки енергетичної навантаженості пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини.

Об'єкт дослідження - енергонавантаженість динамічної моделі пар тертя дисково-колодкових гальм на різних режимах їх випробувань.

Предмет дослідження - закономірності впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм на енергонавантаженість і енергоємність різних типів дисків їхніх пар тертя для подальшого використання в модульному гальмі шахтної піднімальної машини.

Методи дослідження. При виконанні досліджень використовували такі методи: теорії теплопровідності, теплообмінних і теплопередавальних процесів для визначення поверхневих температур суцільних і самовентильованих гальмівних дисків, а також поверхневих і об'ємних температурних градієнтів; визначення механічних і термічних напружень в гальмівних дисках; математичної статистики та регресивного аналізу для обробки експериментальних даних; геометричного програмування для визначення раціональних конструктивних параметрів гальмівних дисків різних типів з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції обертальних мас і термічних напружень; оцінки енергонавантаженості модульного гальма шахтної піднімальної машини.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що вперше для дисково-колодкового гальма:

- розроблено методи ймовірної оцінки контурної площі контактів пар тертя та ресурсу фрикційних накладок для обґрунтованого підходу до визначення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів;

- встановлено закономірності впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів фрикційних вузлів на інтенсивність зародження і розвиток сітки мікротріщин на поверхнях гальмівних дисків;
- отримано нові аналітичні зв'язки між фізичними, тепловими, міцнісними і конструктивними параметрами фрикційних вузлів на основі використання методу геометричного програмування;
- запропоновано удосконалений метод оптимізації конструктивних параметрів різних типів дисків з урахуванням регламентованої енергоємності;
- розроблено ряди еквівалентності між різними динамічними моделями дисково-колодкових гальм і модульним гальмом шахтної піднімальної машини по характеристичному критерію потужності.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані аналітичні закономірності зміни в часі енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма дозволили:

- реалізувати комп'ютерне моделювання енергонавантаженості металополімерних пар тертя з урахуванням механічних й електричних характеристик їх мікровиступів з плямами контактів;
- установити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя дисково-колодкового гальма на їх енергонавантаженість з подальшим використанням методу поділу ободів гальмівних барабанів та шківів на окремі суцільні диски;
- забезпечити ефективність геометричного програмування для уточненого розрахунку раціональних конструктивних параметрів гальмівних дисків різних типів при їх проектуванні;
- підвищити показники ефективності, енергоємності та зносостійкості фрикційного вузла гальма із застосуванням аналітичних методів розрахунку для проектування його деталей, з подальшим використанням отриманих результатів для пар тертя модульного гальма шахтної піднімальної машини.

Рекомендації й технічні рішення, запропоновані в даній роботі, прийняті і використовуються на станції діагностування дисково-колодкових гальм

вантажних транспортних засобів в ТзОВ «Надвірнянська автобаза» Івано-Франківської обл., а також у навчальному процесі кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, висновки і рекомендації, наведені в дисертаційній роботі, отримані автором самостійно. В опублікованих спільних працях дисертанту належать: розроблення елементів моделі дискретного фрикційного контакту пар тертя гальма [36, 59, 125]; створення теплової моделі гальмівного диска з незалежними біговими доріжками тертя [87, 89, 132]; аналіз розповсюдження теплових хвиль в тілі суцільного гальмівного диска [13, 17, 87, 133]; встановлення впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя гальма на зародження і розвиток сітки тріщин на робочій поверхні гальмівного диска [45, 46, 105]; порівняльна оцінка енергонавантажності пар тертя гальма при випробуваннях типу I і II, з яких виділено імпульсний і довготривалий режими підведення теплоти [105, 133, 133]; використання елементів теплової градієнтної теорії до дисків різного типу [13, 18, 108]; геометричне програмування для визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмівного диска [24, 72, 87]; розробка конструкцій гальмівних дисків з теплоізоляційною прокладкою між напівдисками та примусовим рідинним охолодженням [20, 77, 87]; порівняння ефективності гальм з удосконаленими і серійними парами тертя [87, 105]; розроблення рядів еквівалентності пар тертя для модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини [15, 16, 42].

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на: III-й і IV-й міжнародних науково-технічних конференціях «Наукові аспекти автомобільної і транспортно-дорожніх галузей» (м. Луцьк, 2014, 2016 рр.); XVII-й міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» (м. Севастополь, 2014 р.); LXXI-й та LXXII-й наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів Національного транспортного університету (НТУ, м. Київ, 2015,

2016 рр.); міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 2015 р.); II-й міжнародній науково-технічній конференції «Енергоощадні машини і технології» (м. Київ, 2015р.); V-й міжнародній науково-практичній конференції студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя» (м. Краматорськ, 2017р.); V-й міжнародній науковій конференції «Наука третього тисячоліття» (Моррісвіль, США, 2017р.); розширеному семінарі кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 13.02.2017 р.); розширеному науково-технічному семінарі кафедри технології машинобудування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2017 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано в 24 друкованих працях, розміщених у рецензованих наукових журналах і виданнях України, Росії та Азербайджану.

Структура та об'єм дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаної літератури, що містить 151 найменувань, 11 додатків. Основний текст дисертації викладений на 157 сторінках машинописного тексту, включаючи 64 малюнки і 16 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Дисково-колодкові гальмівні механізми: будова, режими роботи та особливості конструкцій гальмівних дисків

До видів гальмівних пристроїв відносяться стрічково-, барабанно- і дисково-колодкові гальма, що застосовуються в машинобудуванні. Умови роботи вузлів тертя в різних видах гальмівних пристроїв наведені в табл. 1.1. З останньої видно, що питома енергоємність дисково-колодкових гальм машин з циклічним режимом роботи (за рівних умов експлуатації) вище питомої енергоємності барабанно-колодкових гальм по відношенню до дисково-колодкового гальма, відповідно, в 2,0 та в 1,25 рази.

Дисково-колодковий гальмівний механізм складається з обертового суцільного диска 1, до якого з обох боків за допомогою приводу (на рис. 1.1 *а* не показаний) притискаються нерухомі колодки 2 з фрикційними накладками. Останні розташовані всередині супорта 3, закріпленого на кронштейні цапфи (на рис. 1.1 не показано). На рис. 1.1 *б* показано дисково-колодкове гальмо, в якому використаний самовентильований гальмівний диск 1.

На рис. 1.1 *в* представлено дискове гальмо зі штовхачем, що використовуються в кранових гальмівних системах. Дискові гальма з електрогідравлічним штовхачем призначені для гальмування до повної зупинки і утримування приводного вала механізму при відключенні живлення приводного двигуна. Гальмування здійснюється зусиллям замикаючої пружини при непрацюючому гідравлічному штовхачі. Гальмівний момент регулюється пружиною. Дані гальма оснащені: автоматичним компенсатором зносу накладок, що забезпечує постійний гальмівний момент і сталість зазору між диском і накладками гальма; самозмащувальними втулками; індикацією положення загальмовування / розгальмовування гальма; індикацією зносу гальмівних накладок.

Таблиця 1.1

Умови роботи вузлів тертя в різних видах гальмівних пристроїв, що застосовуються у машинобудуванні

Вузол тертя	E , МДж до	W , МДж/м ² до	q , МВт/м ² до	$V_{кв}$, м/с до	p_a , МПа до	τ_z , с до	t , °С до	I_h , мм	$K_{вз}$
Зчеплення транспортного засобу	-	5,0	5,0	30	0,35	6	300	10^{-8} - 10^{-7}	0,9
Зчеплення трактора	-	1,5	2,0	30	0,15	4	400	10^{-8} - 10^{-7}	0,9
Гальма трактора «Беларусь» (МТЗ-80/82)	0,11	1,0	3,0	10	1,0	4	400	10^{-8} - 10^{-7}	1,0
Гальмо транспортного засобу: барабанно-колодкове;	1,0	5,0	1,0	10	1,5	4	400	10^{-8} - 10^{-7}	0,7-0,8
дисково-колодкове;	5,0	20	6,0	15	5,0	5	600	10^{-8} - 10^{-7}	0,3-0,6
Гальма крокуючого екскаватора	3,0	3,0	3,0	10	1,0	4	400	10^{-8} - 10^{-7}	0,7-0,8
Гальма залізничного рухомого складу	5,0	250	35	80	1,0	30	800	10^{-7} - 10^{-6}	0,2-0,4
Багатодискового авіаційного гальма	25	40	2,5	50	2,5	30	1400	10^{-8} - 10^{-7}	1,0
Ракетний трек: фрикційного гальма	25	300	300	600	20	10	1500	10^{-6} - 10^{-5}	10^{-4} - 10^{-2}
черевика ковзання	-	400	400	2000	10	5	1500	10^{-5}	10^{-5} - 10^{-2}
Гальмо бурової лебідки	4000	25	6,0	12	1,5	4	800	10^{-8} - 10^{-7}	0,7-0,8

В табл. 1.1 використано наступні умовні позначення: E , W – енергонавантаженисть та її питома величина; q – питомий тепловий потік; $V_{кв}$ – швидкість ковзання; p_a – питома навантаження; τ_z – час гальмування; t – поверхнева температура; I_h – лінійне зношування; $K_{вз}$ – коефіцієнт взаємного перекриття

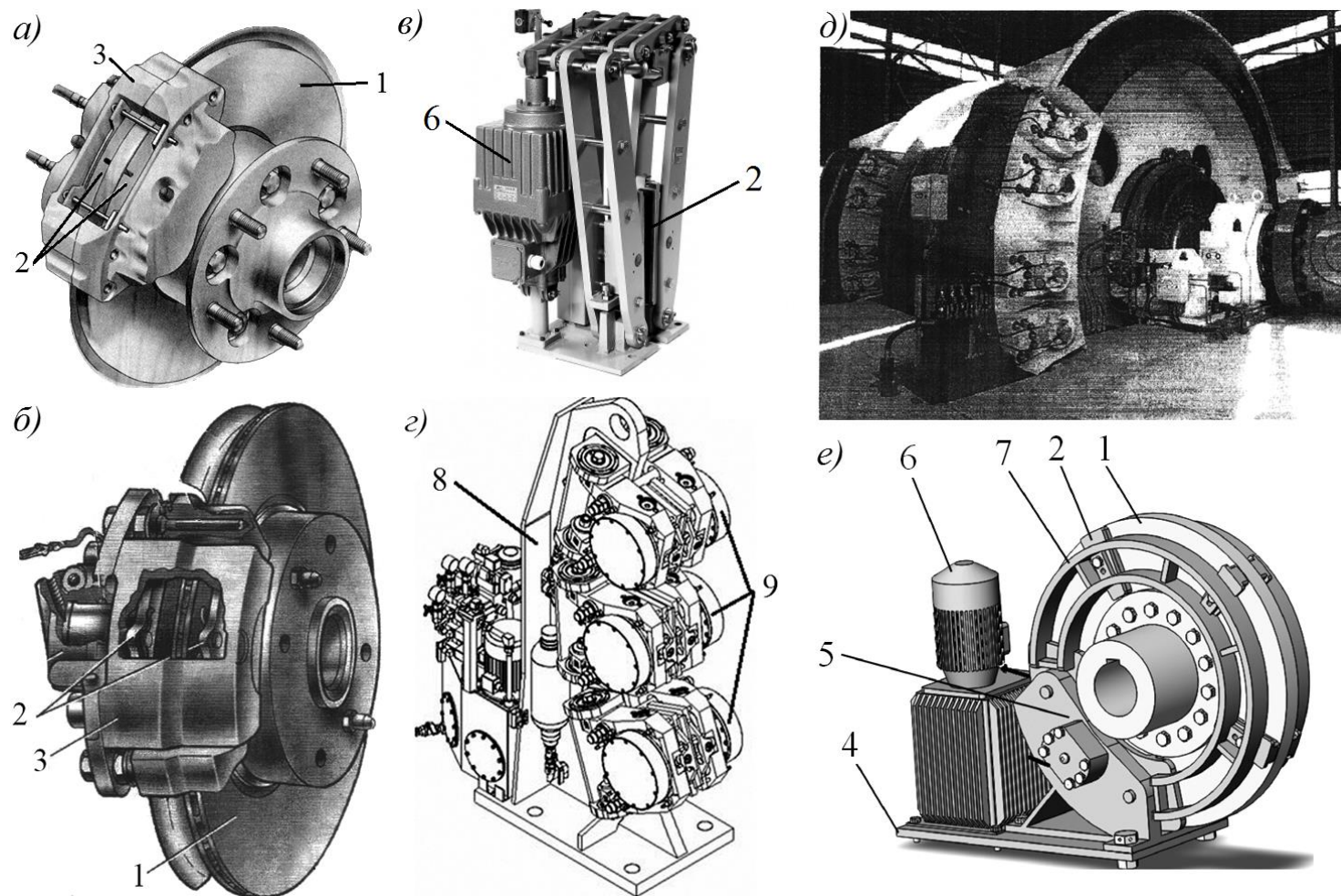


Рис. 1.1 а, б, в, г, д, е – Дисково-колодкові гальма, які використовуються в піднімально-транспортних машинах: а, б – дисково-колодкове гальмо з суцільним і самовентильованим диском; в - дискове гальмо зі штовхачем, що використовуються в кранових гальмівних системах; г - модульне дисково-колодкове гальмо шахтної піднімальної машини; д – піднімальна машина з дисковим гальмом фірми «SIEMAG»; е – дисково-колодкове гальмо нормально-замкнуте спеціальної конструкції; 1 – гальмівний диск; 2 – гальмівні колодки з накладками; 3 – супорт; 4 – основа; 5 – скоба; 6 – електрогідравлічний привід; 7 – диск натискний; 8 – постамент; 9 – модулі гальма

На рис. 1.1 з проілюстровано загальний вигляд модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини, а на рис. 1.1 д - піднімальна машина з дисковим гальмом фірми «SIEMAG».

На рис. 1.1 д наведено дисково-колодке гальмо нормально-замкнуте спеціальної конструкції, яка дозволяє отримати ряд переваг при гальмуванні крану, а головне - стабілізувати величину гальмівного моменту. Гальмо, представлений на рис.1.1 д, регульоване, здатне забезпечити гальмівний момент від 100 до 500 Н·м.

Працює гальмо наступним чином: тарілчасті пружини, розміщені в скобі 5, діють на натискний диск 7. На натискному диску 7 рівномірно по окружності закріплені накладки 2, які взаємодіють з гальмівним диском 1. Натискні диски 7 встановлені по обидва боки гальмівного диска 1, що дозволяє локалізувати осьові сили всередині гальма і не передавати їх на вал і підшипники механізму. При розгальмовуванні включається електрогідравлічний привід високого тиску 6, який тиском рідини стискає пакет тарілчастих пружин в скобі 5, тим самим відводячи натискні диски 7 і гальмо розгальмовується. Перевагою запропонованої конструкції є можливість збільшення сили притискання колодки до гальмівного диску в результаті подачі рідини в поршневу порожнину приводу і, тим самим, збільшення гальмівного моменту і компенсації його втрати при нагріванні.

Дисково-колодке гальмо НАМІ (науковий автомобільний інститут) - ЛАЗ (сімейство автобусів) представлене на рис. 1.2.

Розглянемо особливості конструкції багатодискового гальма (рис. 1.3) і його примусового рідинного охолодження. Гальмо фірми «Ausco» призначене для встановлення на задні колеса важкого вантажного транспортного засобу.

Для кріплення гальма на балці заднього моста передбачено відповідний фланець, який з колесом гальма з'єднується втулкою (на рис. 1.3 цей фланець видно з правого боку).

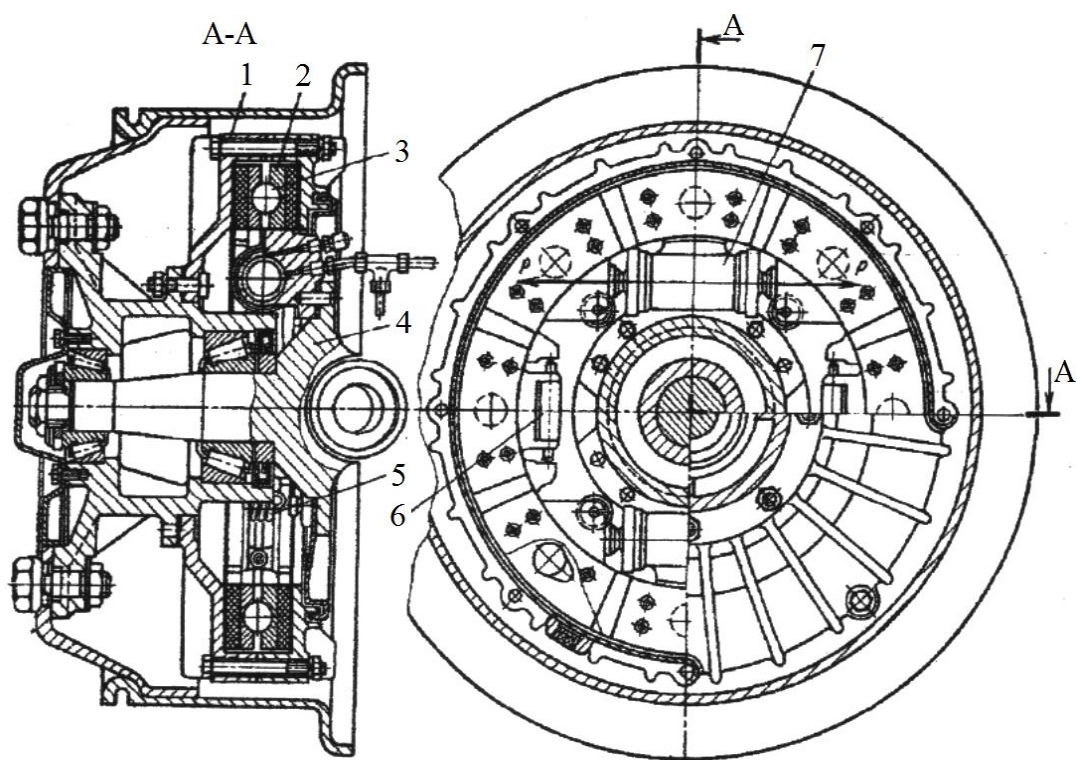


Рис. 1.2 – Дисково-колодкове гальмо НАМІ-ЛАЗ: 1 - корпус; 2 - натискний диск; 3 - кулька; 4 – нерухома напіввісь колеса; 5 - пружина; 6 - автоматичний компенсатор зносу фрикційних накладок; 7 - гідроциліндр

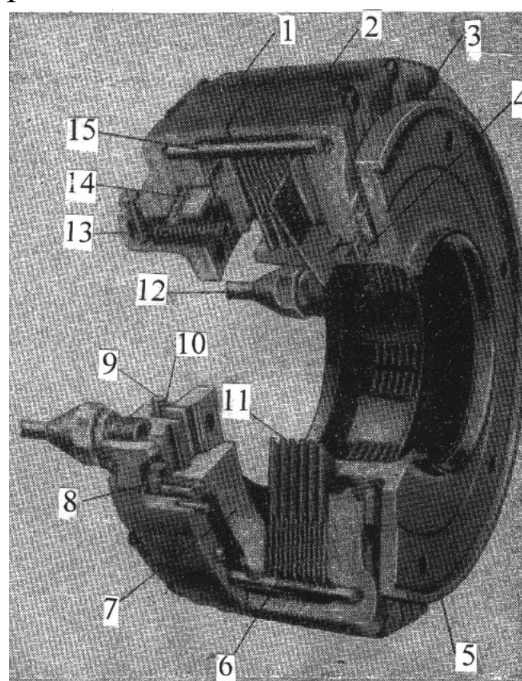


Рис. 1.3 – Багатодискове гальмо «Ausco» важкого вантажного транспортного засобу: 1, 2 - половинки корпусу; 3 - кріпильні болти; 4, 9, 10 - сальники, кільце ущільнювача, прокладка; 5 - втулка фланця; 6, 7, 11 - диски: нерухомі, натискний, обертаючий; 8 - прилив; 12 - штуцер; 13, 14 - кільцевий гальмівний циліндр; поршень; 15 - сталеві пальці

Литий алюмінієвий корпус гальма складається з двох половин 1 і 2, з'єднаних болтами 3. Втулка 5, що є основним елементом гальма, болтами кріпиться до маточини колеса (як звичайний гальмівний барабан).

У внутрішній порожнині корпусу розташовано 12-ть гальмівних дисків: шість обертових 11 і шість нерухомих 6. Обертові диски 11 мають на внутрішньому діаметрі пази, в які входять відповідної конфігурації виступи втулки гальма. Нерухомі диски 6 зафіксовані в корпусі гальма за допомогою спеціальних сталевих пальців 15, встановлених в отворах корпусу.

Диски 6 і 11 з'єднуються з пальцями спеціальними виступами, наявними на зовнішньому діаметрі.

В якості фрикційного матеріалу використано металокераміку, шар якої нанесений з обох боків обертових дисків.

Широкому впровадженню багатодискового гальма на транспортних засобах перешкоджають труднощі досягнення чіткого його вмикання при розгальмовуванні, а також відсутність гарантованого зазору у фрикційних парах. Ця обставина змусила ускладнити конструкцію гальма, запровадивши систему примусового рідинного охолодження для відведення теплоти, яка накопичується в гальмівних дисках. Вони випускаються двох конструктивних варіантів - порожнисті і суцільні. У порожнистих дисках можлива реалізація отворів з ребрами по дузі, які чергуються з: виступами, виконаними з зазором; напівребрами і ребрами; ребрами (рис. 1.4 б, г, д, е). Зазначені конструктивні елементи в порожнистих дисках виконують роль лопатей, як у відцентрового вентилятора.

Виконання в суцільних дисках наскрізних отворів по дотичній до фланця, а також вентиляційних каналів (рис. 1.4 а, в) сприяє збільшенню часу взаємодії їхніх поверхонь із швидкісними потоками омиваючого диск повітря. Окрім того, виконання таких отворів в гальмівних дисках сприяє формуванню повітряних вихорів, яким притаманна висока ефективність вимушеного охолодження.

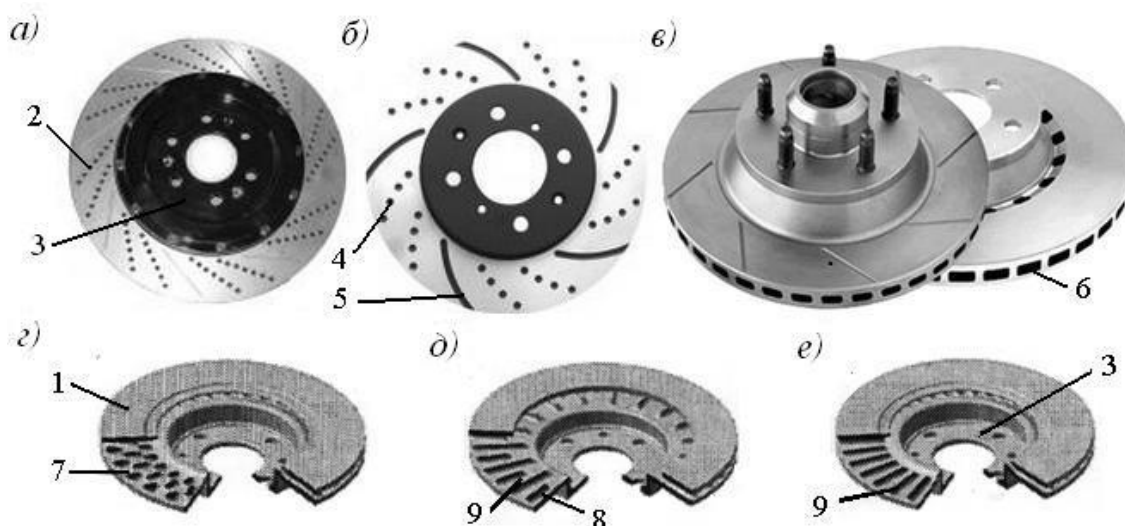


Рис. 1.4 *а, б, в, г, д, е* – Конструктивні варіанти самовентильованих гальмівних дисків 1 з: отворами 2 по дотичній до фланця 3 (*а*); отворами 4 з ребрами 5 по дузі, які чергуються (*б*); вентиляційними каналами 6 (*в*) і з радіальними: виступами 7 з зазором (*г*); напівребрами 8 і ребрами 9 (*д*); ребрами 9 (*е*), які чергуються

Акумулятором теплової енергії в даному виді гальма є гальмівний диск, в якому вона розподіляється від його доріжки тертя до периферії й до центра – фланця диска, а далі крізь кріпильні болти – до супорта балки переднього моста транспортного засобу за допомогою кондуктивного теплообміну.

Фрикційні накладки колодок є свого роду теплоізолятором між доріжкою тертя диска і власне гальмівною колодкою. При цьому не перекриті ними поверхні суцільного диска омиваються швидкісними потоками повітря при русі транспортного засобу. У самовентильованому гальмівному диску (див. рис. 1.4 *в*) процеси нагрівання і вимушеного повітряного охолодження відбуваються дещо інакше, ніж у суцільному гальмівному диску. По-перше, теплота, що генерується на доріжці тертя самовентильованого гальмівного диска, витрачається на нагрівання його тонких робочих і неробочих поверхонь разом з радіальними виступами із зазорами, які чергуються, напівребрами - ребрами і ребрами (див. рис. 1.4 *г, д, е*). Зазначені канструктивні елементи з розвиненими поверхнями теплообміну омиваються швидкісними потоками повітря. У процесі тривалого нагрівання доріжки тертя самовентильованого диска за

рахунок вимушеного охолодження створюється температурний градієнт по товщині його бічних стінок, який до кінця гальмування помітно знижується через прогрів бічної стінки. Окрім того, акумульована теплота на доріжці тертя поширюється до периферії і до центру в ті частини навантаженої поверхні самовентильованого гальмівного диска, які вимушено інтенсивно охолоджуються. Це призводить до збільшення поверхневого температурного градієнта.

На рис. 1.5 *а, б, в* наведено: самовентильований гальмівний диск з накладкою (*а*) та їхні конструктивні параметри; фрикційна взаємодія пари «диск - накладка колодки» (*б*) з теплофізичними параметрами; пляма контакту на мікровиступах пари тертя (*в*) [124].

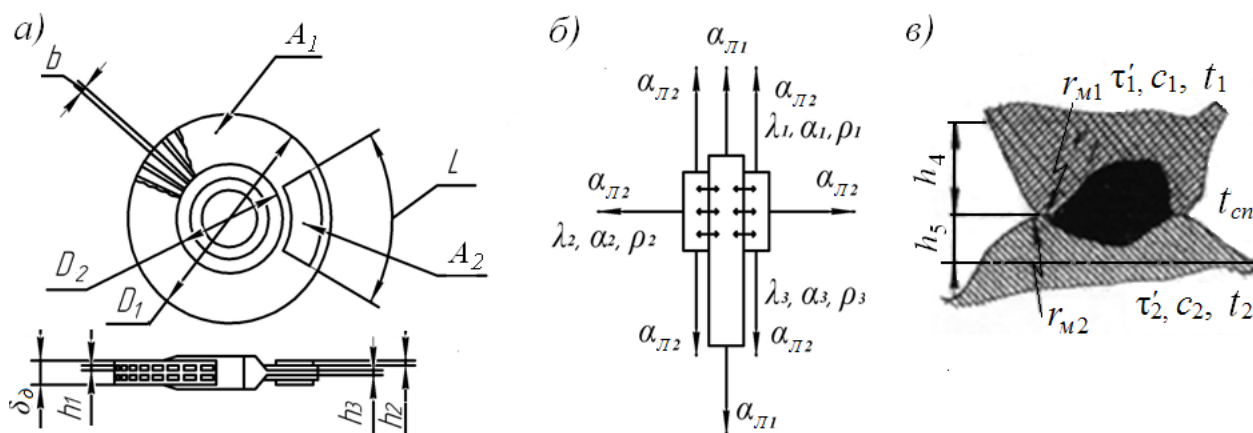


Рис. 1.5 *а, б, в* – Самовентильований гальмівний диск з накладкою (*а*) та їхні конструктивні параметри; фрикційна взаємодія пари «диск - накладка колодки» (*б*) з теплофізичними параметрами; пляма контакту на мікровиступах пари тертя (*в*)

На рис. 1.5 *а, б, в* використано такі позначення: D_2 , D_1 - діаметри гальмівного диска: внутрішній; зовнішній; A_1 , A_2 - площі елементів пари: диска; фрикційної накладки; δ_d , h_3 , b і h_2 - товщини: гальмівного диска і його стінки; перегородки між ребрами диска; ребра і фрикційної накладки; h_1 - висота ребра; α_L , λ , α - коефіцієнти: тепловіддачі; теплопровідності; температуропровідності; c - теплоємність; ρ - густина; $h_{4,5}$ - висоти мікронерівностей контактуючих поверхонь; $r_{m1,2}$ - радіуси мікронерівностей; t_{cn} , t_{n1} , t_{n2} - температури: спалаху; поверхневі; $\tau'_{1,2}$ - напруження зрізу мікронерівностей.

У теплообміні беруть участь: робочі і неробочі поверхні гальмівного диска, неробочі поверхні фрикційної накладки і гальмівної колодки. При цьому бігова доріжка тертя диска, яка взаємодіє з фрикційною накладкою колодки, має поліровану поверхню, а решта поверхонь суцільного диска є матовими.

Однією з важливих проблем є забезпечення достатньої енергоємності гальмівних дисків з урахуванням того, що теплове навантаження поверхневих шарів фрикційних накладок колодок не повинно перевищувати допустимої температури.

Критеріями оцінки ефективності дисково-колодкових гальм транспортних засобів у нагрітому стані є випробування типу I і II відповідно до Правил 13 СЕК ООН (Європейської Економічної Комісії при Організації Об'єднаних Націй) [26] (додаток. А). Згідно з цим документом попередні етапи випробувань I і II проводяться, відповідно, методами послідовних і тривалих гальмувань, наприкінці яких реалізуються екстрені гальмування транспортного засобу до повної зупинки (основний етап). Тому значний інтерес представляє порівняння температурних режимів пар тертя дисково-колодкових гальм при проведенні попередніх етапів випробувань типу I і II.

Енергії, що сприймаються парами тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів на попередніх етапах випробувань I і II, складають:

$$E' = 20G_a(V_{II}^2 - V_K^2)/2 \cdot 3,6^2 = 2083G_a, \text{ Дж} \quad (1.1) \quad E'' = G_agS[i - (f' + \gamma_\tau')] = 2354G_a, \text{ Дж} \quad (1.2)$$

де G_a - маса транспортного засобу; V_{II} , V_K - регламентовані швидкості, відповідно, на початку і в кінці гальмування; g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ; i - величина ухилу дороги ($i=0,06$); S - протяжність спуску, (6 км); f' - коефіцієнт опору коченню; γ_τ' - питома гальмівна сила, створювана гальмом-сповільнювачем ($f' + \gamma_\tau' = 0,02$).

З аналізу величин енергій, отриманих за залежностями (1.1) і (1.2), випливає, що загальна енергонавантаженість пар тертя дисково-колодкових гальм на попередньому етапі випробувань II приблизно на 12% є вищою, ніж при випробуваннях I, незважаючи на те, що умови тепловідведення кращі при

тривалому підведенні теплоти до гальмівного диска. При циклічному навантаженні гальма (випробування типу I) має місце імпульсне підведення теплоти до гальмівного диска.

Проаналізуємо енергонавантаженість пар тертя дисково-колодкових гальмівних пристроїв.

1.2 Енергонавантаженість плям контактів мікровиступів пар тертя дисково-колодкових гальм

Дисково-колодкові гальма мають вузли тертя фрикційної взаємодії, які забезпечують дисипацію механічної енергії в інші види енергії (електричну, теплову, магнітну, електромагнітну і хімічну). У процесі гальмування швидкість відносного ковзання можна звести до нуля (зупинка) або зменшити до необхідної величини (пригальмовування). За час роботи фрикційних вузлів змінюються всі параметри процесів, явищ і ефектів, що відбуваються в поверхневих і приповерхневих шарах пар тертя (внутрішні параметри) [36] і зовнішні параметри [31] - швидкість ковзання, імпульсні нормальні зусилля і сили тертя, питомі навантаження, електричні й теплові струми, фізико-механічні та зносо-фрикційні властивості матеріалів пари тертя, а також умови контактування мікровиступів пар тертя. При цьому одним з основних параметрів є поверхнева температура пар тертя гальм, перевищення якої над допустимою для поверхневого шару матеріалу фрикційної накладки сприяє виникненню в ньому деструктивних процесів. Проте на теплові струми, що розвиваються на робочих поверхнях металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв за рахунок трибоефекту, істотний вплив чинять генеруючі електричні струми. Останні відіграють одну з головних ролей у формуванні основних процесів, явищ та ефектів у поверхневих і приповерхневих шарах металополімерних пар тертя при їх механічному навантаженні і взаємозв'язку ліній струмів полів [87].

Результати досліджень фрикційних матеріалів, які використовуються в різних вузлах тертя, показали, що важко, а іноді й неможливо підібрати матеріали, які не змінюють зносо-фрикційні властивостій при терті в умовах високих температур. Тому згідно з [10, 40, 49, 54 та ін.] фрикційні матеріали повинні мати спеціальні властивості, що забезпечують утворення робочого шару, який безперервно відновлюється в міру його зносу з високою зносостійкістю. Міцність приповерхневих шарів накладок повинна бути не меншою міцності нижчих шарів, а сили зчеплення їх частинок повинні дорівнювати або бути дещо меншими сил зчеплення частинок поверхневого шару металевго елемента тертя. До таких фрикційних матеріалів належить матеріал МКВ-50А, створений на основі заліза. Його склад у %: Cu - 10, С - 8, FeSO₄ - 5, SiC - 5, В₄C - 5, решта - залізо (Fe).

Тільки при дотриманні вищевказаної вимоги раціонально сконструйований гальмівний механізм буде досить ефективним й енергоємним. Незважаючи на очевидність цього положення, чітка регламентація показників якості фрикційних матеріалів поки що відсутня. І.В. Крагельський [49] вважає, що коефіцієнт тертя фрикційної пари повинен бути не меншим 0,2 і не більшим 0,5, при цьому він повинен бути досить стабільним. На думку М.П. Александрова [1] динамічний коефіцієнт тертя пари чавун-азбестополімерна композиція холодного або гарячого формування повинен бути в межах 0,3...0,45.

Закономірності зміни в часі поверхневих температур у зоні тертя для різних фрикційних матеріалів наведено на рис. 1.6 а. Установлено, що в інтервалі поверхневих температур 250...300 °С (у зоні до і вище допустимої) протягом часу 1250,0...2000,0 с вони стають стійкими. Це призводить до дестабілізації експлуатаційних параметрів гальма і втрати його ефективності.

У [117] проведено моделювання температурних спалахів при фрикційній взаємодії мікровиступів металополімерних пар тертя на підставі термодинамічного підходу. При цьому розглянуто такі задачі: тепломасознос у парах тертя; температурні спалахи в них. Перша задача було крайовою і

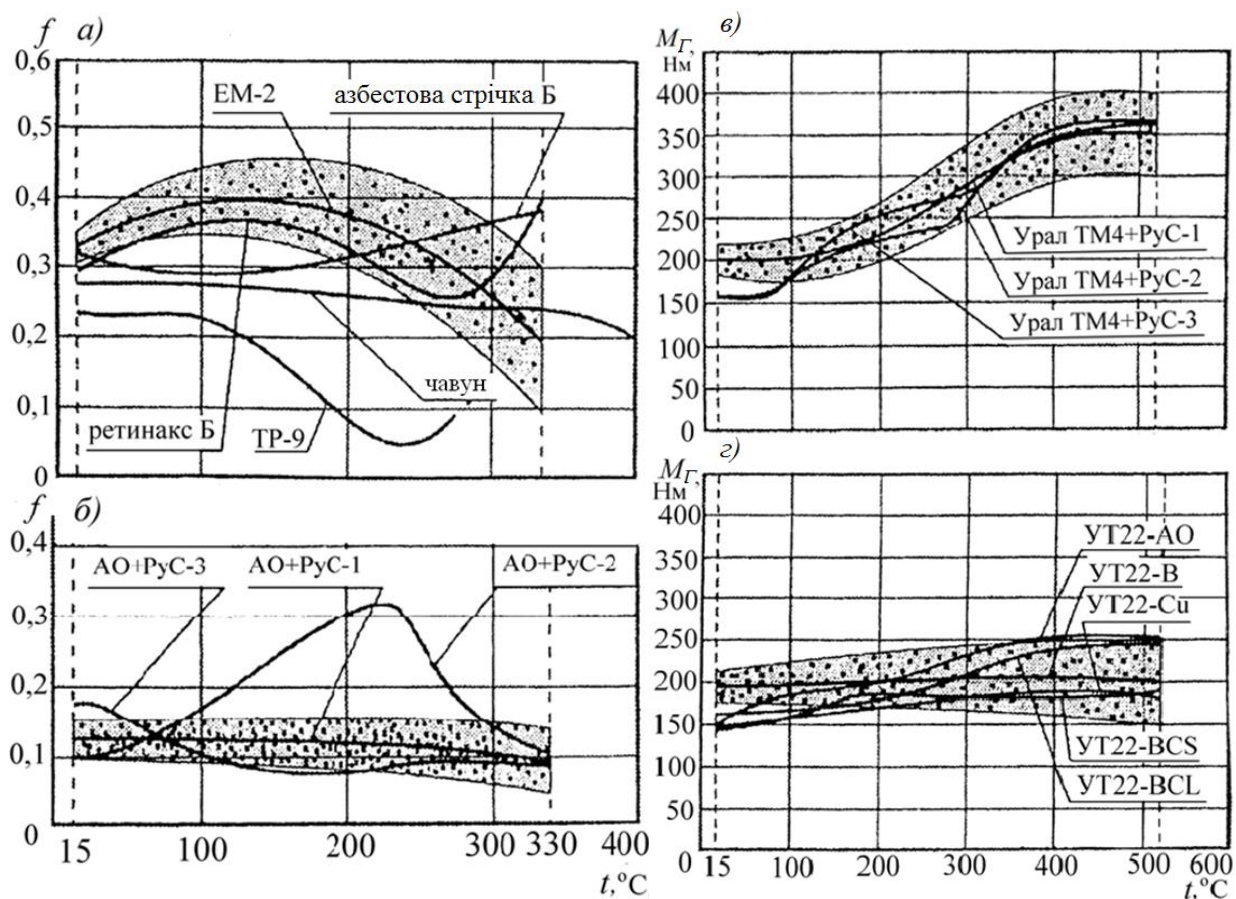


Рис. 1.6 а, б, в, г – Закономірності зміни динамічних коефіцієнтів тертя (f) і гальмівних моментів (M_{Γ}) від поверхневої температури пар тертя гальмівних пристроїв для матеріалів фрикційних накладок: а - найпоширеніших; б - азбесто-вуглецевих; в - вуглецево-композитних; г - поліпшених вуглецево-композитних

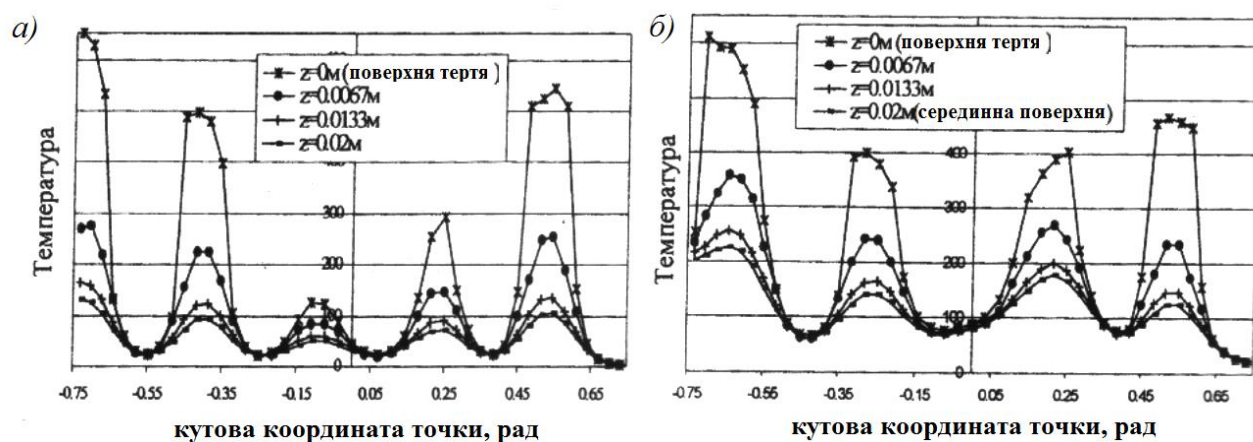


Рис. 1.7 а, б – Поверхневі температури диска в процесі гальмування ($R_1=0,245\text{m}$; $V_0=55,0\text{ m/s}$): а – $\tau=20,0\text{s}$; б – $\tau=31,0\text{s}$

стосувалася теплопровідності, що враховує термознос поверхневого шару фрикційної накладки. Другу задачу вирішено на підставі кінетичного рівняння для густини частинок $n(\tau, t)$ у процесах субдифузії, що описують стохастичні зміщення частинок із затримкою в часі (τ). Передбачалося, що температурні спалахи моделюються субдифузійними процесами при розгляді теплопереносу для суміщених процесів в умовах теплового удару (імпульсу). При цьому в модель теплових процесів введено коефіцієнт посилення тепловіддачі теплового імпульсу, профіль якого наближається до параболічної форми при зменшенні критерію Пекле (Pe). Окрім того, попередній розв'язок крайової задачі визначав тепловий імпульс $[Q(t)]$ і враховував синергетичний ефект «налаштування форми теплового імпульсу» при фрикційній взаємодії пар тертя. Проте тут не враховувався електродинамічний підхід поряд з термодинамічним, а також ефект електричного імпульсу та його вплив на тепловий імпульс.

У [61] задачу нестационарної теплопровідності для деталей дискового гальма швидкісного вагона вирішено експериментальним шляхом. На рис. 1.7 *а, б* наведено результати експериментальних досліджень для двох експлуатаційних режимів. При початковій швидкості $V_0 = 55,0$ м/с значення максимальної температури для I-го і II-го режимів складають $648,0$ °С, відповідно, що перевищує аналогічний показник нульового режиму ($396,5$ °С) в середньому в 1,59 рази. Такі високі значення температури, а також її різке збільшення на робочій поверхні від нуля до максимуму за короткий проміжок часу може стати причиною виходу з ладу диска через появу радіальних термовтомних тріщин.

Протягом перших 20...30 с гальмування спостерігається зростання температури на поверхні диска в зоні плям контакту з фрикційними накладками до максимального значення. При цьому на поверхні плям і в проміжках між ними виникає велика різниця поверхневих температур. Картина розподілу температур характеризується яскраво вираженими зонами високої температури на плямах контакту. У середньому температура на них досягає $500,0$ °С. Після досягнення максимального значення температура на плямах контакту починає

зменшуватися. На решті поверхні диска середня температура плавно підвищується в процесі всього гальмування, досягаючи в кінці гальмування при $\tau = 91,0$ с температури $150,0 \dots 250,0$ °C. При цьому градієнт температур у всіх напрямках є незначним.

Необхідно відзначити високе значення різниці температур по товщині диска на початку гальмування (до $400,0 \dots 500,0$ °C), і практично її рівність у момент зупинки.

Проте, за даних експериментальних дослідженнях не враховано залишкові термічні напруження, які спостерігаються в інтервалі часу між гальмуваннями.

Визначення макроскопічних характеристик металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв – поверхневої температури $t_n(\tau)$ і товщини зношеного шару $\Delta h(\tau)$ фрикційної накладки, як правило, проводиться в два етапи. На першому етапі вирішується крайова задача теплопровідності з граничними умовами другого роду і з оцінкою загальної форми теплового імпульсу. На другому етапі проводиться моделювання зносу поверхонь у парах тертя методами термомеханіки [95] з використанням феноменологічних або напівемпіричних залежностей [114].

Більш послідовним і фізично виправданим є електротермодинамічний підхід. Дійсно, можна вважати, що в результаті контактної взаємодії мікроступів металополімерних пар тертя, підвищення поверхневої температури і термодеструкції контактних поверхонь на їх границі створюються джерела електротермодинамічних потоків енергії і речовин, що виносяться з поверхонь тертя за допомогою масопереносу. Зазначені процеси супроводжуються зміною ентропії шару робочої поверхні накладки, який руйнується внаслідок наявності надлишкової ентропії, оскільки на даному етапі електричні й теплові струми весь час змінюються.

У [94] проілюстровано зв'язок інтенсивності зносу з розподілом теплового потоку в трибоспряженні. Показано, що в загальному випадку енергія між елементами, які труться, розподіляється в нерівних частках і

залежить від властивостей їхніх поверхневих і підповерхневих шарів, що беруть участь у трансформаційних процесах. Теоретично встановлено й експериментально підтверджено, що частка загального зносу для відповідного елемента тертя зростає із збільшенням частки загальної теплоти, яка відводиться цим елементом із зони тертя в навколишнє середовище. Проте у цих дослідженнях не враховувалися енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів елементів трибоспряжень.

Напружено-деформівний стан диска фрикційного вузла транспортних засобів з урахуванням впливу двовимірного теплового поля розглянуто в [58]. За наявності температурного впливу перед розв'язанням задачі з визначення рівня термопружності була вирішена задача встановлення інтенсивності теплопровідності. Це дозволило встановити розподіл теплових полів у тілі гальмівного диска. Далі із застосуванням аналітичних залежностей між компонентами напружень і деформацій у гальмівному диску, а також урахуванням умов для нормальних і дотичних напружень і рівнянь рівноваги елемента диска після низки перетворень отримано вираз для оцінки зносостійкості фрикційних накладок дискового гальма:

$$K = \frac{W_{\delta}(HB_n)}{pA_2\tau_{r\varphi}}, \quad (1.3)$$

де W_{δ} – робота буксування; HB_n – твердість фрикційної накладки; p - питомі навантаження; A_2 - площа тертя диска; $\tau_{r\varphi}$ - дотичні напруження з координатами r і φ .

Проте у цих дослідженнях не враховано поверхневі і глибинні термічні напруження, що виникають у процесі гальмування, а також залишкові глибинні напруження між гальмуваннями.

У [106] представлено результати досліджень енергонавантаженості фрикційних колодок дискового гальма, виконаних з різних матеріалів. Визначення розподілу теплового поля в елементах пари тертя зводилося до розв'язання неоднорідного диференціального рівняння теплопровідності Фур'є із сталими коефіцієнтами. Одним із припущень у розв'язуваній задачі було те,

що приріст температури в будь-якій точці розглядуваної поверхні дорівнює приросту середньої об'ємної температури під фрикційною накладкою. Таке припущення є некоректним, оскільки поверхневий температурний градієнт колодки не може бути рівним глибинному температурному градієнту.

У [112] розроблено методику ефективного моделювання профілю і шорсткої поверхні на основі функції Вейєрштрасса-Мандельброта шляхом варіювання фрактальних параметрів з використанням $III\tau$ -послідовностей. Запропоновано математичну модель фрактальної шорсткої поверхні, математичну модель контакту жорсткої шорсткої поверхні з пружним півпростором. Отримано вираз для визначення фрактальної розмірності еквівалентної шорсткої поверхні в залежності від фрактальних розмірностей контактуючих поверхонь і максимальних висот мікронерівностей.

Установлено, що щільності розподілу вершин і западин, а також висот мікронерівностей шорсткої поверхні мають хвильову природу. Однак, відсутнє обґрунтування електродинамічних процесів, що відбуваються завдяки дії імпульсних нормальних сил на поверхні мікронерівностей, а також не проведено формування контурної площі контакту пар тертя.

Математичну модель електричного контакту шорстких поверхонь при фрикційній взаємодії реалізовано в [51]. Модель описана за допомогою комп'ютерних технологій і включає контакт реальних технічних поверхонь, що мають відхилення від ідеальної геометричної форми у вигляді шорсткості. Модель призначена для встановлення механічних характеристик контакту (деформації, жорсткості, площі фактичного контакту та ін.) й електричних (опору контакту і його зміни в часі під впливом факторів навколишнього середовища). Отримані в результаті моделювання характеристики контакту порівнювалися в окремих випадках з результатами аналітичного розрахунку і даними з праць інших авторів. Проте, у запропонованій математичній моделі не враховано вид і тип контакту з урахуванням його енергетичної навантаженості.

У [68] розглянуто математичну модель процесів нагрівання пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу, що представляє собою віртуальний датчик температури. Проілюстровано способи ідентифікації параметрів математичної моделі, а також приклади, що показують необхідність моніторингу температур нагрівання пар тертя дисково-колодкового гальма. Завдання запобігання досягнення фрикційними накладками колодок гальма допустимої температури зводилося до задачі динамічної стабілізації енергонавантажності з детермінованими границями. Для формування адекватних оцінок температур робочих поверхонь пар тертя дисково-колодкових гальм використовувалися дані про частоти обертання коліс транспортного засобу, що дозволило вирішувати поставлену задачу в мінімальній конфігурації технічних засобів. Перетворення даних про частоти обертання коліс в оцінки вектора координат стану виконується за допомогою математичних моделей і алгоритмів непрямих вимірювань, що представляють собою віртуальні датчики інформації про фізичні змінні. Нарощування системних функцій моніторингу стану в цьому випадку не обмежується можливостями доступних датчиків і виключає проблеми їх перешкодозахищеності, розміщення на об'єкті, ремонту, налаштування і сертифікації.

Температурне поле самовентильованого диска з каналами довільної форми дисково-колодкового гальма досліджувалося методом кінцевих елементів [128].

Послідовність досліджень полягала в такому:

- температурне поле самовентильованого диска описувалося рівнянням Фур'є при заданій схемі теплового навантаження (рис. 1.8 *а, б*);
- самовентильований диск умовно розбивали на кінцеві елементи, виходячи з осесиметричності його конструкції з виділенням в ній перерізів I і II (рис. 1.8 *в*);
- задавалися граничними, початковими і періодичними умовами стосовно до рівняння теплопровідності, які розв'язували чисельними методами (задавали

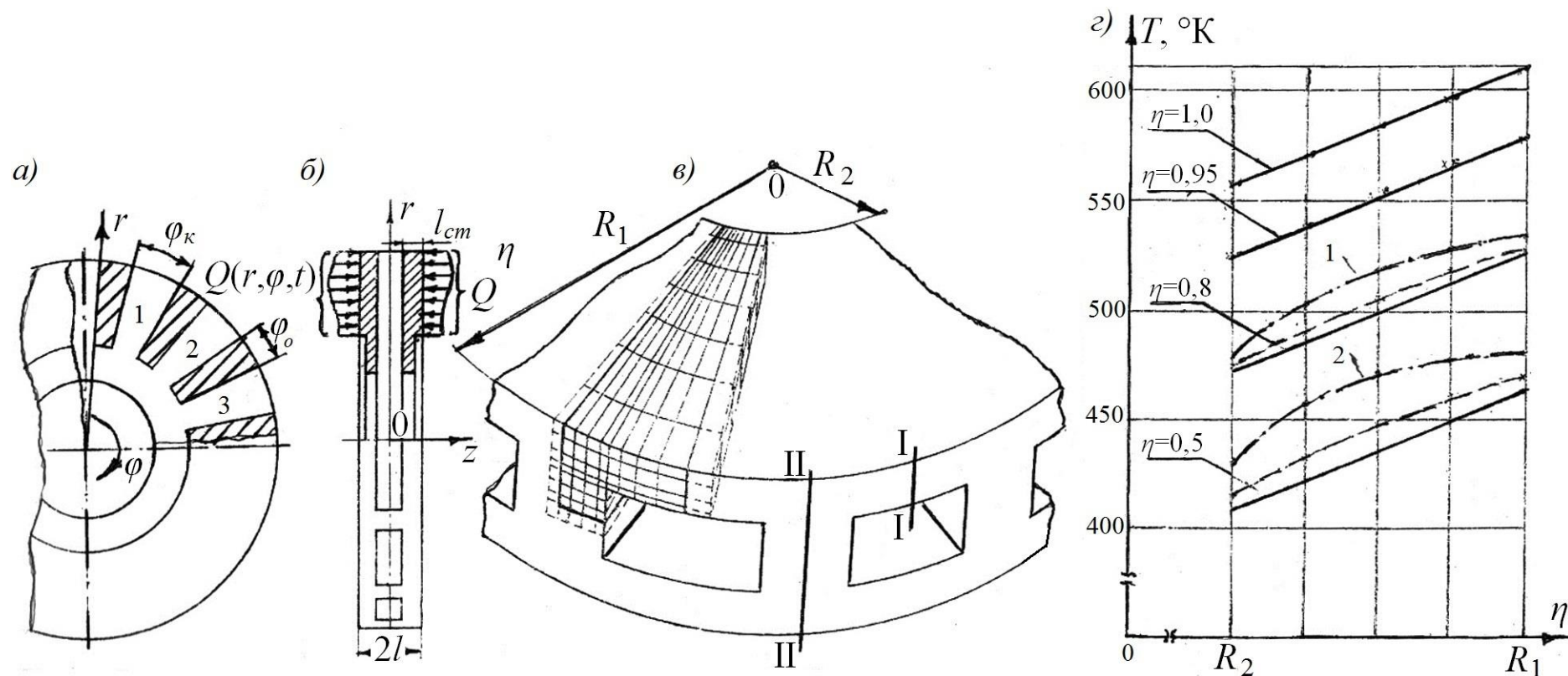


Рис. 1.8 а, б, в, г – Поздовжній (а) і поперечний (б) перерізи самовентильованого гальмівного диска з тепловим навантаженням його доріжки тертя; в - умовний поділ диска на кінцеві елементи; г - розподіл температур по поверхні диска, що відповідає його перерізам: I-I - крива 1; II-II - крива 2

функціонал, який надалі мінімізували і отримали систему диференціальних рівнянь);

- отримана система лінійних алгебраїчних рівнянь розв'язувалася методом кінцевих елементів.

На рис. 1.8 з наведено результати, отримані для сталевого самовентильованого гальмівного диска за запропонованою методикою і за методом А.М. Ромашка (суцільні лінії), з яких видно, що розбіжність у значеннях температур в точках з однаковою осьової координатою пояснюється різними умовами тепловідведення в перерізах I-I і II-II диска.

Результати експериментальних досліджень дискового гальма для транспортних засобів великої вантажності наведено в [34]. Відкритий дисковий гальмівний механізм був розроблений для нової моделі КрАЗ.

Запропонований механізм (рис. 1.9) має гальмівний диск 1 з 40 вентиляційними радіальними каналами 2 прямокутного перерізу, жорстку скобу з чотирма накладками з фрикційного матеріалу 145-40-69 і двома парами опозитно розташованих циліндрів, пневмогідравлічний привід. З рис. 1.10 а випливає, що із збільшенням питомих навантажень в парах тертя гальма спостерігається зростання гальмівного моменту до і після геометричного та термічного (після першого другого) припрацювання. Так, в процесі проведення циклічних гальмувань в лабораторних умовах поверхнева температура пар тертя дисково-колодкового гальма досягала 630...730 К (нижнє значення температури зафіксовано на внутрішньому радіусі диска, верхнє – на зовнішньому), в дорожніх умовах – 590 К (на середньому радіусі). При цьому встановлено, що при першому термічному припрацюванні гальмівний момент зменшувався на 26%, а при другому - тільки на 3% (див. рис. 1.10 б, в).

Автори пояснили це тим, що в парах тертя гальма під впливом високих температур на поверхнях накладок колодок утворюється так званий робочий шар, що складається з обвуглених і спечених частинок фрикційного матеріалу, які забезпечують високу стабільність гальмівного моменту після другого термічного припрацювання пар тертя гальма.

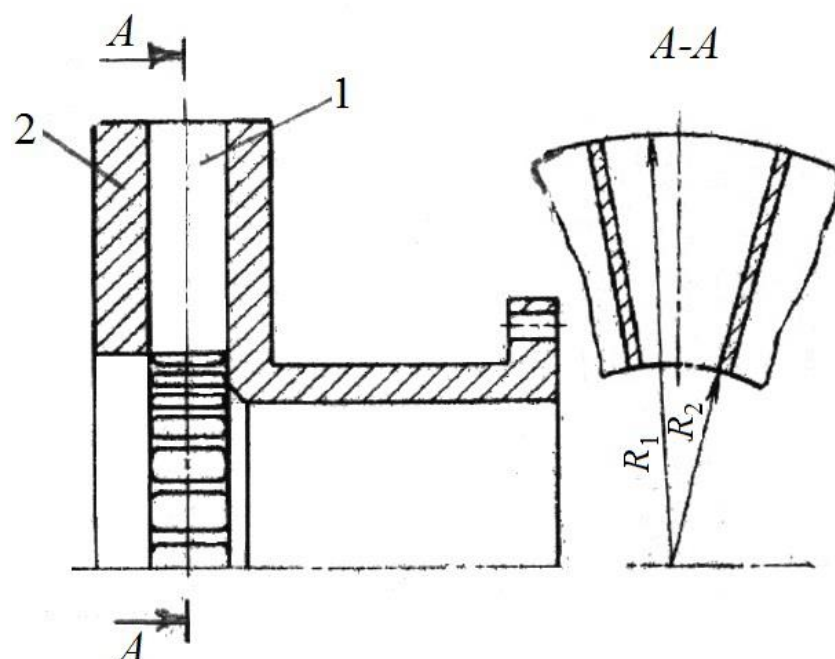


Рис. 1.9 – Схема гальмівного диска: 1 - вентиляційний канал; 2 - гальмівний диск

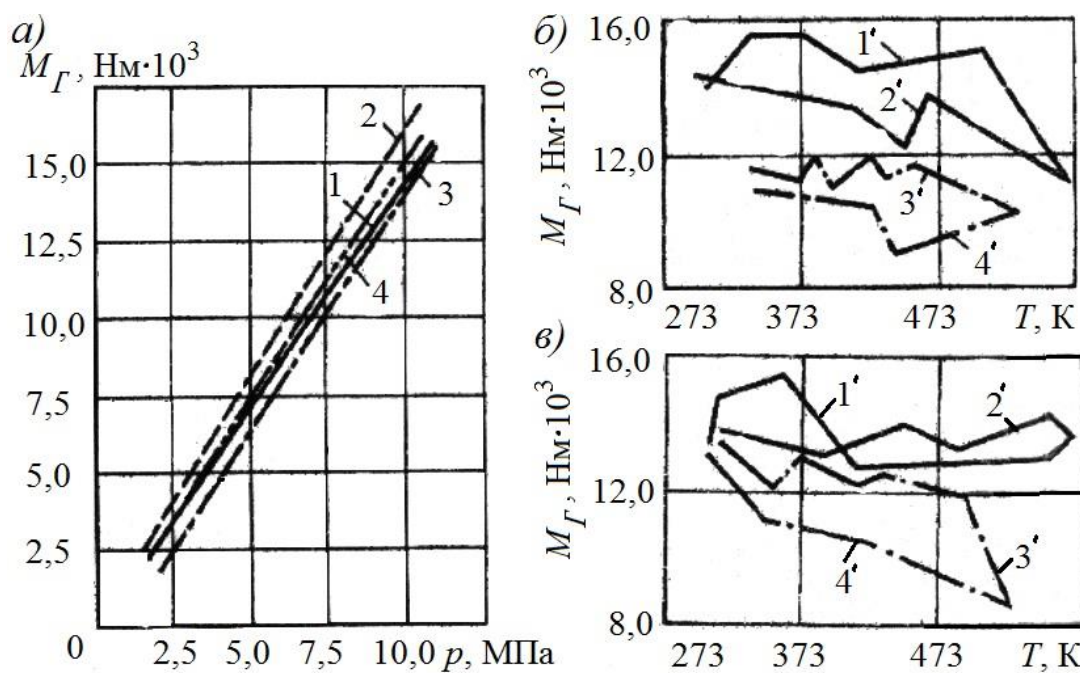


Рис. 1.10 а, б, в – Закономірності зміни гальмівного моменту в дисково-колодковому гальмі від зміни питомих навантажень (а) і поверхневої температури при першому (в) і другому (б) термічному припрацюванні: 1, 2 і 3, 4 - до і після геометричного і після першого та другого термічного припрацюванні; 1', 3' і 2', 4' - при нагріванні і вимушеному охолодженні гальмівного диска

Математичне моделювання динамічних процесів дисково-колодкового гальма шахтних підйомних машин здійснено в [107]. Досліджуване гальмо складається з чотирьох блоків, на яких розмішено гальмівні модулі та гідророзподільна апаратура. До складу гальмівного модуля входить від двох до чотирьох гальмівних пристроїв, кожен з яких має свою гідроапаратуру. Отже, на шахтній підйомній машині може бути використано 16...32 гальмівних циліндра, в яких шток виконано як одне ціле з поршнем. На кінці штока змонтовано гальмівну колодку з фрикційною накладкою. У даному гальмі використано одностороннє притискання накладок колодок до бігової доріжки тертя гальмівного диска. Недоліком цих досліджень є те, що не розглянуто термограми гальмівного диска при вивченні його енергонавантажності та не враховано циркуляцію теплових струмів у його тілі.

Визначенню рівня енергонавантажності дисково-колодкового гальма при двосторонньому розміщенні гальмівних колодок відносно диска присвячено [41]. Відмічено, що при так званому двосторонньому терті, коли теплові потоки генеруються одночасно на двох протилежних поверхнях та розповсюджуються вглиб тіла гальмівного диска назустріч один одному, необхідно враховувати їхню взаємодію. Проте це не розглядалося в згаданих дослідженнях. Окрім того, при цих дослідженнях не отримано закономірностей зміни поверхневих температурних напружень гальмівного диска.

У [60] показано, що одним з найефективніших шляхів здійснення плавного, економічного і безпечного гальмування мостового крана є динамічне гальмування. Воно здійснюється за допомогою дисково-колодкового гальма, яке за умов дотримання оптимальної механічної характеристики приводу мостового крана вантажністю 20 т дозволяє знизити динамічні навантаження його металоконструкції на 18...20% та амплітуду розгойдування його вантажу після зупинки крана – в 3...5 разів порівняно з використанням у цьому ж приводу барабанно-колодкового гальма.

На даний час у гальмах транспортних літаків все ширше застосовуються сучасні фрикційні матеріали системи «вуглець-вуглець» [76].

Гальмівні диски, виготовлені з такого матеріалу сприймають суттєві динамічні (до 2,5 МПа) і термічні (поверхневі температури до 1000 °С) навантаження. Виникаючи при цьому температурні впливи за типом «теплого удару», що мають істотний температурний градієнт, зумовлюють специфічні умови експлуатації на поверхнях фрикційного контакту, а також виникнення значних термічних напружень в елементах гальмівних дисків. Одночасно з цим в гальмівних дисках діють механічні напруження від зусилля стискання пакету дисків і відцентрових навантажень. Установлено особливості спільного впливу термічних і динамічних дій на гальмівні диски, а також проаналізовано напружено-деформований стан гальмівних барабанів коліс при варіюванні експлуатаційними параметрами.

Для стабілізації термомеханічних властивостей фрикційних накладок з матеріалів ТІР-202 і ТІР-240 дисково-колодкового гальма їх робочі поверхні піддавали миттєвій високотемпературній обробці, тобто «термоудару» [123]. Запропонована технологічна операція дозволила стабілізувати показник гальмівної ефективності без попередньої обробки робочих поверхонь накладок, а також сприяє тривалій термостабілізації фрикційних матеріалів при роботі в зоні високих температур, що перевищують допустимі. Проведення технологічної операції «термоудару» вимагає суворого дотримання температурного режиму обробки в часі при рівномірному приляганні оброблюваної поверхні накладки до поверхні нагрівання. При цьому виникає проблема нейтралізації газовиділення з приповерхневих шарів фрикційної накладки.

Таким чином, в якості динамічної моделі доцільно є прийняти дисково-колодкове гальмо транспортного засобу БАЗ А079.33 для різних типів приводу піднімально-транспортних машин (шахтних підйомників, мостових кранів, крокуючих екскаваторів та ін.).

Розглянемо вплив рівня енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма на їх зносо-фрикційні властивості.

1.3 Уплив рівня енергонавантаженості фрикційних вузлів гальм на їх зносо-фрикційні властивості

Одним з основних факторів, що впливають на працездатність пар тертя дисково-колодкового гальма, є його тепловий стан. При визначенні номінальної енергоємності вузлів тертя гальм оперують їх фрикційною теплостійкістю, тобто здатністю зберігати стабільне значення динамічного коефіцієнта тертя f і мати незначний знос u їх робочих поверхонь в інтервалі температур до допустимої для матеріалу фрикційної накладки.

Для виготовлення накладок гальмівних пристроїв застосовують полімерні фрикційні матеріали. Ці матеріали мають порівняно низьку теплостійкість. Залежно від зміни складових температури, при якій спостерігається різке зниження динамічного коефіцієнта тертя, вона коливається в межах 473...773 К (рис. 1.11 а).

При рівних умовах теплостійкість пари тертя є тим вищою, чим меншим є вплив поверхневої температури на динамічний коефіцієнт тертя і на відношення інтенсивності зносу до гальмівного моменту (u/M_T) (рис. 1.11 б).

На рис. 1.11 а наведено характерну залежність динамічного коефіцієнта тертя від температури для фрикційних матеріалів, що мають властивості, які забезпечують створення робочого шару [143]. На кривій можна виділити шість характерних зон. У першій зоні динамічний коефіцієнт тертя визначається, в основному, пружно-пластичними властивостями матеріалу. У другій зоні внаслідок розвитку пластичних деформацій динамічний коефіцієнт тертя знижується. У третій зоні динамічний коефіцієнт тертя стабілізується, що пояснюється ефектом змащення поверхонь тертя речовинами, утвореними в результаті розкладання сполучного компонента фрикційного матеріалу. Четверта зона характеризується підвищенням коефіцієнта тертя, яке зумовлено утворенням коксоподібних продуктів на початку формування робочого шару. У п'ятій і шостій зонах значення динамічного коефіцієнта тертя і характер його зміни від температури залежить від властивостей утвореного робочого шару.

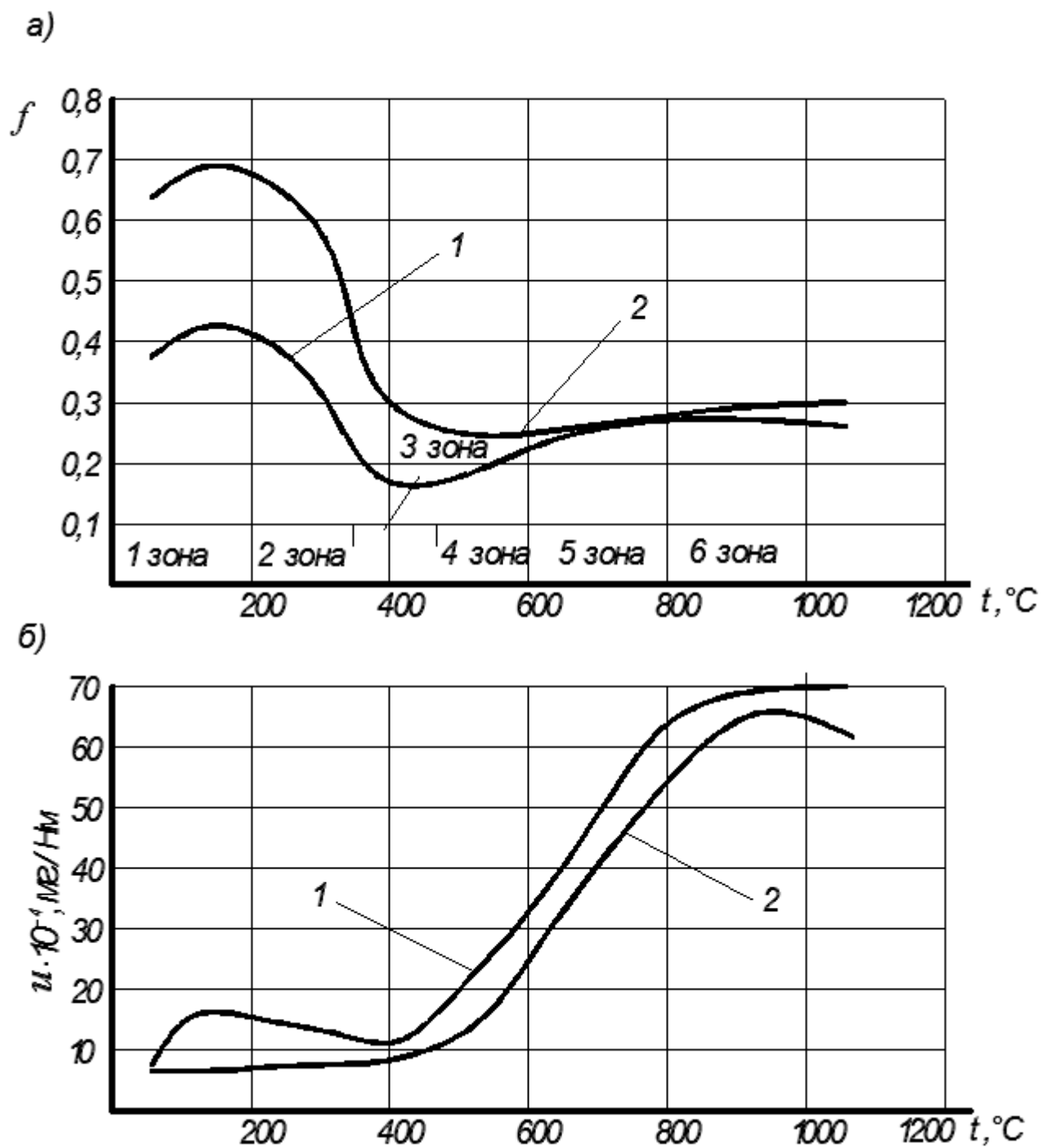


Рис. 1.11 а, б – Закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя (а) і інтенсивності зносу (б) в залежності від температури для полімерних фрикційних матеріалів (1 - Фрітекс-501, 2 - Фрітекс-950) при їх терті по чавуну ЧНМХ

Оскільки і для матеріалів, які мають достатню теплостійкість, динамічний коефіцієнт тертя змінюється з підвищенням температури, то для забезпечення стабільності вихідних показників і високої енергоємності фрикційного вузла гальмівної системи необхідно забезпечити мінімальні відмінності між динамічними коефіцієнтами тертя для матеріалів накладок.

Такий характер графічної залежності $f(t)$ (див. рис. 1.11 *a*) зумовлений тим, що при досягненні деякої допустимої температури починається розкладання сполучних компонентів, яке супроводжується утворенням рідких і газоподібних речовин. Цей процес протікає в певному діапазоні температур, і тертя в цьому діапазоні може розглядатися як напіврідинне. При подальшому збільшенні температури (понад 220...260 °С) починається димлення і формування твердого дуже крихкого шару, фрикційні властивості якого помітно відрізняються від властивостей основного матеріалу при невисоких температурах.

Збільшення динамічного коефіцієнта тертя, зазначене дослідниками [1, 10, 11, 47, 114 та ін.], не свідчить про достатню фрикційну теплостійкість полімерних матеріалів, оскільки одночасно із підвищенням динамічного коефіцієнта тертя спостерігалось різке зростання інтенсивності зносу. Це підтверджують дані [25] про те, що при терті каучукових композицій по чавуну робочий шар не утворюється, і теплостійкість фрикційних накладок обмежується температурою початку різкого зниження динамічного коефіцієнта тертя внаслідок розкладу сполучних компонентів.

Відзначаючи неможливість створення універсального матеріалу, придатного для різних типів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв і для різних умов експлуатації, І.В. Крагельський [49] запропонував усі фрикційні матеріали розділити на 3 групи (табл. 1.2).

Проаналізуємо вплив поверхневих температур пар тертя на закономірності зміни гальмівного моменту (рис. 1.12). Стендові випробування пар тертя на зносо-фрикційні властивості торцевого тертя і тертя, яке

Таблиця 1.2

Класифікація фрикційних матеріалів для різних умов роботи

Умови роботи	Характеристики умов роботи		
	Температура, °C		Питомі навантаження, МПа
	Короткотривала	Довготривала	
Легкі	200	120	до 0,8
Середні	400	250	до 1,5
Важкі	1100	400	до 6,0

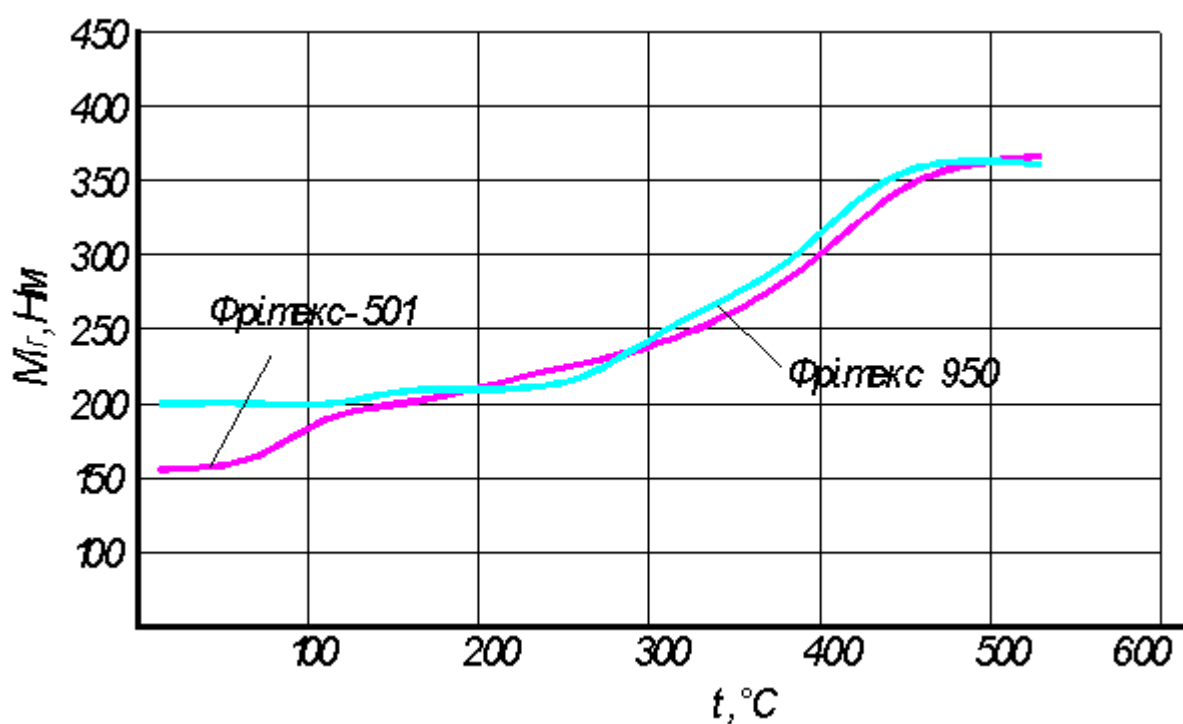


Рис. 1.12 – Закономірності зміни гальмівного моменту в залежності від поверхневої температури пар тертя гальмівних пристроїв для матеріалів фрикційних накладок Фрітекс-501 і Фрітекс-950

відтворюється на різних типах машин тертя і зносу (2070 СМТ-1; 2168 УМТ; 2052 МТІ-1; 2101 ТП; 2125 ПТС; ТІ-1М; ІІ-5018; 2168 УМТ «УНІТРІБ» та ін.), істотно відрізняються від випробування пар тертя в серійних гальмівних механізмах транспортних засобів. Відмінність полягає, в основному, в нормальній силі навантаження та в об'ємах металевого і неметалевого елементів тертя, які підлягають динамічному і тепловому впливу. При цьому процеси теплообміну поверхонь цих елементів не розглядаються [73].

Тільки при дотриманні експлуатаційних вимог раціонально сконструйований фрикційний вузол гальмівного механізму буде достатньо ефективним і енергоємним. Незважаючи на очевидність цього положення суворої регламентації показників якості фрикційних накладок ще не створено. І.В. Крагельський [49] вважає, що динамічний коефіцієнт тертя фрикційної пари повинен бути не меншим 0,2 і не більшим 0,5, при цьому він повинен бути досить стабільним.

Численними дослідженнями [54, 56] встановлено (особливо для пар тертя барабанно-колодкових гальм транспортних засобів) що в зоні і вище допустимих температур для полімерних фрикційних накладок спостерігається термостабілізаційний стан ободу гальмівного барабана тривалістю до 6...8 хв. Одним з основних завдань подальших досліджень є врахування даного явища при розрахунку конструктивних параметрів гальмівних барабанів колісних гальмівних механізмів транспортних засобів.

При цьому важливо знати коефіцієнти розподілу теплових потоків між елементами тертя гальмівних пристроїв. У [81] наведено аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів розподілу теплоти між елементами пари тертя гальмівних пристроїв.

При цьому пари тертя розглядалися різної геометричної форми з урахуванням теплофізичних параметрів їх матеріалів, часу взаємодії, швидкості ковзання, роботи сил тертя, теплоти, акумульованої елементами пари тертя та інших експлуатаційних параметрів. Слід відзначити, що в [112] вперше в отриманій залежності для визначення коефіцієнтів розподілу теплоти між

елементами пари тертя враховано два закони тепловиділення – лінійний і параболічний. Проте, у зазначених працях не враховано участь приповерхневого шару фрикційної накладки в процесах теплообміну і передачі теплоти крізь елементи пар тертя та її розподілу між ними, а також інверсію теплових потоків при досягненні матеріалом накладок допустимої температури. При розгляді повторно-короткочасного і довготривалого режимів роботи гальм необхідно враховувати теплоту, яка накопичується елементами пари тертя. Інтенсивність і величина нагрівання поверхонь тертя гальм залежить від фізичних властивостей матеріалів, що труться, особливостей конструкції фрикційного вузла і режиму його експлуатації.

Моделювання процесу зносу виробів з полімерних композиційних матеріалів розглянуто в [115]. Для визначення величини зносу полімерного композиційного матеріалу обрано кінетичну модель, розроблену С.Н. Журковим, яка базується на термофлуктуаційній концепції міцності твердих тіл. З позицій кінетичної теорії поверхневий шар тіла розглядається як окреме тіло, що складається з безлічі структурних складових - кінетичних одиниць, у якості яких виступають атоми і молекули речовини, тобто здійснюють теплові коливання.

Відповідно до даної теорії руйнування матеріалу слід розглядати як тимчасовий термоактиваційний процес, що описується фундаментальним рівнянням:

$$\tau_p = \tau_{0a} \cdot e^{\frac{u_0 - \gamma \sigma_p}{RT}}, \quad (1.4)$$

де τ_p - час руйнування зразка з моменту прикладання навантаження; τ_{0a} - константа, що враховує період коливання атомів; u_0 , RT - енергія: активації руйнуючих зв'язків у матеріалі; теплового руху; σ_p - руйнівне напруження; γ – стала, пов'язана зі структурою матеріалу.

Необхідно зауважити, що рівняння (1.4) не враховує складову імпульсів електричного струму, який є не тільки збудником теплового руху атомів і молекул у поверхневих шарах поверхонь тертя, але й підсилювачем їх енергії.

У цьому випадку стосовно руйнування матеріалу зразка будемо мати електротермоактиваційний процес.

У дисково-колодкових гальмах транспортних засобів знос робочих поверхонь накладок колодок, в основному, залежить від питомих навантажень і поверхневих температур пар тертя. Інтенсивність зносу фрикційного матеріалу накладок в значній мірі залежить від зносо-фрикційних властивостей трибологічної системи.

Проведені дослідження [19, 23, 30 44 та ін.] показують, що теплонавантаженість суттєво впливає на зносо-фрикційні й експлуатаційні властивості пар тертя гальм, що призводить до збільшення гальмівного шляху транспортного засобу, зниження надійності і працездатності дисково-колодкового гальма. Для зниження теплонавантаження необхідно підвищити енергоємність та ефективності фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма за рахунок інтенсивного вимушеного і примусового охолодження дисків різних типів. Це можливо здійснити на основі досконалих розрахункових методів.

1.4 Шляхи підвищення ефективності пар тертя дисково-колодкових гальм

1.4.1 Розрахунковими методами і конструктивними удосконаленнями

Розрахункові методи відносяться до теоретичних досліджень пар тертя дисково-колодкових гальм у цілому і до суцільних і самовентильованих їхніх гальмівних дисків зокрема. Вони полягають у:

- розробці загальних динамічної й теплової моделей для суцільних і самовентильованих гальмівних дисків;
- оцінці енергонавантаженості пар тертя дискового гальма з урахуванням коефіцієнтів розподілу теплових потоків між елементами тертя;

- побудові поверхневої та об'ємної термограм для гальмівного диска з подальшим визначенням поверхневих і об'ємних температурних градієнтів;
- оцінці напружено-деформованого стану диска з урахуванням впливу двовимірного змінного температурного поля;
- визначенні інтенсивності вимушеного охолодження зовнішніх і внутрішніх поверхонь дисків, що омиваються швидкісними потоками повітря, виходячи з його об'ємної витрати;
- використанні різних ефектів (вихрового, теплової трубки та ін.) для зниження енергонавантаженості гальмівних дисків.

При цьому теоретичні дослідження проводяться на нано- і мікрорівні з урахуванням не тільки фрикційної взаємодії пар тертя гальма, але й з оцінкою енергетичних рівнів поверхневих і приповерхневих шарів елементів при їх електротермомеханічному навантаженні. Особливу увагу необхідно звернути на імпульсне і тривале підведення теплоти до матеріалів трибоспряження. Розрахунки виконувалися у суворій послідовності перебігу процесів, явищ і ефектів на плямах контактів мікровиступів поверхонь тертя дисково-колодкового гальма, а також в їх поверхневих і приповерхневих шарах.

У [69] запропоновано метод розрахунку температур в області контакту елементів пар тертя дисково-колодкових гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин. При цьому зроблено й обґрунтовано вибір моделі геометрії контакту за результатами дослідження впливу дискретності фрикційної взаємодії на механотеплові процеси; встановлено закономірності зміни теплового контакту й отримано точні розв'язки геометрично одновимірних задач нестационарної теплопровідності для пар тертя з урахуванням особливостей фрикційного контактного теплообміну; проілюстровано розподіл теплових потоків при терті; досліджено вплив дискретного фрикційного контакту мікровиступів металополімерних пар тертя на закономірності розподілу питомих навантажень і поверхневих температур в підгалузях дискретної взаємодії. Проте дослідження стосувалися тільки

механічних і теплових процесів у трибологічних спряженнях без урахування електричних і хімічних ефектів в їхніх поверхневих і приповерхневих шарах.

Конструювання гальмівних дисків виконується з урахуванням допустимих обмежень на швидкісні, силові, електричні й теплові характеристики пар тертя дисково-колодкового гальма при їх електротермомеханічному навантаженні.

Основними причинами відмов дисково-колодкових гальм є знос фрикційних накладок колодок і вихід з ладу диска. Це відбувається внаслідок важкого температурного режиму при тривалому гальмуванні, а також в умовах екстреного гальмування при високих початкових швидкостях. Зазначені режими гальмування накладають відбиток на динаміку температурних полів у диску в процесі гальмування. Особливу роль при цьому мають зустрічні електротеплові хвилі, які поширюються з робочої зони доріжок тертя диска до його середини, що спричиняє нерівномірний прогрів тіла диска.

Генеруючу теплоту на поверхнях тертя гальмівного диска необхідно швидко відводити в навколишнє середовище. Так з'явилися самовентильовані диски. Найбільш простою конструкцією такого диска є розташування лопатей між двома тонкими дисками. Така конструкція є схожою з турбіною і дозволяє відводити теплоту набагато швидше, що суттєво покращує ефективність гальма. На гальмівних дисках можна зустріти отвори і канавки. Такі доповнення сприяють зниженню ваги диска, перешкоджають його викривленню і забезпечують видалення газоподібних сполук, які утворюються при терті накладок по диску. Ці сполуки створюючи газовий прошарок між поверхнями тертя, що знижує ефективність гальма. Канавки і перфорація (отвори в диску) сприяють видаленню бруду, води і нагару при зношуванні фрикційного матеріалу колодок.

Згідно з принципами конструювання різних типів гальмівних дисків необхідно добиватися їх мінімальної матеріаломісткості з дотриманням характеристик міцності. Тіло дисків має бути виконано з матеріалів з невеликим питомою вагою і з термоізоляційними властивостями. Конструкція

гальмівних дисків має забезпечити ефект вихрових труб, що сприятиме інтенсивному охолодженню їх торцевих стінок.

У [119] розглянуто алгоритм раціонального проектування типорозмірних рядів фрикційних пар гальмівних і передавальних пристроїв, який складається з таких етапів: раціональна градація типорозмірного ряду по базовому параметру; оптимізація геометричних, силових і фрикційно-зношувальних параметрів базової моделі ряду; поширення результатів оптимізації базової моделі на всю сукупність членів типорозмірного ряду. В основу вирішення задачі оптимізації базової моделі покладені аналітичні залежності, що враховують рівень термопружної деформації металевго елемента пари тертя і динаміку формування контурної площі контакту. Завдання поширення результатів оптимізації базової моделі вирішено з використанням апарату теорії подібності й фізичного моделювання. В якості базової моделі розглянуто дисково-колодкове гальмо піднімально-транспортної машини.

Розглянемо інтенсивність вимушеного і примусового охолодження пар тертя дисково-колодкових гальм.

1.4.2 Вимушеним і примусовим охолодженням

Точний розрахунок інтенсивності тепловіддачі з урахуванням всіх конструктивних особливостей гальмівних дисків є досить складною задачею, вирішувати яку, на нашу думку, доцільно лише в окремих випадках. Так, у вузлах тертя барабанно- і стрічково-колодкових гальм, де похибка при визначенні температурного режиму в межах $\pm 10\%$ не робить істотного впливу на правильність вибору матеріалів фрикційної пари, застосовують спрощені (наближені) методи теорії теплообміну. Ці методи дозволяють розраховувати коефіцієнти тепловіддачі за залежностями вигляду:

$$Nu = CGr^{n_1} Re^{n_2} Pr^{n_3}, \quad (1.5)$$

які отримані в результаті узагальнення численних експериментальних даних [10].

У формулі (1.5) $Nu = \sigma' d / \lambda$ – критерій Нусельта, який визначає інтенсивність теплообміну; $Gr = (\beta g d_{cp}^3 / \nu^2) \Delta t$ – критерій Грасгофа, що характеризує теплообмін при вільній конвекції; $Re = \nu d_{cp} / \nu$ – критерій Рейнольдса, який визначає інтенсивність теплообміну при вимушеній конвекції; C і n_1, n_2, n_3 - множник пропорційності і показники ступеня, отримані з експериментальних даних; σ' – коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/(м²·°C); d_{cp} – розмір тіла, наприклад, для гальмівного диска середній діаметр, м; λ – коефіцієнт теплопровідності середовища (повітря), Вт/(м²·°C); ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості середовища (повітря), м/с; α - коефіцієнт температуропровідності середовища, м²/с; $g\beta$ - підйомна сила середовища (повітря), м/(с²·°C); Δt - різниця між температурами поверхні тіла і середовища (повітря) за межами прикордонного шару, °C; ν - швидкість потоку повітря, м/с.

При роботі вузла тертя дисково-колодкового гальма на повітрі зазвичай тепловий потік Q_{yd} , який передається крізь одиничну площу поверхні гальмівного диска в середовище, пропорційний різниці температур між поверхнею диска і середовищем (закон Ньютона). Для того щоб оцінити, який вплив на температуру елемента пари тертя чинить тепловіддача, необхідно порівняти теплові потоки, які отримуються одиницею об'єму тіла гальмівного диска і відводяться зовнішніми і внутрішніми поверхнями диска циркулюючому повітрю

$$\psi = (Q_{A_1} A_{\sigma_1} + Q_{A_2} A_{\sigma_2} + Q_{A_3} A_{\sigma_3}) / Q_A A_a, \quad (1.6)$$

де Q_A - питомий потік теплоти, посилений електричними струмами і акумульований на номінальній поверхні тертя; A_a - номінальна поверхня тертя; A_σ - тепловідвідна поверхня, індекси 1, 2, 3 відносяться до поверхонь: доріжки тертя, зовнішньої і внутрішньої самовентильованого гальмівного диска; у разі розгляду суцільного диска складова $Q_{A_3} A_{\sigma_3} = 0$.

Надалі необхідно умовно розділити суцільний гальмівний диск на декілька шарів поверхнями, паралельними його поверхні тертя і розрахувати

середню (об'ємну) температуру t_{v_1} кожного шару (1, 2, 3, ..., n) з самого початку електротермомеханічного процесу навантаження для шару

$$t_{v_2} = \frac{Q_A \tau - cm \Delta t_{i-1}}{cm}, \quad (1.7)$$

де τ - час, що минув від початку процесу гальмування; m - маса об'єму елементарного шару диска; c - питома теплоємність.

Знання закономірності зміни об'ємної температури по шарах гальмівного диска дозволяє оцінити його об'ємні температурні градієнти. З урахуванням оптимальних величин останніх стає можливим конструювання гальмівних дисків такими, щоб до мінімуму звести їхню теплову деформацію, і, як наслідок, покращити динаміку формування контурної площі контакту накладок колодки з диском. При виборі кількості шарів самовентильованих дисків керувалися умовами міцності і об'ємними температурними їх градієнтами, що є основою для зменшення термопружних деформацій. Це дозволить зменшити амплітуди термопружних хвиль над вентиляційними каналами і зберегти початкову технологічну хвилястість доріжки тертя самовентильованого гальмівного диска.

Окрім теплообміну з повітрям за рахунок примусової конвекції необхідно враховувати теплообмін випромінюванням.

З урахуванням двох видів теплообміну питомий тепловий потік становить:

$$Q_A = Q_A^* + Q_{\text{випр}}, \quad (1.8)$$

де Q_A^* - кількість теплоти, що відводиться за рахунок примусової конвекції в навколишнє середовище при заданій температурі поверхонь диска; $Q_{\text{випр}}$ - кількість теплоти, що віддається в навколишнє середовище тепловипромінюванням від полірованих і матових поверхонь гальмівного диска при тій же його температурі, при якій визначалося Q_A^* ; $Q_{\text{випр}}$ визначається на основі закону Стефана-Больцмана в залежності від температури полірованої і матової поверхонь гальмівного диска і від ступеня їх чорноти.

У свою чергу Q_A^* визначається за залежністю вигляду:

$$Q_A^* = m_n \cdot c \cdot \Delta t, \quad (1.9)$$

де m_n – маса повітря, яке омиває поверхні гальмівного диска; c - теплоємність повітря; Δt - зниження поверхневої температури гальмівного диска.

Отже, для визначення складової конвективного вимушеного охолодження різних типів гальмівних дисків необхідно знати кількість повітря, яке омиває їх поверхні.

Удосконалений метод теплового розрахунку дискових гальм транспортних засобів на циклічних випробуваннях (режим типу I) наведено в [39] для випадку розімкнутих пар тертя гальма. За результатами експлуатаційних випробувань дисково-колодкових гальм передньої осі і комп'ютерного моделювання визначено коефіцієнти тепловіддачі [$\alpha=(47...52)\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$] методом розв'язання оберненої задачі теплопровідності. При цьому з основних факторів, які впливають на температурний режим суцільних і самовентильованих дисків гальма, виділено: акумульовану теплоту та її розподіл в елементах пар тертя; теплофізичні властивості матеріалів пар тертя; умови відведення від гальмівних дисків акумульованої в процесі гальмувань і пауз між ними теплоти; інтенсивності зміни тепловиділення в принципі суперпозиції «нагрівання-вимушене охолодження»; основні конструктивні параметри робочих елементів пар тертя. При математичному плануванні експерименту одержано регресійні залежності для теплового розрахунку пар тертя з суцільними і самовентильованими дисками гальм на випробуваннях типу I та порівняно їх енергонавантаженість.

У [43] запропоновано методику моделювання процесів тепловіддачі від вентиляційних каналів дисків передніх дисково-колодкових гальм транспортних засобів на сіткових моделях. За режим теплонавантаженості використано режим випробування типу II. Ідентифіковано умови тепловіддачі від самовентильованих гальмівних дисків [$\alpha=(47...52)\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$] шляхом вирішення зворотної задачі теплопровідності із залученням експериментальних даних експлуатаційних випробувань теплонавантажених пар тертя гальм і

комп'ютерного моделювання. За допомогою методу планування експерименту одержано регресійні залежності для оцінки теплонавантаженості фланцевої і безфланцевої частин самовентильованих дисків транспортного засобу при випробуваннях типу II.

Розглянемо конструкції гальмівних дисків, в яких реалізовано непряме примусове охолодження їх робочих поверхонь.

Гальмівний диск [5] (рис. 1.13) складається з порожнистого плоского кільця, одна з торцевих поверхонь якого є робочою. Внутрішню порожнину кільця виконано у вигляді окремих сегментів, розділених перегородками і частково заповнених рідиною. При цьому внутрішня торцева поверхня кожного сегмента покрита пористим матеріалом. На зовнішній торцевій неробочій поверхні кільця жорстко встановлені ребра охолодження, рівномірно розташовані по колу. З метою підвищення ефективності охолодження диск забезпечений додатковими порожнистим кільцем, жорстко з'єднаним з основними перемичками, рівномірно розташованими по колу. Внутрішню порожнину додаткового кільця виконано у вигляді сегментів, розділених між собою перегородками. Ребра охолодження виконані на зовнішній торцевій поверхні додаткового кільця, при цьому перемички виконані на всю ширину кілець, які розміщені між перегородками. В середині кожної з них виконані наскрізні отвори.

У гальмівному диску з охолодженням типу «теплова труба» [3] в якості наповнювача використано легкоплавку речовину, в середовищі якої розташовані випарювачі теплових труб (рис. 1.14). Вісь гальмівного диска виконана у вигляді теплової труби з одним випарювачем усередині порожнини гальмівного диска і двома конденсаторами - поза нею. В якості легкоплавкого наповнювача використано галій.

У гальмівному диску [4] (рис. 1.15) досягається підвищення надійності шляхом інтенсифікації охолодження за рахунок збільшення тепловіддавальної поверхні при підвищенні навантажень. У зоні тертя на внутрішніх торцевих поверхнях напівдисків 1 і 2 закріплено пластини 12, виконані з матеріалу з

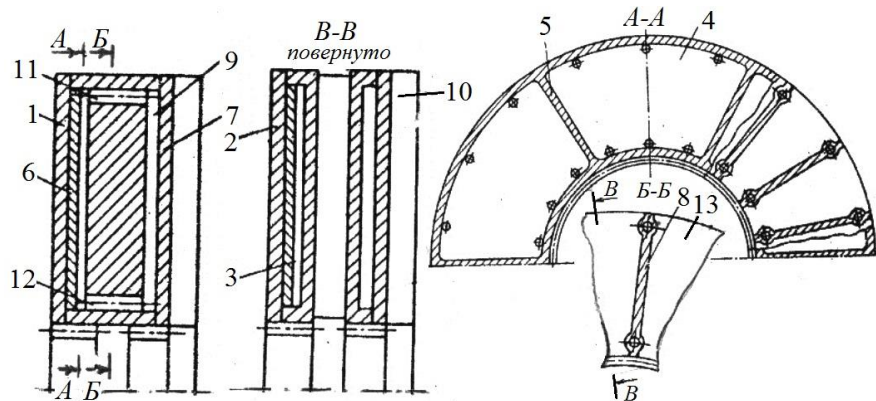


Рис. 1.13 – Гальмівний диск: 1, 2 - гальмівний диск з робочою поверхнею; 3, 9 - внутрішні порожнини; 4 - окремі сегменти; 5 - радіальні перегородки; 6 - пористий матеріал; 7 - додаткове порожнисте кільце; 8 - перемичка; 10 - ребра; 11, 12 - наскрізні отвори; 13 - вентиляційні канали

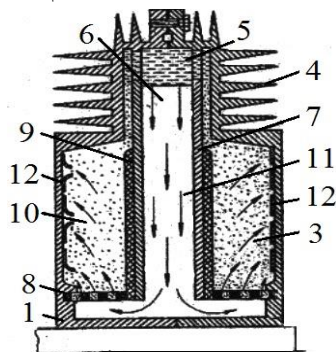


Рис. 1.15 – Гальмівний диск із змінною поверхнею теплообміну: 1, 2 - напівдиски; 3 - випарювач; 4 - ребра; 5 - конденсатор; 6 - кільцевий канал; 7 - поперечна стінка; 8 - перфоровані циліндри; 9 - термоізоляційні накладки; 10 - пакет металевих сіток; 11 - капілярно-пористий вкладиш; 12 - пластини з ефектом «пам'яті форми»

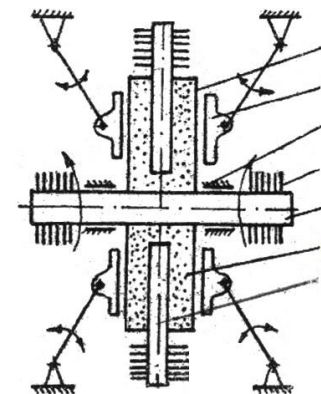


Рис. 1.14 – Охолоджуючий пристрій, вмонтований у гальмівний диск: 1 - робочі поверхні диска; 2 - гальмівні колодки; 3 - опори; 4 - оребріння; 5 - вал; 6 - герметична порожнина; 7 - теплові труби

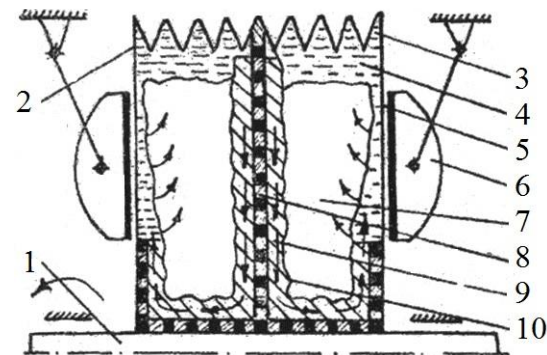


Рис. 1.16 – Охолоджуючий пристрій, вбудований в гальмівний диск, який обертається на валу: 1 - вал; 2, 3 - герметичний корпус диска і його торцеві поверхні; 4 - гальмівні колодки; 5, 6 - зони: випаровування, конденсації; 7 - капілярно-пористий вкладиш; 8 - теплоносій; 9 - феромагнітна оболонка механічної хвилі, що біжить; 10 – індуктор з електромагнітним полем, що біжить

ефектом «пам'яті форми». При гальмуванні температура в зоні тертя підвищується. Пластини 12 набувають форму пелюстка, при цьому поверхня теплообміну збільшується.

Згідно з розробкою охолоджувального пристрою, вмонтованого в гальмівний диск, що обертається на валу [6] (рис. 1.16), він містить жорстко пов'язаний з диском герметичний порожнистий корпус із зонами: випаровування, розміщеними в обох торцевих поверхнях тертя і генерації теплоти корпусу, і конденсації, розташованою біля периферії корпусу. Капілярно-пористий вкладиш пов'язує зони випаровування і конденсації. При цьому з метою підвищення ефективності охолодження шляхом прискорення переміщення конденсату, вкладиш має феромагнітну оболонку та індуктор електромагнітного поля, яке біжить. Капілярно-пористий вкладиш виконано пружним, він розташований на індукторі, а його поверхня, знаходиться між торцями, оберненими до зон випаровування і конденсації, вложена у феромагнітну оболонку.

Необхідно зауважити, що розглянуті пристрої та системи для охолодження гальмівних дисків мають великі будівельні об'єми, тому їх не використовують у дисково-колодкових гальмах транспортних засобів. У той же час можливе використання ефекту «теплової труби», тобто розташування вакуумованої порожнини в тілі гальмівного диска безпосередньо під доріжками тертя.

1.5 Конструкції, робота і режими експлуатації модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини

Розглянемо конструкції і роботу дисково-колодкових гальм шахтної піднімальної машини.

Дисково-колодкові гальма шахтних підйомних машин (рис. 1.17 а, б, в) є пружинно-гідравлічними пристроями. Вони складаються з постаменту 1, на якому змонтовано гальмівні модулі 2, що мають диск 3. Останній з обох сторін

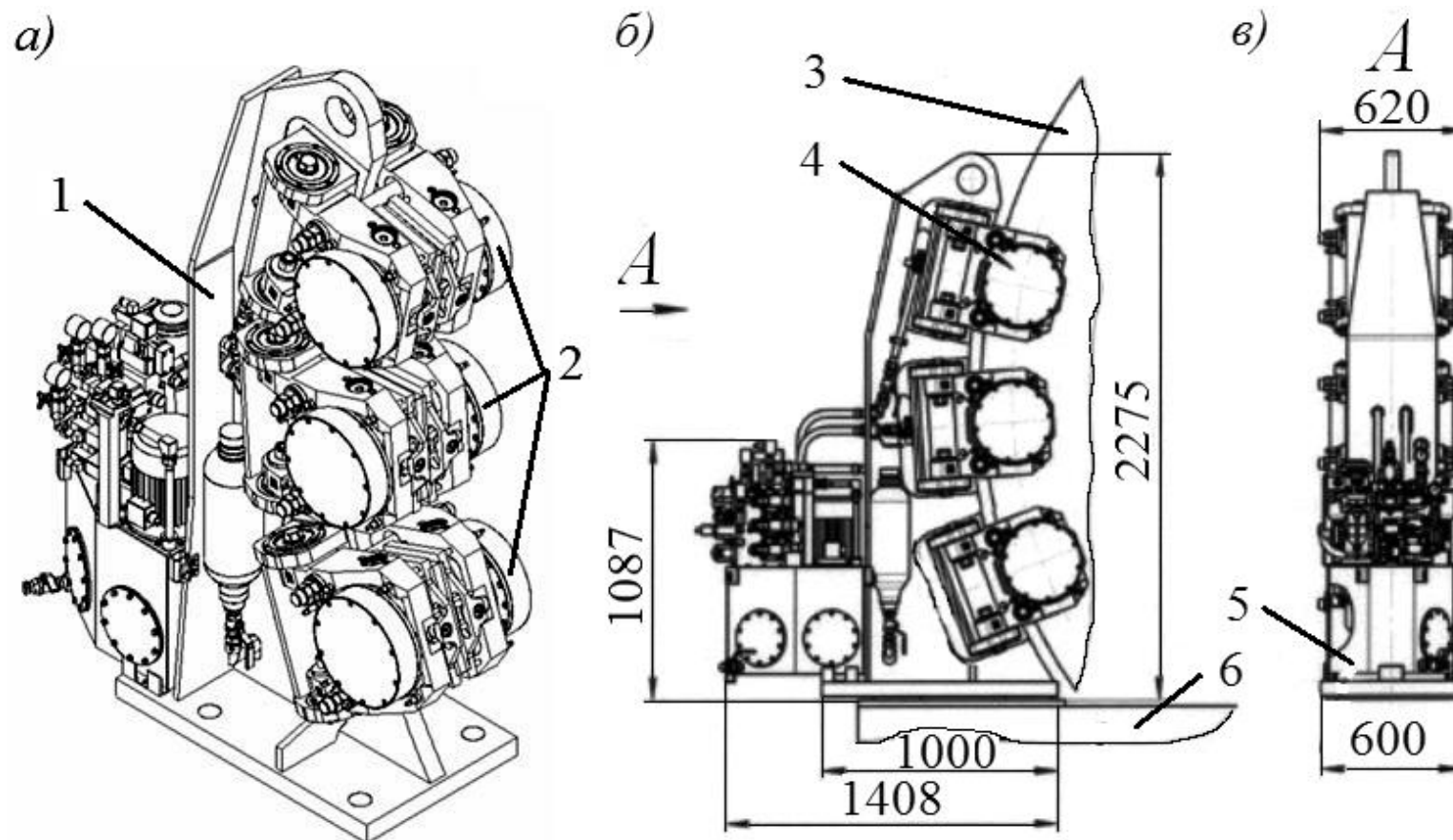


Рис. 1.17 *а, б, в* – Загальний вигляд модульного дисково-колодкового гальма на постаменті шахтної піднімальної машини (*а*); вузли постаменту з дисково-колодковими гальмами (*б*); вигляд збоку А (*в*); 1 - постамент; 2 - модулі гальма; 3 - гальмівний диск; 4 - гальмівна колодка з фрикційними накладками, 5 - гідросистема керування дисково-колодковими гальмами; 6 - рама шахтної піднімальної машини

на його бігових доріжках охоплюють гальмівні колодки з фрикційними накладками 4. Керування дисково-колодковими гальмами здійснюється з допомогою гідросистеми 5. Постамент 1 з гальмівними модулями 2 кріпиться до рами 6 шахтної піднімальної машини.

У кожному гальмівному модулі 2 нормальне притискне зусилля створюється пружинами, які сприяють фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок колодок 4 з біговими доріжками тертя гальмівного диска 3. За відсутності тиску мастила в гідросистемі 5 блок пружин притискає накладки колодок 4 до гальмівного диска 3. При подачі мастила в робочу порожнину гальмівного циліндра гідросистеми 5 пружини стискаються, накладки колодок 4 відходять від гальмівного диска 3, підйомна машина розгальмовується.

Для запобігання виникнення в процесі гальмування незрівноважених нормальних зусиль, прикладених до гальмівного диска 3 піднімальної машини, комплекти пружин гальмівного пристрою кожного модуля 2 повинні створювати однакові нормальні зусилля і мати однакову жорсткість.

Для забезпечення однакового притискного нормального зусилля, що прикладається до обох сторін гальмівного диска 3 барабана піднімальної машини, число гальмівних модулів 2, встановлених на постаментах 1, слід приймати парним з попарним розташуванням з протилежних сторін гальмівного диска 3.

Необхідна кількість гальмівних модулів 2 для конкретної піднімальної машини визначається в залежності від ваги вантажу G_v і швидкості V_n його підйому, отримане число округляється до найближчого більшого парного числа

$$n = \frac{G_v V_n}{G_m V_m}, \quad (1.10)$$

де G_m - вага транспортного засобу, що припадає на передню вісь, на якій встановлено два дисково-колодкових гальма; V_m - середня швидкість руху транспортного засобу.

Друге співвідношення записується в такий спосіб:

$$n' = \frac{M_{ТП}}{M_{ТМ}}, \quad (1.11)$$

де M_{TH} – необхідний гальмівний момент при гальмуванні піднімальної машини згідно з ГОСТ, ТУ або ДСТУ на підйомну машину (або технічним завданням, якщо створюється нова підйомна машина або виготовляється машина індивідуального виконання); M_{TM} – гальмівний момент, що створюється однією парою тертя;

$$M_{TH} = fNR_{cp}, \quad (1.12)$$

де f – динамічний коефіцієнт тертя фрикційної накладки по гальмівному дискові барабана піднімальної машини; N – нормальне зусилля натискання на фрикційну накладку, що створюється штоком циліндра гідросистеми; R_{cp} – середній радіус гальмівного диска барабана піднімальної машини.

Розглянемо конструкцію та роботу пар тертя дисково-колодкового гальма шахтних підйомних машин іншої модифікації.

На рис. 1.18 *а, б, в, г* зображено: *а* – загальний вигляд дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини; *б* – переріз А-А на рис. 1.18 *а* – фрикційний вузол з силовим приводом; *в* – вигляд Б на рис. 1.18 *а* – з'єднувальні вушка корпусу фрикційного вузла; *г* – переріз В-В на рис. 1.18 *в* – з'єднувальні елементи вушок корпусу [7].

Дисково-колодкове гальмо складається з модулів 1, кожний з яких містить корпус 2, що охоплює гальмівний диск 3 барабана 4 піднімальної машини. З одного боку корпусу 2 встановлена силовий циліндр 5. На поршень 6 циліндра з одного боку діє пружина 7, що створює гальмівне зусилля. На вільному кінці штока поршня 6 закріплена гальмівна колодка 8 з фрикційною накладкою 9. З протилежного боку корпусу 2 є друга фрикційна накладка 9.

Корпус 2 має вушка 10 та 11 для з'єднання з іншим корпусом. В отворах вушок 10 встановлено ексцентрикові втулки 12, при повороті яких змінюється кут взаємного розташування двох сусідніх модулів, що дозволяє розміщувати модулі по радіусу, близькому до радіуса гальмівного диска.

Втулки 12 у певному положенні фіксуються стопорними гвинтами 13. Корпуси 2 модулів 1 з'єднані між собою пальцем 14 з можливістю переміщення відносно один одного в напрямку, перпендикулярному площині диска.

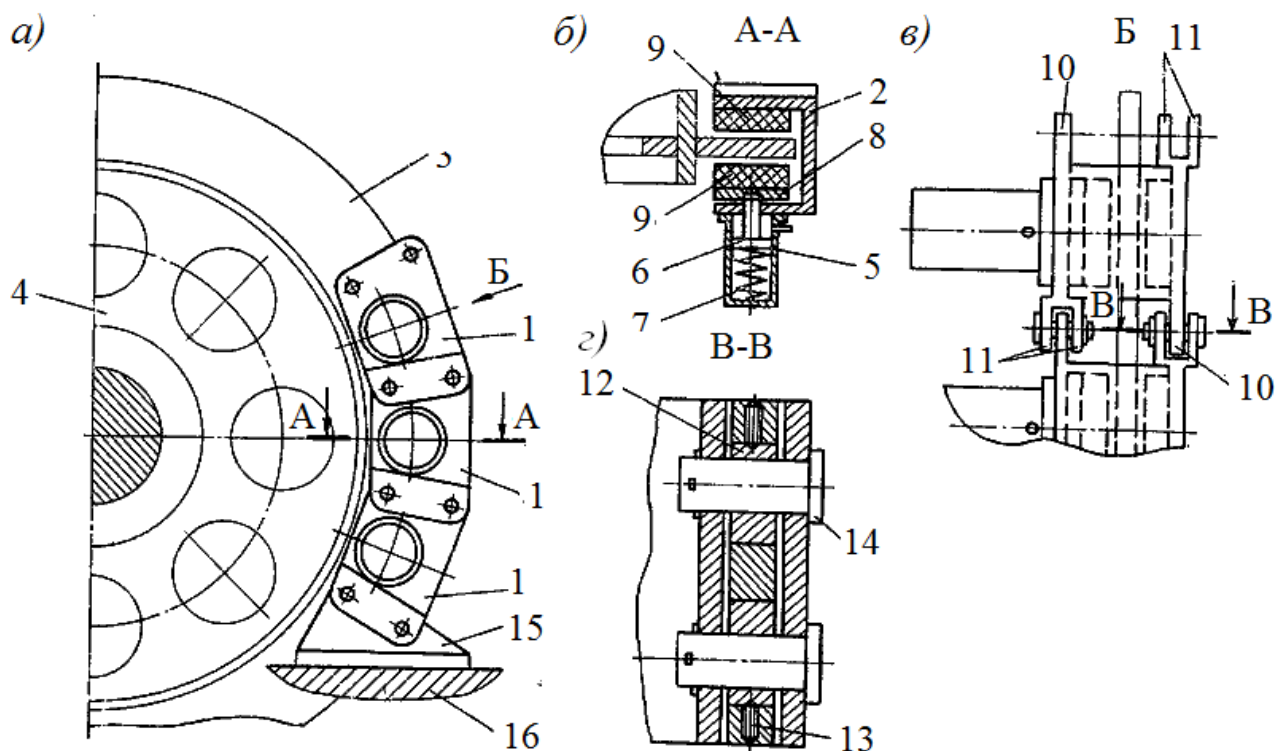


Рис. 1.18 а, б, в, г – Загальний вигляд дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини (а); розріз А-А – фрикційний вузол з силовим приводом (б); вигляд Б - з'єднувальні вушка корпусу фрикційного вузла (в); розріз В-В - з'єднувальні елементи вушок корпусу (г); 1 - модуль; 2 і 10, 11 - корпус зі з'єднувальними вушками; 3, 4 - гальмівний диск барабана; 5, 6 - силовий циліндр з поршнем; 7 - притискна пружина; 8, 9 - гальмівна колодка з фрикційною накладкою; 12 - втулки; 13 - стопорні гвинти; 14 - з'єднувальні пальці; 15 - кронштейн; 16 – фундамент

Кількість модулів 1 вибирають в залежності від необхідного зусилля гальмування при підйомі регламентованої ваги вантажу.

Корпус нижнього модуля за допомогою вушок 10 і 11 кріпиться до кронштейна 15, встановленого на фундаменті 16.

Дисково-колодкове гальмо працює так. Під впливом зусилля пружини 7 поршень 6 циліндра 5 притискає гальмівну колодку 8 з фрикційною накладкою

9 до гальмівного диска 3. Під впливом сили тієї ж пружини до диска притискається фрикційна накладка, що знаходиться на протилежному боці корпусу 2. На диску виникає гальмівне зусилля, яке через ланцюг модулів і кронштейн 15 сприймається фундаментом 16. Для зняття гальмівного зусилля в циліндр 5 подається стиснене повітря або мастило під тиском. Поршень 6 стискає пружину, і гальмівна колодка 8 відходить від площини диска 3. Фрикційна накладка 9 відходить від диска, і барабан 4 отримує можливість обертання.

Довговічність роботи вузлів шахтної піднімальної машини залежить від режиму експлуатації, від правильності налаштування систем приводів рухового і гальмівного режимів. Деякі технологічні цикли піднімальної машини накладають обмеження на безпеку, швидкодію і динамічність. Це особливо стосується роботи установки в аварійних режимах і, зокрема, в режимі запобіжного гальмування, які регламентуються правилами безпеки. При цьому динамічні перевантаження можуть виникати як від гальмівного зусилля в парах тертя гальма і коливань пружної частини системи підйому в початковій стадії гальмування, так і в кінці гальмування при досягненні нульової швидкості. Це пояснюється наявністю інерційних ланок в гальмівній системі піднімальної машини.

Особливістю сучасних підйомних машин є постійне покращання їх експлуатаційних параметрів, таких як вантаж, швидкість і висота підйому, зниження матеріаломісткості обладнання за рахунок підвищення ефективності, якості роботи і надійності системи керування. При цьому необхідно зберегти і навіть підвищити рівень надійності всього процесу підйому за рахунок ефективної і надійної роботи дисково-колодкових гальм піднімальної машини.

У даний час застосовується двоступенева параметрична система запобіжного гальмування для шахтних підйомних машин. Ці системи мають дві ступені гальмування (рис. 1.19 *а, б*). У момент часу $t = 0$ при початковій швидкості $V_{нід}$ підйому спрацьовує ланцюг захисту, двигун вимикається,

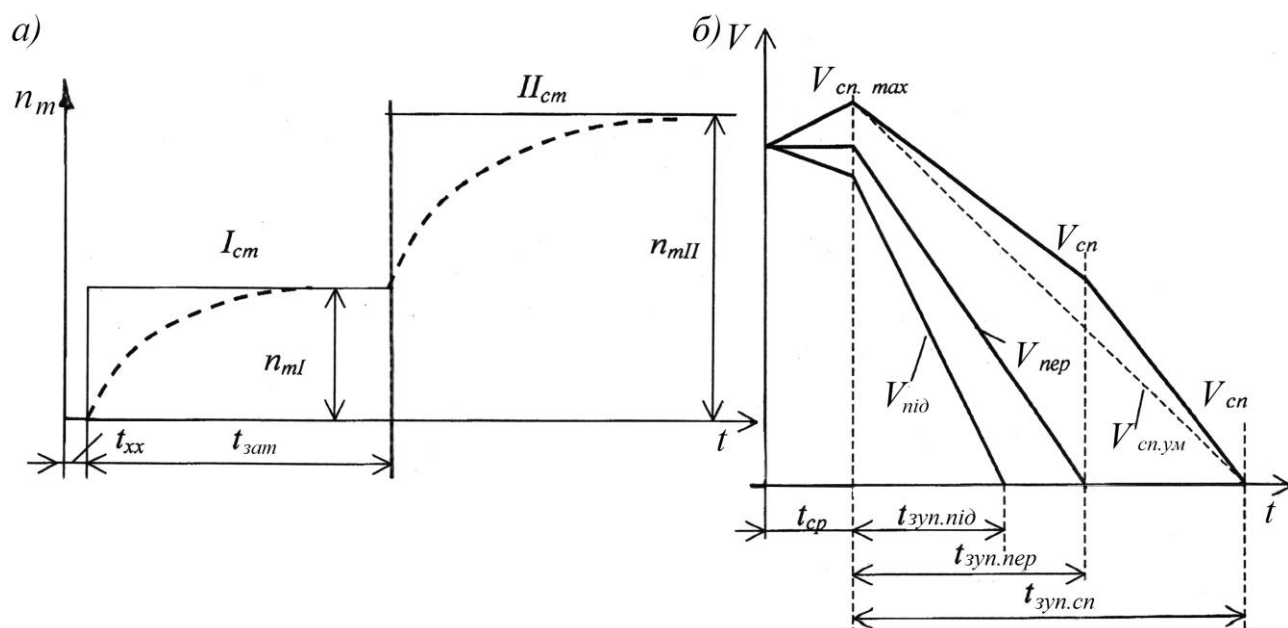


Рис. 1.19 а, б – Часові діаграми зміни кратності гальмівного зусилля n_m (а) і швидкості V (б) при двоступеневій розімкнутій параметричній системі керуванні гальмом: $t_{x.x.}$, $t_{зам}$ - час: холостого ходу; затримки; I і II - ступені; t_{cp} , $t_{зуп.nid}$, $t_{зуп.nep}$, $t_{зуп.cn}$ - час: середній; зупинок підйому; зупинок перепідйому; зупинок при спуску; $V_{cn.}$, $V_{nid.}$, V_{nep} , $V_{cn.ym}$ - швидкості: спуску, підйому, перепідйому, умовна

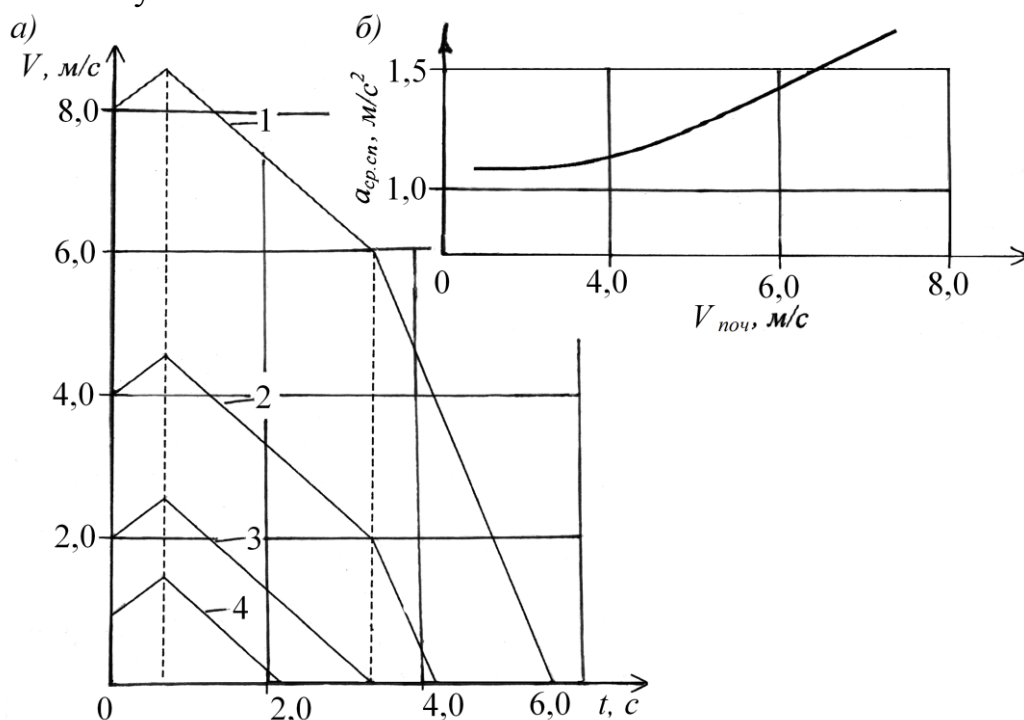


Рис. 1.20 а, б – Закономірності зміни швидкості (а) (криві 1, 2, 3 і 4) і середнього сповільнення (б) в режимі спуску вантажу при різних початкових швидкостях піднімальної машини з двоступеневою розімкнутою параметричною системою керування дисково-колодковими гальмами

починається запобіжне гальмування. По завершенні часу t_{xx} холостого ходу накладається I-а ступінь кратності гальмівного зусилля n_{mI} , а через деякий час t_{zam} затримки накладається додаткова II-а ступінь n_{mII} , в результаті чого збільшується кількість пар тертя, що призводить до росту гальмівного зусилля, яке розвивається ними в гальмі.

З урахуванням реального характеру закономірності зміни гальмівного моменту, близького до експоненціального, зростання його відбувається так, як показано пунктиром (див. рис. 1.19 а), що не змінює принципу роботи системи, хоча й ускладнює її динаміку. Налаштування системи керування модулями гальма в цій системі здійснюється заздалегідь у функції одного параметра - часу і не змінюється в залежності від напрямку руху і ваги вантажу (підйом, спуск).

При підйомі вантажу гальмування здійснюється під дією нормального зусилля першої ступені n_m за час $t_{зуп.нід}$ (крива $V_{нід}$ на рис. 1.19 б). При спуску вантажу (крива $V_{сн}$) за час холостого ходу гальма шахтної піднімальної машини він прискорюється до швидкості $V_{сн.мах}$, потім починає сповільнюватися під дією I-ої ступені гальмування до швидкості $V_{сн.мін}$.

Після вмикання II-ої ступені сповільнення різко зростає, і шахтна підйомна машина зупиняється за сумарний час $t_{зуп.сн}$. Відповідності до [8, 14] потрібно, щоб умовне сповільнення при спуску вантажу при спільній дії спочатку I-ої, а потім II-ої ступені гальмування (визначається кутом нахилу пунктирної прямої $V_{сн.ум}$), було більше мінімально допустимого за регламентованими правилами безпеки. Якщо цю умову виконати неможливо, то двоступенева параметрична система є непридатною для даної шахтної піднімальної машини, тому виникає потреба у досконалішій замкнутій системі гальмування.

Двоступенева параметрична система має недолік, який необхідно враховувати при її налагодженні та експлуатації. Його суть полягає в такому: якщо при спуску вантажу максимальної ваги перед запобіжним гальмуванням відбувалося сповільнення, то подальше спрацювання даної системи може

призвести до зменшення середнього сповільнення, яке суттєво впливає на режим спуску вантажу (рис. 1.20 а, б). Дійсно, при зниженні початкової швидкості (крива 2 рис. 1.20 а в порівнянні з кривою 1) частка ефективного гальмування II-ою ступеню в режимі спуску вантажу зменшиться, отже, зменшуватиметься і середнє сповільнення. Ще інтенсивнішим буде зниження сповільнення при переході до кривих 3 і 4 (особливо в разі експоненціального наростання гальмівного моменту). Цей недолік двоступеневих параметричних систем керування гальмом призводить до необхідності: збільшення запасу ходу на перепідйом; зниження до мінімуму допустимої швидкості підходу до кінцевого вимикача; налаштування обмежувача швидкості так, щоб він змушував машиніста знижувати швидкість руху до безпечної з урахуванням фактичного сповільнення машини.

Часові діаграми зміни гальмівного зусилля і швидкості при вибірковій двоступеневій системі керування проілюстровані на рис. 1.21 а, б.

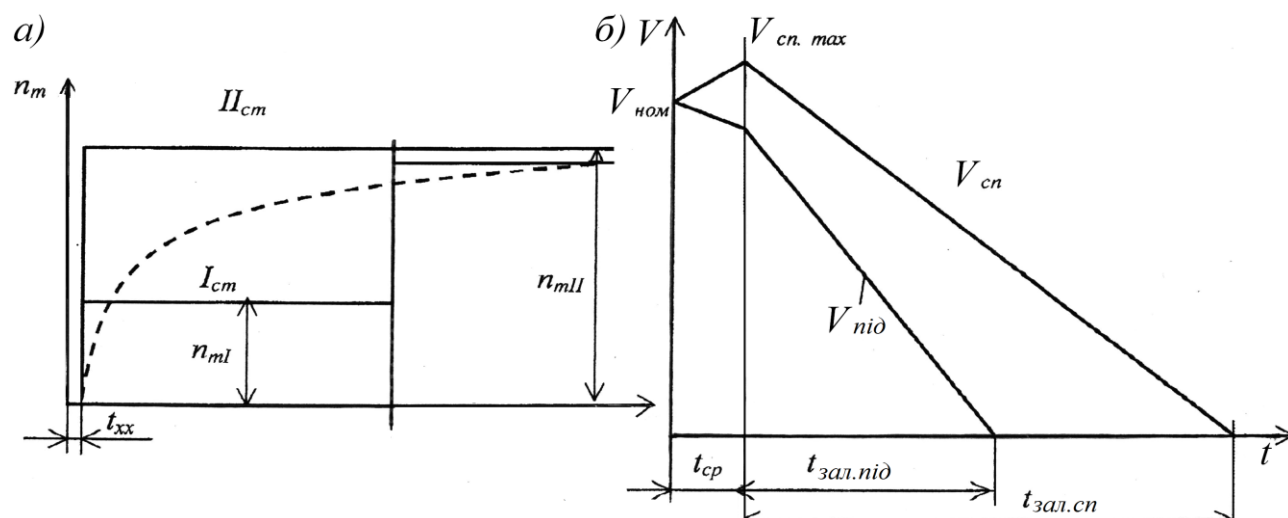


Рис. 1.21 а, б – Часові діаграми зміни кратності гальмівного зусилля (а) і швидкості (б) при вибірковій двоступеневій системі керування модулями дисково-колодкового гальма

У разі руху шахтної піднімальної машини в напрямку підйому вантажу дозволяється вмикати тільки I-у ступінь. Сповільнення здійснюється згідно з кривою V_{nid} . Після зниження швидкості до нуля кратне гальмівне зусилля повинно зростати до максимальної величини, для чого в системі керування гальмом вводиться датчик нульової швидкості. У разі руху шахтної

піднімальної машини в напрямку спуску вантажу відразу вмикається II-а ступінь. Сповільнення здійснюється за кривою $V_{сп}$.

Перевагою вибіркової системи перед параметричною є те, що під час спуску вантажу відразу діє ефективна II-а ступінь, яка повністю перекриває I-шу ступінь гальмування. За відсутності системи керування гальмом, що не забезпечує дві ступені гальмування, для запобігання набігання вантажної посудини на канат на похилих шахтних підйомних машинах допускається застосування модифікованої вибіркової системи гальмування з вільним вибігом при підйомі вантажу, тобто гальмування вантажем. Тому при підйомі вантажу максимальної ваги гальмо взагалі не вмикається, тобто при $n_{mI} = 0$ (в цьому випадку здійснюється затримка вмикання гальма). Зупинка шахтних підйомних машин здійснюється в режимі вільного вибігу. При досягненні нульової швидкості реалізується повне кратне гальмівне зусилля.

У режимі гальмування при спуску вантажу відразу вмикається максимальне кратне гальмівне зусилля. Однак в цьому випадку потрібно взяти додаткових заходів, що виключають можливість перепідйому при вільному вибігу і неповному завантаженні об'ємів посудин.

Дана система керування гальмом виключає вплив ударних або надмірних навантажень на елементи піднімальної установки в період сповільнення машини. Окрім того, усуваються коливання піднімальної посудини, що виникають при занадто швидкому контакті фрикційних накладок з біговими доріжками тертя диска барабана. Недоліками системи є: регулювання гальмівного зусилля здійснюється лише після завантаження посудини; зміна степені завантаження посудини від циклу до циклу системою не враховується; система ніяк не реагує на зміну гальмівного зусилля при сталому тиску мастила в гідроциліндрі внаслідок зміни динамічного коефіцієнта тертя фрикційних накладок по дисковому ободу барабана; перехід з I-ої на II-у ступінь і навпаки зумовлює різну роботу тертя, яка виконується окремими парами тертя модульного гальма, що негативно позначається на їх енергонавантаженості і, як наслідок, на довговічності.

На основі вищевикладеного сформулюємо задачі дисертаційного дослідження.

1.6 Задачі досліджень

Існуючі погляди на конструктивне виконання дисково-колодкового гальма [4, 5, 7, 34 та ін.], динамічне [2, 23, 50, 57 та ін.] і теплове [10, 27, 28, 106 та ін.] навантаження його пар тертя, напружено-деформований стан суцільних і самовентильованих гальмівних дисків [58, 71, 120, 134 та ін.] та особливості їх конструювання [82, 139 та ін.], а також вимушене [42, 61, 68, 144 та ін.] і примусове [3, 6, 128, 138 та ін.] охолодження гальмівних дисків визначили завдання досліджень:

- запропонувати метод ймовірної оцінки контурної площі контактів пар тертя та встановити її вплив на закономірності зміни експлуатаційних параметрів гальма;

- розробити теплову модель гальмівного диска з незалежними біговими доріжками тертя, що виключають взаємний вплив теплових хвиль на їх енергонавантаженість, та встановити закономірності циркуляції теплових струмів у тілі гальмівних дисків;

- оцінити вплив конструктивних й експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм на енергонавантаженість гальмівних дисків, а також на теплові напруження дисків, з яких складені ободи гальмівних барабанів та шківів;

- розробити метод оцінки ресурсу фрикційних накладок дисково-колодкового гальма;

- оптимізувати конструктивні параметри різних типів гальмівних дисків, виходячи з їх регламентованої енергонавантаженості;

- розробити метод оцінки енергетичної навантаженості пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТА ЇЇ ЗНИЖЕННЯ

2.1 Оптимальне керування енергонавантаженістю при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя дисково-колодкового гальма при підведенні теплоти:

2.1.1 Довготривалому

Величина поверхневої температури залежить не тільки від кількості циклічних навантажень, що виконуються дисково-колодковим гальмом транспортного засобу, а й від фізико-хімічних властивостей приповерхневих шарів їх металополімерних пар тертя. Установлено, що при 2...4 гальмуваннях генеруюча електрична і акумульована теплова енергії витрачаються на прогрів гальмівного диска. При цьому приріст температури в тілі гальмівного диска є мінімальним, проте в подальшому він зростає за рахунок збільшення часу гальмування і слабкої вимушеної конвективної та радіаційної тепловіддачі від матової і частково від полірованої поверхонь гальмівного диска швидкісними потоками омиваючого середовища. Причиною є збільшення роботи гальмування, що виконується вузлами тертя і сприяє повному прогріванню гальмівного диска в процесі виконання циклічних гальмувань. Наприкінці завершення останніх механічне, електричне і теплове навантаження зростають, і збільшується час гальмування, що призводить до зародження тріщин на робочій поверхні гальмівного диска і руйнуванню поверхневого шару фрикційних накладок. При цьому динамічне навантаження (імпульсні: нормальні сили, питомі навантаження, динамічний коефіцієнт тертя, гальмівний момент) у значно меншій мірі впливає на енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів металополімерних пар тертя гальма ніж багаторазове імпульсне і довготривале теплове навантаження. У таких умовах

важливого значення набуває проблема раціонального керування тепловиділенням у парах тертя дисково-колодкового гальма.

Керування процесом тепловиділення при взаємодії металополімерних пар тертя дисково-колодкового гальма необхідне з таких міркувань:

- обмеження кількості теплоти, акумульованої гальмівним диском, з метою зменшення термічних напружень;
- зниження поверхневої температури полімерної накладки нижче допустимої для її матеріалу з метою попередження вигорання з нього сполучних компонентів;
- забезпечення роботи фрикційних вузлів з прийнятною енергонавантаженістю з метою покращення їх зносо-фрикційних властивостей;
- установлення взаємозв'язку між темпом нагрівання робочої поверхні гальмівного диска і градієнтами температури по його поверхні і по товщині.

Складемо диференціальне рівняння балансу теплоти Q при гальмуванні фрикційними вузлами дисково-колодкового гальма за час $d\tau$ [144]:

$$Qd\tau = cm_{\partial}d\Delta t + A_2k_n\Delta td\tau_1, \quad (2.1)$$

де c , m_{∂} - теплоємність матеріалу і маса гальмівного диска; Δt - градієнт температури на поверхнях взаємодії; A_2 - поверхня взаємодії мікроступів полімерної накладки; k_n - коефіцієнт, що вказує частку теплоти, яка сприймається приповерхневим шаром полімерної накладки.

Приріст темпу нагрівання гальмівного диска становить:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{1}{cm_{\partial}}(Q - A_2k_n\Delta t). \quad (2.2)$$

Акумульована при гальмуванні теплота йде на нагрівання гальмівного диска, частина її розсіюється від його полірованої і матової поверхні (A_1) швидкісними потоками омиваючого середовища. У цьому випадку тепловий баланс можна записати у вигляді:

$$Q - A_2k_n\Delta t = A_1\lambda \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta}, \quad (2.3)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу гальмівного диска; δ - координата по товщині гальмівного диска.

Права частина рівняння (2.3) теплового балансу представляє собою теплоту, що надходить у тіло гальмівного диска. Вона збільшує об'ємні температури в ньому при кожному гальмуванні. Для запобігання розтріскування поверхні гальмівного диска слід визначити максимально допустиму величину градієнта температури, яка залежить також від темпу нагрівання тіла диска [61]. Отже, темп нагрівання гальмівного диска є основним параметром з точки зору інтенсивності й міри його нагрівання, а також виникнення термічних напружень.

Для гальмівних дисків, що працюють у повторно-короткотривалому режимі, необхідно знати максимальну величину Q , через яку зароджуються та розвиваються тріщини на їхніх робочих поверхнях [49, 87].

Повна робота гальмування складається із суми робіт поступально і обертально рухомих вузлів дисково-колодкового гальма.

Вважаючи, що під час гальмування вся робота цього процесу перетворюється на теплоту, запишемо рівняння теплового балансу:

$$W \Rightarrow Q; \quad Q = \frac{m_{\delta} c \Delta t}{1 - k_n}. \quad (2.4)$$

Складемо рівняння керованого об'єкта, приймаючи в якості керуючого параметра $b \frac{\partial t}{\partial \delta}$; підставляючи (2.4) в (2.3), отримаємо [109]:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{A_1 \lambda}{cm_{\delta}} \cdot \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta} = b \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta} = U(\delta, r, t), \quad (2.5)$$

де $b = \frac{A_1 \lambda}{cm_{\delta}}$; r – координата по радіусу гальмівного диска.

Спочатку необхідно розв'язати диференціальне рівняння теплопровідності для циліндричного диска, що має бігову доріжку тертя як найенергонавантаженішу:

$$\frac{\partial \Delta t}{d\tau} = \alpha \left(\frac{1}{\delta} \cdot \frac{\partial \Delta t}{d\delta} + \frac{\partial^2 \Delta t}{d\delta^2} + \frac{\partial^2 \Delta t}{dr^2} \right); \quad (2.6)$$

з початковою

$$\Delta t(r, \delta, 0) = 0 \quad (2.7)$$

і граничною (при $\delta = \delta_0$)

$$A_1 \lambda \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta} + A_2 k_n \Delta t = Q \quad (2.8)$$

умовами, які враховують процес тепловиділення при гальмуванні; де α - коефіцієнт температуропровідності матеріалу диска; δ - поточна товщина диска; δ_0 - товщина диска; $\frac{\partial \Delta t}{\partial \delta}$ - градієнт температури по товщині.

Умови (2.7) і (2.8) є необхідними і достатніми для розв'язання диференціального рівняння (2.6) з використанням узагальненого параметра.

Переходячи до узагальненого параметра $x = \frac{r^2 + \delta^2}{d\tau}$, диференціальне рівняння (2.6) представляємо у вигляді:

$$4x \frac{d^2 \Delta t}{dx^2} + (6 + x) \frac{d\Delta t}{dx} = 0. \quad (2.9)$$

Рішення рівняння (2.9) має вигляд:

$$\frac{d\Delta t}{dx} = C_1 e^{-\frac{1}{4}x} x^{-\frac{3}{2}}; \quad dt = C_1 \int e^{-\frac{1}{4}x} x^{-\frac{3}{2}} dx + C_2 \quad (2.10)$$

де C_1, C_2 – сталі диференціювання.

Використання узагальненого параметра дозволяє замість чотирьох граничних і однієї початкової умов використовувати лише дві граничні умови. Згідно з (2.7) і (2.8) вони мають вигляд:

$$1. \Delta t(\infty) = 0;$$

$$2. C_1 \left[\frac{2\delta^2}{\delta^2 + r^2} \cdot \frac{e^{-\frac{1}{4}x_0}}{\sqrt{x_0}} - kBi \int_{x_0}^{\infty} e^{-\frac{1}{4}x} x^{-\frac{3}{2}} dx \right] = \frac{Q\delta}{A_1 \lambda}, \quad (2.11)$$

де $kBi = A_2 k_n \tau / A_1 \lambda$; Bi – критерій Біо; $k = A_2 / A_1$.

З другої умови виразів (2.10) визначаємо C_2 :

$$C_2 = -C_1 \left(\int_x^\infty e^{-\frac{x}{4} x^{-\frac{3}{2}}} dx \right)_{x=\infty}; \quad (2.12)$$

підставляючи друге рівняння з (2.11), одержуємо:

$$C_1 = \frac{\frac{Q\delta}{A_1\lambda}}{\frac{2\delta^2}{\delta^2 + r^2} \cdot \frac{e^{-\frac{1}{4}x_0}}{\sqrt{x_0}} - kBi \int_{x_0}^\infty e^{-\frac{x}{4} x^{-\frac{3}{2}}} dx}, \quad (2.13)$$

$$\text{де } x = \frac{r^2 + \delta^2}{d\tau}$$

Проміжний інтеграл у виразах (2.11, 2.12 і 2.13) можна представити у вигляді:

$$\int_{x_0}^\infty e^{-\frac{x}{4} x^{-\frac{3}{2}}} dx = \frac{2e^{-\frac{x}{4}}}{\sqrt{x}} - \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{\pi}} \cdot 2 \int_{\frac{\sqrt{x}}{2}}^\infty e^{-z^2} dz = \frac{2e^{-\frac{x}{4}}}{\sqrt{x}} - \sqrt{\pi} \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{x}}{2}\right), \quad (2.14)$$

в якому останній член є інтегралом ймовірності Гауса. Він має вигляд:

$$\frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{\frac{\sqrt{x}}{2}}^\infty e^{-z^2} dz = \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{x}}{2}\right). \quad (2.15)$$

Для великих значень аргументу функцію (2.15) розкладаємо в ряд. При цьому з достатньою точністю обмежуємося лише двома членами ряду:

$$\operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{x_0}}{2}\right) = 2 \frac{e^{-\frac{x}{4}}}{\sqrt{\pi x_0}} \left(1 - \frac{2}{x_0}\right). \quad (2.16)$$

Враховуючи (2.16) у виразі (2.13) і те, що $\delta^2 \gg r^2$, можна спростити сталу C_1 і представити її у вигляді:

$$C_1 = \frac{Q\delta}{2A_1\lambda} \cdot \frac{\sqrt{x_0} e^{-\frac{1}{4}x_0}}{\frac{\delta^2}{\delta^2 + r^2} + \frac{2kBi}{x_0}} \approx \frac{Q\delta}{2A_1\lambda} \cdot \frac{x_0 \sqrt{x_0} e^{-\frac{1}{4}x_0}}{x_0 + 2kBi}. \quad (2.17)$$

Підставивши (2.17) у (2.11), після деяких перетворень одержали рівняння для керуючої функції:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{A_1 \lambda}{cm_\delta} \cdot \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta_\delta} = \frac{Q \delta \delta_\delta}{cm_\delta (\delta_\delta^2 + r^2 + 2kBi \cdot d\tau)}, \quad (2.18)$$

Проте, в залежність (2.18) необхідно ввести величину δ_n – товщину поверхневого і приповерхневого шарів елементів тертя для більш точної оцінки міри їх нагрятості. Для цього скористаємося виразами $\alpha_\delta = \lambda/(c\rho)$ (де ρ - густина фрикційного матеріалу) і $V = A_1 \delta_n$ (де V - об'єм фрикційного матеріалу). У результаті підстановок і перетворень отримуємо:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{\alpha_\delta}{\delta_n} \cdot \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta_n} = \frac{Q \delta \delta_\delta}{cm_\delta (\delta_\delta^2 + r^2 + 2kBi \cdot d\tau)}. \quad (2.19)$$

Проаналізуємо залежність (2.18) за параметрами, що входять до її складу. Збільшення площі робочої (полірованої) поверхні гальмівного диска сприяє зростанню його металомісткості і, як наслідок, моменту інерції. Збільшення коефіцієнтів теплопровідності і температуропровідності матеріалу диска сприяє швидкому його прогріванню по товщині. При цьому зменшується температурний градієнт у цьому напрямку. Якщо позначити сталий доданок $\frac{A_1 \lambda}{cm_\delta} = b$, то встановимо зв'язок між темпом нагрівання $(\frac{d\Delta t}{d\tau})$ і градієнтом температури $(\frac{\partial \Delta t}{\partial \delta})$, які мають місце на робочій поверхні гальмівного диска.

Визначення закономірності зміни коефіцієнта температуропровідності матеріалів диска від температури (рівняння 2.10), а також часу проникнення теплоти в шари диска дозволяє більш точно, ніж у першому випадку, визначити величину відношення $(\alpha_\delta/\delta_\delta)$. При цьому використовується залежність, запропонована А.В. Чичинадзе, вигляду $\delta_{\delta_{ef}} = 1,73\sqrt{\alpha_\delta \tau}$ (для диска) і $\delta_{n_{ef}} = 1,73\sqrt{\alpha_n \tau}$ (для полімерної накладки) для визначення ефективної глибини проникнення теплоти в тіло диска і накладки при тривалому режимі гальмування.

Необхідно зауважити, що при випробуванні дисково-колодкових гальм транспортних засобів при циклічному навантаженні (перші 3...5 гальмувань) має місце імпульсне підведення теплоти до їхніх пар тертя.

2.1.2 Імпульсному

Розглянемо задачу керування тепловиділенням при електротермомеханічному терті фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма що працює в режимі імпульсного теплового навантаження.

При заданому початковому розподілі температури будь-який наступний її розподіл залежить від тривалості τ процесу гальмування, зведеного коефіцієнта температуропровідності α матеріалів пар тертя та їх розмірів x .

Слід зазначити, що на тепловий стан гальма істотно впливає не кожна окрема з цих величин, а цілком певна їх комбінація, яку називають узагальненим параметром

$$z = \frac{x^2}{\alpha \tau}. \quad (2.20)$$

Узагальнений параметр z , виражений у змінних, визначає вплив індивідуальних властивостей процесу на тепловий стан, є подальшим розвитком принципів, покладених в основу теорії подібності. При цьому диференціальне рівняння в часткових похідних зводиться до звичайного диференціального рівняння.

Такий підхід дозволяє створити методику розрахунку температурного режиму дисково-колодкового гальма за простими розрахунковими залежностями з регламентованою похибкою.

Практика показала, що для розрахунку температурного поля і середньої температури тертя t_{cp} при імпульсному підведенні теплоти до пар тертя гальма можна з достатньою точністю використовувати рівняння теплопровідності в одновимірному вигляді, розглядаючи розподіл теплоти тільки по нормалі до поверхні тертя. Такий підхід відрізняється простотою.

Для різних видів гальмівних пристроїв, у тому числі і для дисково-колодкових гальм, найхарактернішим є повторно-короткочасний режим, в якому недостатньо часу для того, щоб теплові хвилі могли проникнути всередину гальмівного диска. Тому можна вважати, що температура змінюється в поверхневих шарах як в напівнескінченному тілі, особливо з огляду на те, що радіус гальмівного диска набагато перевищує його товщину. Розподіл температури в поверхневих шарах можна розглядати з достатнім ступенем точності як одновимірну задачу нехтуючи тепловіддачею в навколишнє середовище.

Рівняння теплопровідності в спрощеному вигляді [112]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad (2.21)$$

Гранична умова при $\tau = \tau_1$, ($z = z_0$)

$$\frac{\partial t}{\partial z} = \text{grad } t \leq \frac{t_{\max}}{z_0}, \quad (2.22)$$

де $t_{\max}$ - задана максимальна температура, яка характеризує умови на поверхні тертя, за яких пари тертя працюють задовільно. Ця температура дещо змінюється внаслідок вимушеного охолодження пар тертя гальма.

Диференціальне рівняння (2.21) і умову (2.22) з урахуванням узагальненого параметра (2.20) можна представити у вигляді:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial t}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \tau} = -\frac{z}{\tau} \frac{\partial t}{\partial z}, \quad \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial t}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial x} = \frac{2x}{\alpha \tau} \frac{\partial t}{\partial z},$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial t}{\partial z} \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = \frac{2}{\alpha \tau} \left(2z \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} + \frac{\partial t}{\partial z} \right).$$

Після деяких перетворень отримуємо:

$$\frac{\partial t}{\partial z} = \text{grad } t = \frac{t_{\max}}{z_0} e^{1/4(z_0 - z)} \sqrt{\frac{z_0}{z}}. \quad (2.23)$$

Узагальнений параметр z є різновидом узагальненої змінної і являє собою величину, обернену критерію Фур'є. Останній виражає для нестационарних процесів відповідність між середньою швидкістю зміни термодинамічних умов

у навколишньому середовищі і середньою швидкістю перебудови температурного поля на поверхні гальмівного диска. Узагальнений параметр z визначається за залежністю вигляду:

$$z = \frac{1}{Fo} = \frac{x^2}{\alpha \tau}. \quad (2.24)$$

Установлено, що в більшості випадків теплові напруження корелюються із значеннями температурного градієнта. Перевищення цими напруженнями певного рівня для матеріалу гальмівного диска призводить до утворення на його поверхні мікротріщин. З метою визначення умов, за яких величина температурного градієнта не перевищує допустимої, вводиться параметр t_{max} .

Величину температурного градієнта можна зменшити двома технологічними способами: шляхом зменшення абсолютних значень поверхневої температури або шляхом зменшення темпу зростання температури.

Проінтегрувавши вираз (2.23), отримаємо рівняння для розрахунку температури поверхні тертя:

$$t_{cp} = \frac{t_{max}}{z_0} \sqrt{z_0} e^{\frac{1}{4}z_0} \int \frac{e^{-\frac{1}{4}z}}{\sqrt{z}} dz + C_1, \quad (2.25)$$

Визначений інтеграл у рівнянні (2.25) можна представити так:

$$\int \frac{e^{-\frac{1}{4}z}}{\sqrt{z}} dz_1 = 8 \int_0^{\frac{\sqrt{z}}{2}} \frac{e^{-x^2}}{2x} x dx = 4 \int_0^{\frac{\sqrt{z}}{2}} e^{-x^2} dx = 2\sqrt{\pi} \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{z}}{2}\right), \quad (2.26)$$

де $\operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{z}}{2}\right)$ – інтеграл ймовірності Гауса. Підставивши (2.26) в (2.25), отримуємо:

$$t_{cp} = \frac{2t_{max}}{z_0} \sqrt{z_0} e^{\frac{1}{4}z_0} \sqrt{\pi} \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{z}}{2}\right) + C_1. \quad (2.27)$$

Для визначення сталої інтегрування C_1 в рівнянні (2.27) використовуємо додаткові умови теплового балансу, згідно з якими теплота, яка акумулюється в зоні тертя при коефіцієнті розподілу теплового потоку α_{TH} у будь-який момент часу є пропорційною до роботи тертя.

Після перетворень і підстановок отримуємо:

$$t_{cp} = \frac{t_{\max}}{z_0^2} \sqrt{z_0} e^{\frac{1}{4}z_0} \sqrt{\pi} \left[z_0 \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{z}}{2}\right) - (z_0 - 1) \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{z_0}}{2}\right) \right] + \frac{\alpha_{III} W_{mp} \tau_W}{A_1 c \rho \delta_{ef}} + t_H, \quad (2.28)$$

де τ_W - безрозмірний параметр роботи тертя, який показує характер її зміни при гальмуванні в перебігу відносного часу $\tau' = \tau_k / \tau$, він розраховується за формулою $\tau_W = W_T / W_{mp}$; W_T , W_{mp} - робота тертя: поточна, повна; τ_k - поточна координата часу; τ - час гальмування; A_1 - площі матової і полірованої поверхонь теплообміну; ρ , c - густина і теплоємність матеріалу; δ_{ef} - ефективна глибина проникнення теплоти; t_H - температура навколишнього середовища.

Використовуючи рівняння (2.27) і (2.28), можна оперувати конструктивними параметрами вузлів тертя і керувати процесом тепловиділення на поверхні тертя.

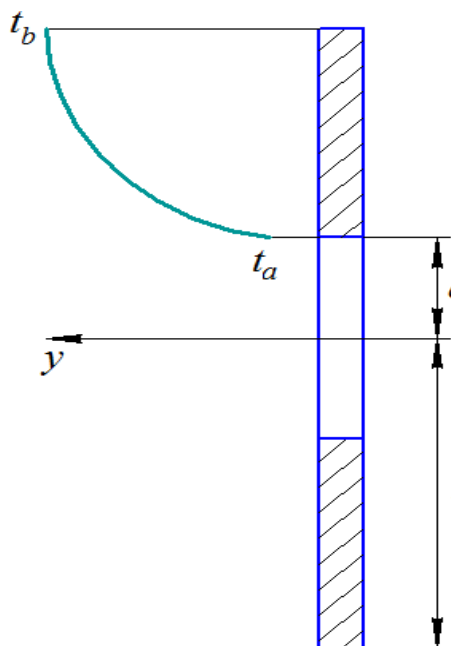
Оцінимо напружено-деформований стан гальмівних дисків.

2.2 Енергонавантаженість гальмівних дисків при визначенні

2.2.1 Напружено-деформованого стану

Бічні поверхні суцільних гальмівних дисків працюють у різних теплових умовах у зв'язку з тим, що їхні бігові доріжки фрикційно взаємодіють з робочими поверхнями накладок, які знаходяться біля торців диска. Ця обставина вимагає диференційованого підходу до визначення теплових напружень диска. Залежно від його матеріалу, величини і закону зміни температури в ньому, від тривалості й виду теплового впливу визначають напруження або деформації з урахуванням теорії пружності й текучості матеріалу. Модуль пружності і коефіцієнт теплового лінійного розширення вважають сталими або беруть до уваги їх зміну залежно від температури.

Небезпека появи високих теплових напружень доведена великою кількістю виходів дисків з ладу, особливо якщо вони виготовлені з крихкого матеріалу (чавуна), при значній кількості циклів теплового впливу і якщо



форма диска в сполученні з фланцем перешкоджає виникненню пластичних деформацій.

Температура є логарифмічною функцією, що спадає зі зменшенням радіуса (рис. 2.1) [37]

$$t = \frac{t_b - t_a}{\ln \alpha'} \ln \frac{b}{r} + t_a, \quad (2.29)$$

де $\alpha' = b/a$ – геометрична характеристика диска; r – поточний радіус диска.

При визначенні напружень температуру

Рис. 2.1 – Розрахункова схема напружено-деформованого стану гальмівного диска

зовнішнього контуру диска можна вважати рівною нулю, оскільки напруження залежать тільки від різниці температур.

Обчислення інтегралів, що входять до складу загальних формул напружень, дає такі результати:

$$\frac{\Delta t}{\ln \alpha'} \int_a^b \ln \frac{b}{r} r dr = \frac{\Delta t}{2 \ln \alpha'} b^2 \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{\alpha'^2} \left(\ln \alpha' + \frac{1}{2} \right) \right]; \quad (2.30)$$

$$\frac{\Delta t}{\ln \alpha'} \int_a^r \ln \frac{b}{r} r dr = \frac{\Delta t}{2 \ln \alpha'} r^2 \left[\ln \frac{\alpha'}{y} + \frac{1}{2} - \frac{1}{y^2} \left(\ln \alpha' + \frac{1}{2} \right) \right], \quad (2.31)$$

де $\Delta t = t_b - t_a$ – максимальна різниця об'ємних температур в тілі диска; $y = r/b$ – відносний радіус диска.

Підставивши ці вирази в загальні формули для напружень, після нескладних перетворень отримаємо:

$$\sigma_r = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{\ln y}{\ln \alpha'} - \frac{\alpha'^2}{y^2} \frac{y^2 - 1}{\alpha'^2 - 1} \right); \quad (2.32) \quad \sigma_\theta = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1 + \ln y}{\ln \alpha'} - \frac{\alpha'^2}{y^2} \frac{y^2 + 1}{\alpha'^2 - 1} \right), \quad (2.33)$$

де β_t – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу диска; E – модуль пружності матеріалу диска.

Підставивши значення напруження і функцію температури в загальний вираз для визначення відносної радіальної деформації, отримаємо:

$$\varepsilon_{\theta} = \beta_t \frac{t_b - t_a}{2} \left[\frac{1 - (1 + \mu) \ln y}{\ln \alpha'} + \frac{\alpha'^2 (y^2 - 1)(1 + \mu) - 2y^2}{y^2 (\alpha'^2 - 1)} \right] + \beta_t t_b, \quad (2.34)$$

де μ – коефіцієнт Пуасона.

Напруження і радіальне переміщення на внутрішньому контурі диска ($r=a$; $y=1,0$) дорівнюють:

$$\sigma_{ar} = 0; \quad \sigma_{a\theta} = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2\alpha'^2}{\alpha'^2 - 1} \right); \quad (2.35) \quad \Delta_a = a \beta_t \left[\frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right) + t_b \right]. \quad (2.36)$$

Розрахунки, виконані за залежностями (3.35) і (3.36) (табл. 2.1), дозволили визначити теплові напруження $\sigma_{a\theta}$ і радіальні переміщення Δ_a на

Таблиця 2.1

Напруження $\sigma_{a\theta}$ і радіальне переміщення Δ_a на внутрішньому контурі диска ($r=a$; $y=1$) при різних значеннях b і a

b , м	a , м	t_b , °C	t_a , °C	E , Па	β_t , °C ⁻¹	$\sigma_{a\theta}$, МПа	Δ_a , мкм
0,2	0,05	200	90	$9,0 \cdot 10^{10}$	$9,0 \cdot 10^{-6}$	-62,90	104,55
	0,07		110			-48,36	145,09
	0,09		130			-35,59	183,11
	0,11		150			-24,19	217,93
0,3	0,05	175	75			-60,71	90,02
	0,07		95			-46,27	124,66
	0,09		115			-33,22	157,13
	0,11		135			-21,29	186,83
0,4	0,05	150	60			-56,53	76,60
	0,07		80			-42,23	105,76
	0,09		100			-29,08	132,92
	0,11		120			-16,88	157,57
0,5	0,05	125	45			-51,38	63,70
	0,07		65			-37,21	87,61
	0,09		85			-24,04	109,61
	0,11		105			-11,67	129,28
0,6	0,05	100	30			-45,69	51,12
	0,07		50			-31,63	69,90
	0,09		70			-18,45	86,85
	0,11		90			-5,99	101,57

внутрішньому контурі диска ($r=a$; $y=1,0$) при різних значеннях b і a , і встановити таке при:

– $b=\text{const}$ і $t_b=\text{const}$, змінних a і t_a і сталих значеннях E і β_t спостерігається збільшення $\sigma_{a\theta}$ і Δ_a , що свідчить про стискання внутрішньої частини диска і, як наслідок, виникнення осередків мікротріщин у місцях його з'єднання з маточиною;

– змінних значеннях b , a , t_b , t_a і сталих E і β_t спостерігається збільшення $\sigma_{a\theta}$ і Δ_a , що спричинено зростанням величини a від бігової доріжки тертя диска.

Напруження і радіальне переміщення на зовнішньому контурі диска ($r=b$; $y=\alpha'$) дорівнюють:

$$\sigma_{br}=0; \quad \sigma_{b\theta}=\beta_t E \frac{t_b-t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2-1} \right); \quad (2.37) \quad \Delta_b=b\beta_t \left[\frac{t_b-t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2-1} \right) + t_b \right]. \quad (2.38)$$

Розрахунки, виконані за залежностями (2.37) і (2.38) (табл. 2.2) дозволили визначити теплові напруження $\sigma_{b\theta}$ і радіальні переміщення Δ_b на зовнішньому контурі диска ($r=b$; $y=\alpha'$) при різних значеннях b і a і встановити таке при:

– $b=\text{const}$ і $t_b=\text{const}$, змінних a і t_a і сталих значеннях E і β_t спостерігається зменшення $\sigma_{b\theta}$ і Δ_b , що свідчить про розширення зовнішньої частини диска;

– при змінних b , a , t_b , t_a і сталих E і β_t спостерігається зменшення $\sigma_{b\theta}$ і Δ_b , що спричинено перерозподілом теплових потоків, які спрямовані до верхньої і нижньої частин диска, відповідно, від зовнішнього і внутрішнього кіл доріжки тертя диска.

Оцінка напружено-деформованого стану заднього гальмівного барабана транспортного засобу КрАЗ-250 наведена в додатку А, приклад 1, а гальмівного шків стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 – в додатку А, приклад 2.

Таблиця 2.2

Напруження $\sigma_{b\theta}$ і радіальне переміщення Δ_b на зовнішньому контурі диска ($r=b$; $y=a'$) при різних значеннях b і a

b , м	a , м	t_b , °C	t_a , °C	E , Па	β_t , °C ⁻¹	$\sigma_{b\theta}$, МПа	Δ_b , мкм
0,2	0,05	200	90	$9,0 \cdot 10^{10}$	$9,0 \cdot 10^{-6}$	26,20	418,21
	0,07		110			24,54	414,54
	0,09		130			21,11	406,90
	0,11		150			16,31	396,24
0,3	0,05	175	75			20,29	540,13
	0,07		95			18,53	534,28
	0,09		115			15,38	523,76
	0,11		135			11,11	509,55
0,4	0,05	150	60			16,37	612,76
	0,07		80			14,47	604,33
	0,09		100			11,42	590,74
	0,11		120			7,42	572,99
0,5	0,05	125	45			13,42	637,04
	0,07		65			11,39	625,77
	0,09		85			8,36	608,96
	0,11		105			4,53	587,64
0,6	0,05	100	30			11,01	613,42
	0,07		50			8,87	599,11
	0,09		70			5,85	578,97
	0,11		90			2,11	554,04

Визначимо конструктивні параметри гальмівних дисків.

2.2.2 Конструктивних параметрів

Згідно з одним з пунктів проектного розрахунку гальмівного диска умовно розбиваємо його на n -ну кількість дисків. Вибір геометричних параметрів останніх необхідно проводити з урахуванням їхньої енергонавантаженості. Дослідження засновані на твердженні, що теплота, яка генерується при гальмуванні, розподіляється в матеріалі диска одночасно в радіальному і осьовому напрямках, що дозволяє отримати досить точну картину її розподілу і визначити максимальну температуру нагрівання.

Теплопровідність ізотропного твердого тіла описується диференціальним рівнянням, яке представлено в циліндричній системі координат [28]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (2.39)$$

де t - температура; τ - час; λ , c і ρ - коефіцієнт теплопровідності, теплоємність і густина матеріалу диска; r , θ , z - циліндричні координати.

Пара тертя в циліндричній системі координат показана на рис. 2.2, де позначено: 1 - диск; 2 - фрикційні накладки; N - імпульсне нормальне зусилля; ω - кутова швидкість обертання диска.

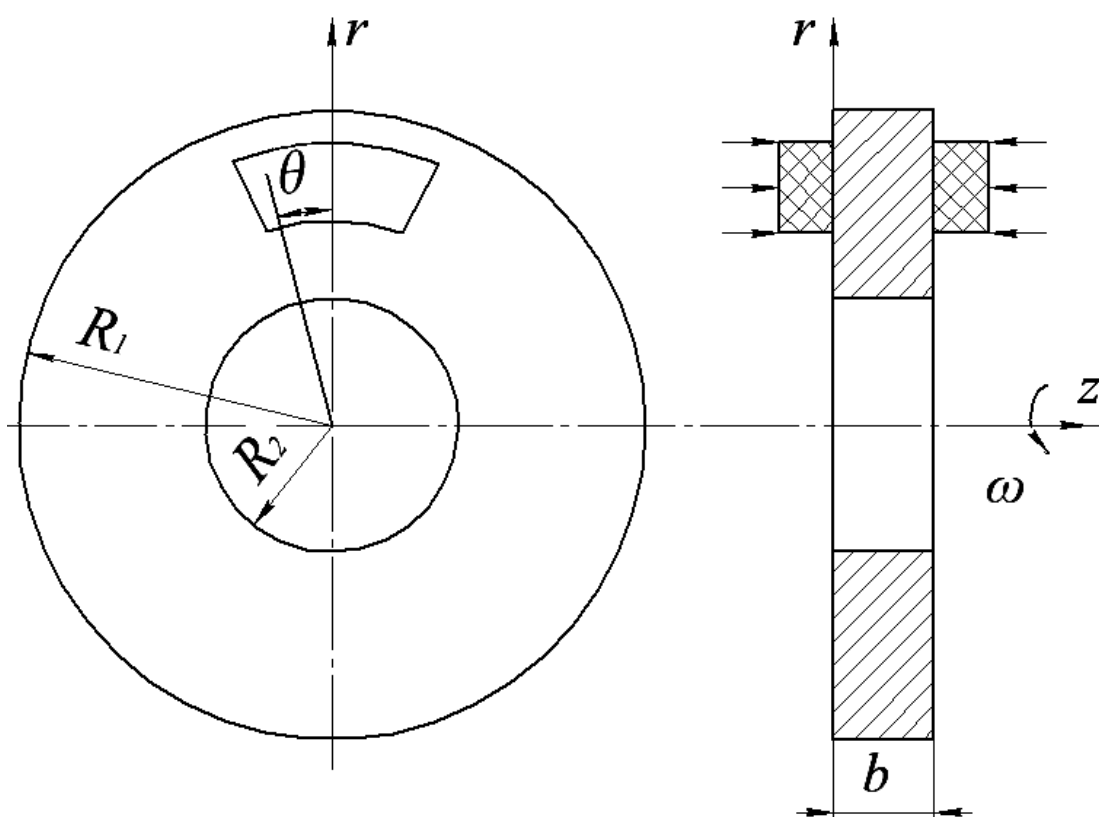


Рис. 2.2 – Циліндрична система координат стосовно пари тертя: 1 - гальмівний диск; 2 - фрикційні накладки

Якщо за час гальмування диски роблять декілька обертів, то розподіл теплоти буде рівномірним по колу, тобто ні потік теплоти, ні температура не змінюватимуться в напрямку θ . Тоді рівняння (2.39) записується у вигляді:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (2.40)$$

тобто задача з тривимірної перетворюється на двовірну з використанням координат r і z , причому площа поперечного перерізу, в якому досліджується розподіл теплоти, обмежена радіусом R_1 і товщиною δ_0 диска.

Рівняння (2.39) і (2.40) складені з урахуванням припущення, що величина коефіцієнта теплопровідності λ матеріалу диска не залежить від температури. Дослідження показують, що температура є пропорційною до величини $(\lambda c \rho)^{-0,5}$, а для низки матеріалів $\lambda c \rho$ майже не залежить від температури.

Початковими умовами є: по температурі $t = 0$, по часу $\tau = 0$. Вважаємо, що об'ємна температура зростає. Реальна температура диска визначається перед гальмуванням і вважається однаковою в будь-якій точці перерізу диска. Гранична умова при розв'язанні рівняння (2.40): величина l_n - кількість теплової енергії, що проходить крізь одиницю площі поверхні диска, становить:

$$l_n = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n_n},$$

де n_n - зовнішня нормаль до поверхні; для ізольованих поверхонь $l_n = 0$, тоді

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = 0.$$

Для поверхонь, що нагріваються при гальмуванні, $l_n = \frac{E_s}{A_1}$, де E_s - потужність, що передається крізь одиницю поверхні; A_1 - площа поверхні. У розгорнутому вигляді маємо:

$$l_n = \frac{2W_s}{\pi(R_1^2 - R_2^2)\tau_b^2}(\tau_b - \tau), \quad (2.41)$$

де W_s - енергія, що передається крізь поверхню при гальмуванні; τ_b - повний час гальмування.

В середині диска $z = \delta_0 / 2$, тоді $\frac{\partial t}{\partial z} = 0$. Для використання отриманих результатів при дослідженні різних типів дисків рівняння (2.39), (2.40) і (2.41) зведені до безрозмірного вигляду при використанні відносних величин:

$$r_0 = \frac{r}{R_1}, \quad z_0 = \frac{z}{R_1}, \quad \tau_0 = \frac{\tau_b \lambda}{c \rho R_1^2}, \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau_0} = \frac{\partial^2 t}{\partial r_0^2} + \frac{1}{r_0} \frac{\partial t}{\partial r_0} + \frac{\partial^2 t}{\partial z_0^2}. \quad (2.43)$$

З (2.43) маємо: $z = z_0 R_1; \quad \tau = \frac{\tau_0 c \rho R_1^2}{\lambda}.$

Прийнявши $R_0 = \frac{R_2}{R_1}$, можна записати:

$$-\frac{\partial t}{\partial z_0} \frac{(1-R_0^2) \tau_b^2 \lambda^2}{W_S c \rho R_1} = \frac{2}{\pi} (\tau_{0b} - \tau_0). \quad (2.44)$$

Безрозмірна температура

$$t_0 = \frac{t(1-R_0^2) \tau_b^2 \lambda^2}{W_S c \rho R_1}. \quad (2.45)$$

Тоді рівняння (2.40) записується у вигляді:

$$\frac{\partial t_0}{\partial \tau_0} = \frac{\partial^2 t_0}{\partial r_0^2} + \frac{1}{r_0} \frac{\partial t_0}{\partial r_0} + \frac{\partial^2 t_0}{\partial z_0^2}. \quad (2.46)$$

При початкових умовах $T_0 = 0$, $\tau_0 = 0$ і граничних умовах

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial t_0}{\partial z_0} &= \frac{2}{\pi} (\tau_{0b} - \tau_b) \text{ при } z_0 = 0 \\ i \\ \frac{\partial t_0}{\partial z_0} &= \frac{2}{\pi} (\tau_{0b} - \tau_0) \text{ при } z_0 = \delta_0, \end{aligned} \right\} \quad (2.47)$$

де $\delta_0 = \frac{\delta_0}{R_1}$ - безрозмірний параметр диска (відносна товщина диска).

Для значень $\delta_0=0,2$ і $\tau_{0b}=10^{-2}$ при різних R_0 і $t_{0\max}$ виконано обчислення, які показали, що $t_{0\max}$ майже не залежить від R_0 . При всіх розрахунках отримана величина $R_0=0,6$ (0,6215м).

За результатами обчислень побудовано графіки розподілу температури на поверхні диска. На рис. 2.3 показано розподіл максимальної температури за час гальмування у функції τ_0 для повного часу гальмування $\tau_{0b} = 10^{-2}$ с. при різних відносних товщинах δ_0 . На рис. 2.4 показано розподіл температури t_0 в тілі гальмівного диска залежно від τ_0 при $\delta_0=0,2$ і $\tau_{0b} = 10^{-2}$.

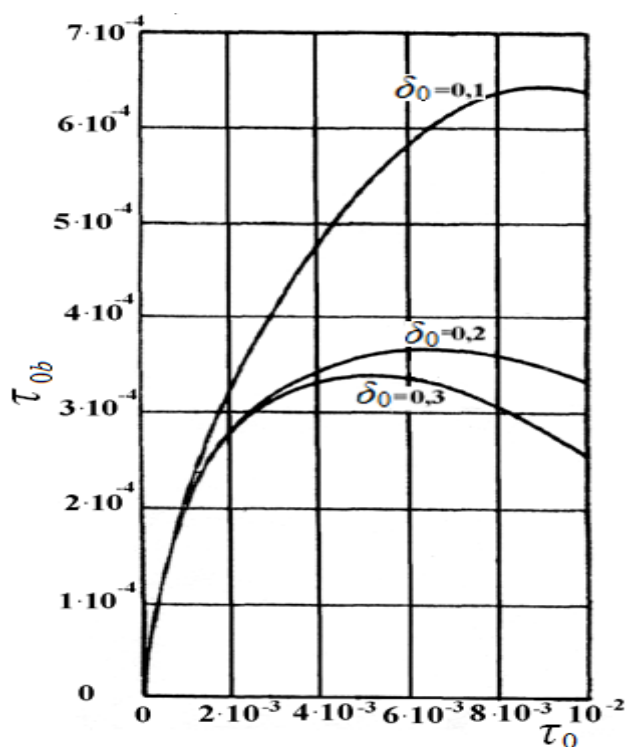


Рис. 2.3 – Закономірність розподілу поверхневої температури за час гальмування в функції τ_0 для повного часу гальмування $\tau_{0b} = 10^{-2}$ при різних відносних товщинах диска

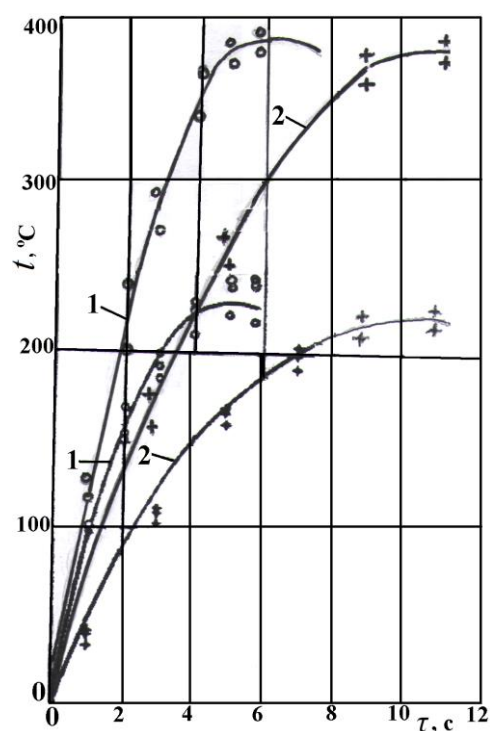


Рис. 2.4 – Закономірності зміни поверхневої температури диска від часу при: $\tau_b = 5.75 \text{ s}$ – крива 1; $\tau_b = 11.5 \text{ s}$ – крива 2 (розрахункових і експериментальних даних)

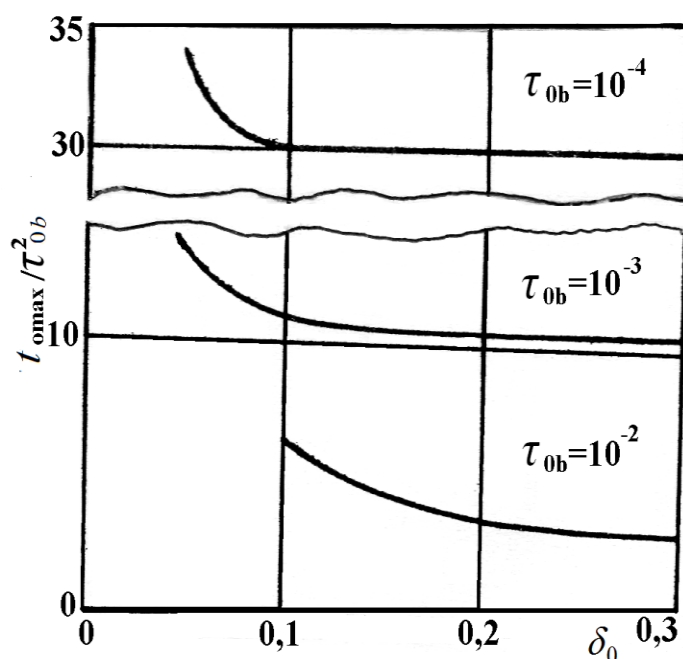


Рис. – 2.5 Закономірності зміни співвідношення $t_{0\text{max}}/\tau_{0b}^2$ від відносної товщини диска δ_0

Проведено експериментальні дослідження нагрівання гальмівних дисків за таких початкових даних: перший варіант: $R_1=0,136$ м; $R_2=0,0858$ м; $R_0=0,63$ м; $\delta_0=0,0128$ м; $\delta_0=0,094$; $W_S=202,500$ кН·м; другий варіант: $R_1=0,725$ м; $R_2=0,705$ м; $R_0=0,97$; $\delta_0=0,02$ м; $\delta_0=0,027$; $W_S=324$ кН·м. При цьому параметри: $\lambda=59$ Вт/(м·°C); $c=500$ Дж/(кг·°C); $\rho=7500$ кг/м³ були однаковими. Порівняльні результати випробувань і обчислень показано на рис. 2.4 у вигляді серій точок і чотирьох кривих, побудованих для різного часу гальмування $\tau_b=5,75$ с (кружечки) і $\tau_b=11,5$ с (хрестики). Графіки показують хорошу збіжність результатів обчислень й експерименту. Аналогічні результати отримано також при різних відносних товщинах δ_0 .

При наявності обмежень простору, в якому працює гальмо, за відомих величин W_S і τ_b визначення розмірів гальмівного диска виконується у такій послідовності:

- задається максимально можливий радіус R_1 ;
- вибирається найменший можливий радіус R_0 ;
- підбирається матеріал диска з максимальними можливими характеристиками c , ρ і λ ;

- обчислюється відносний час гальмування за формулою (2.42), а за рис. 2.5 визначається величина δ_0 ;

- за відомими τ_{0b} і δ_0 з використанням рис. 2.5 знаходять $t_{0\max}$ і $t_{\max}$; якщо отримане $t_{\max}$ є занадто великим, змінюють W_S і τ_b або обмеження і повторюють вищенаведені пункти;

- визначають $\delta_0=R_1 \cdot \delta_0$;
- якщо знайдене $t_{\max}$ має задовільну величину, то за довідником визначають матеріал, динамічний коефіцієнт тертя і обчислюють питомі навантаження, необхідні для ефективного і безпечного гальмування.

Розроблена методика дозволяє визначати геометричні параметри дисків не тільки для дисково-колодкових гальм, а й для набраних з них ободів барабанів і шківів при їх проектуванні з урахуванням енергонавантажності металевих елементів тертя з метою підвищення показників ефективності,

енергоємності та зносостійкості вузлів тертя гальмівних пристроїв. Крім того, в дисках однакової товщини та різного діаметра в подальшому визначаються температурні напруження.

Зупинимося на вимушеному повітряному охолодженні гальмівних дисків.

2.3 Визначення витрат повітря, що омиває матові й поліровані поверхні гальмівних дисків

У дисково-колодкових гальмах застосовують як суцільні, так і самовентильовані диски з розвиненою системою вентиляційних каналів в тілі диска між полірованими і матовими його бічними поверхнями. Зазначені поверхні взаємодіють із швидкісними потоками омиваючого повітря при русі транспортного засобу, знижуючи енергонавантаженість гальмівних дисків.

Рух потоків повітря крізь канали самовентильованого гальмівного диска супроводжується втратами їх енергії. Останні зумовлені силами тертя, утворенням вихорів в місцях зміни зазорів між внутрішніми поверхнями бічних стінок дисків і поверхнями виступів, напівребер, ребер, каналів та ін., а також зміною напрямку руху потоків повітря, подоланням підйомних сил і нерівномірністю руху повітря при його неізотермічній течії.

Втрати механічної енергії потоку повітря спричинені молекулярною і турбулентною в'язкістю, яка проявляється при русі охолоджуючого повітря і є результатом обміну кількістю руху між молекулами (при ламінарному плинні) сусідніх шарів повітря, що переміщуються з різними швидкостями.

Втрати механічної енергії потоку, які відносяться до об'ємної витрати повітря, виражаються у вигляді перепаду і називаються гідравлічними опорами зазорів, які мають місце всередині гальмівного диска.

Гідравлічні опори зумовлені місцевими втратами на вході ΔH_{ex} в гальмівний диск і виході $\Delta H_{вих}$ з нього, опором тертя $\Delta H_{тр}$ по поверхнях: внутрішніх бічних диска; виступів, напівребер, ребер і вентиляційних каналів всередині гальмівних дисків, а також прискоренням потоків повітря $\Delta H_{кін}$

внаслідок його нагрівання при обтіканні зазначених вище конструктивних елементів самовентильованого гальмівного диска. Теплова енергія, посилена генеруючими електричними струмами, акумулюється на доріжці тертя диска і робочій поверхні накладок колодок і поширюється по всьому тілу диска. Далі вона конвективним і радіаційним теплообміном передається повітрю, яке омиває зовнішні і внутрішні поверхні елементів тертя. У результаті нагрівання повітря його густина зменшується в порівнянні з густиною навколишнього середовища. З'являється різниця тисків, під дією якої нагріте повітря крізь канали в диску виходить, а на його місце надходять нові порції повітря навколишнього середовища. Перепад тисків повітря зумовлює появу явища самотяги, яке визначається за залежністю [87]:

$$H_C = gD_{36}(\rho_H - \rho_{\Pi}), \quad (2.48)$$

де D_{36} - зведений внутрішній діаметр гальмівного диска, м; ρ_H - густина навколишнього повітря; кг/м^3 ; ρ_{Π} - середня густина повітря в порожнині гальмівного диска, кг/м^3 .

При русі транспортного засобу із сталою швидкістю перепад тисків, зумовлений самотягою, врівноважується гідравлічними втратами в отворах самовентильованого диска. Отже,

$$H_C = \sum_{i=1}^N \Delta H_i ;$$

$$\sum_{i=1}^N \Delta H_i = \Delta H_{\text{ex}} + \Delta H_{\text{vux}} + \Delta H_{\text{mp}} + \Delta H_{\text{kin}}, \quad (2.49)$$

$$\text{де } \Delta H_{\text{ex}} = \xi_{\text{ex}} \frac{\rho_{\text{ex}} \cdot v_{\text{ex}}^2}{2}; \quad (2.50)$$

$$\Delta H_{\text{vux}} = \xi_{\text{vux}} \frac{\rho_{\text{vux}} \cdot v_{\text{vux}}^2}{2}; \quad (2.51)$$

$$\Delta H_{\text{mp}} = \frac{\chi}{4} \cdot \frac{A'_1 + A'_2}{A'_3} \cdot \frac{\rho_H \cdot v_H^2}{2}; \quad (2.52)$$

$$\Delta H_{\text{kin}} = 2 \frac{t_{\text{vux}} - t_{\text{ex}}}{t_{\Pi}} \cdot \frac{\rho_{\Pi} \cdot v_{\Pi}^2}{2}, \quad (2.53)$$

де A'_1 ; A'_2 ; A'_3 – площі нагрітих конструктивних елементів самовентильованих гальмівних дисків і зведеного поперечного перерізу каналу, який розглядається, м^2 ; χ – коефіцієнт опору повітря на вході і виході з гальмівного диска; ξ_{ex} , ξ_{vux} – коефіцієнти опору повітрю на вході і виході з гальмівного диска; ρ_{vux} – середня

густина повітря на виході з гальмівного диска, кг/м^3 ; $v_{\text{вх}}$, $v_{\text{п}}$, $v_{\text{вих}}$ – середні швидкості повітря на вході, всередині порожнини гальмівного диска і на виході з них, м/с ; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вих}}$ – середня температура повітря, що надходить і виходить із зазору між внутрішніми конструктивними елементами диска, К ; $t_{\text{п}}$ – середня абсолютна температура повітря в каналах диска, К .

Крім зазначених втрат енергії омиваючого повітря при вимушеному охолодженні дискових гальм транспортних засобів мають місце також втрати енергії потоку повітря на вихроутворення. У зв'язку з цим виникає необхідність у визначенні коефіцієнта гідравлічних втрат на вихроутворення в гальмівному диску.

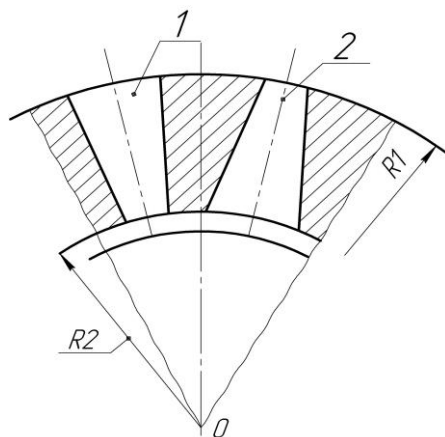


Рис. 2.6 – Геометричні параметри самовентильованого гальмівного диска: 1, 2 – канали: конфузори і дифузори

Рівняння енергії для холодної частини вихору має вигляд [55]:

$$E_{\text{п}} = \frac{4\pi^2 R \cdot m_n \cdot t_{\infty} \cdot n_a \cdot r_{\text{с}}^2 \cdot v'^2}{2n_1 \cdot (n_a - 1) \cdot \Gamma^2} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{с}}}{p_a} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right], \quad (2.54)$$

де R – газова стала повітря, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; m_n – загальна маса повітря у вихорі, кг ; t_{∞} – усталена температура внутрішніх конструктивних елементів гальмівних дисків, К ; n_a – показник адіабати; $r_{\text{с}}$ – радіус вихору повітря, яке обтікає внутрішні канали гальмівного диска, м ; v'^2 – лінійна швидкість шарів повітря вихору, м/с ; n_1 – математичне очікування попадання вихору в зону поділу його гарячої та холодної частин; $p_{\text{с}}$ – тиск повітря у вихорі, МПа ; p_a – атмосферний тиск, МПа ; Γ – кількість змін повітря в порожнині гальмівного диска, $\text{м}^3/\text{с}$.

На основі залежностей (2.50-2.54) енергія, яка витрачається на вихроутворення для радіусів R_1 і R_2 , виражається рівняннями:

$$E_2 = \frac{m \cdot v_2^2}{2r_{\min}^2} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot R_1^2; \quad E_1 = \frac{m \cdot v_1^2}{2r_{\min}^2} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot R_2^2, \quad (2.55)$$

де R_1, R_2 – радіуси: зовнішній і внутрішній поверхні гальмівного диска: $r_{\min}$ – мінімальний граничний умовний радіус, в якому відбувається зіткнення шарів охолодженого і нагрітого вихору, м.

Різниця енергій $E_2 - E_1 = \Delta E$ є втратою енергії на вихроутворення. Отже, отримуємо:

$$\Delta E = \frac{m \cdot v'^2}{2r_{\min}^2} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot (R_1^2 - R_2^2). \quad (2.56)$$

Виходячи з рівняння для визначення гідравлічного опору, записуємо втрати енергії на вихроутворення:

$$\Delta H_{\text{вихр}} = \Delta E_{\text{вихр}} / V, \quad (2.57)$$

де V – об'єм повітря, який проходить крізь гальмівний диск при вимушеному охолодженні, м³.

$$\frac{\Delta E_{\text{вихр}}}{V} = \frac{m \cdot v'^2}{2r_{\min}^2 \cdot V} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot (R_1 - R_2) \cdot (R_1 + R_2). \quad (2.58)$$

Після перетворення отримаємо:

$$\Delta H_{\text{вихр}} = \frac{\Delta E_{\text{вихр}}}{V} = \rho_{\Pi} \cdot \delta_3 \frac{D_1 + D_2}{2} \cdot \xi_{\text{вихр}}, \quad (2.59)$$

де $\xi_{\text{вихр}}$ - коефіцієнт втрати енергії на вихроутворення потоку повітря, який дорівнює:

$$\xi_{\text{вихр}} = \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot \frac{\Delta v'^2}{2r_{\min}^2}. \quad (2.60)$$

У свою чергу, $r_{\min}$ знаходимо за залежністю вигляду:

$$r_{\min}^2 = n_1 \cdot \frac{n_a - 1}{8\pi^2 \cdot n_a} \cdot \frac{\Gamma^2}{t_{II} \cdot R}, \quad (2.61)$$

тоді

$$\xi_{вихр} = \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot \frac{n_a}{n_a - 1} \cdot \frac{t_{II} \cdot R \cdot \Delta v'^2}{n_1 \cdot R_1^2 \cdot v_\partial^2}, \quad (2.62)$$

де v_∂ - лінійна швидкість точок внутрішніх поверхонь диска у відносному русі, м/с.

Оскільки $v_\partial = 0,85v_a$, то після кінцевого перетворення залежності (2.62) маємо такий вираз:

$$\xi_{вихр} = \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot \frac{n_a}{n_a - 1} \cdot \frac{t_{II} \cdot R}{n_1 \cdot R_2^2 \cdot (1 + R_1)} \cdot \frac{\Delta v'^2}{v_a^2}. \quad (2.63)$$

Отже, знаючи коефіцієнт втрати енергії на вихроутворення, а також інші раніше зазначені коефіцієнти, можна визначити витрату повітря, яке омиває внутрішні поверхні самовентильованого гальмівного диска.

Згідно із залежностями (2.52) і (2.53) вводимо позначення:

$$\xi_{mp} = \frac{\chi}{4} \cdot \frac{A'_1 + A'_2}{A'_3} \quad \text{і} \quad \xi_{кін} = 2 \frac{t_{вих} - t_{ex}}{t_{II}}. \quad (2.64)$$

Підставивши вираз (2.53), (2.60) і (2.64) у рівняння (2.52), після перетворень знаходимо:

$$gD_C(\rho_H - \rho_{II}) = \xi_{ex} \cdot \frac{\rho_H \cdot v_H^2}{2} + (\xi_{mp} + \xi_{кін}) \cdot \frac{\rho_{II} \cdot v_{II}^2}{2} + \xi_{вих} \cdot \frac{\rho_{вих} \cdot v_{вих}^2}{2} + \xi_{вихр} \cdot \rho_{II} \delta_3 \frac{D_1 + D_2}{2}. \quad (2.65)$$

На основі рівняння безперервності потоку рухомого повітря записуємо:

$$\rho_H \cdot v_H^2 = \rho_H \cdot G_p^2 / (A_{ex}^2), \quad (2.66) \quad \rho_{II} \cdot v_{II}^2 = \rho_{II} \cdot G_p^2 / (A_{II}^2), \quad (2.67)$$

$$\rho_{вих} \cdot v_{вих}^2 = \rho_{вих} \cdot G_p^2 / (A_{вих}^2). \quad (2.68)$$

де G_p – витрата повітря при сталому тискові, м³/с.

З урахуванням рівняння Менделєєва-Клапейрона [55] у вирази (2.66)-(2.68) підставляємо $\rho = p_e / (R \cdot t)$, тоді

$$\rho_H \cdot v_H^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_H}{R \cdot t_{ex} \cdot A_{ex}^2}; \quad \rho_{\Pi} \cdot v_{\Pi}^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_{\Pi}}{R \cdot t_{\Pi} \cdot A_{\Pi}^2}; \quad \rho_{вих} \cdot v_{вих}^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_{вих}}{R \cdot t_{вих} \cdot A_{вих}^2}.$$

Зведені залежності підставимо в рівняння (2.52), в результаті чого отримуємо:

$$2gD_C \left(\frac{p_H}{R \cdot t_{ex}} - \frac{p_{\Pi}}{R \cdot t_{\Pi}} \right) = \xi_{ex} \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_H}{R \cdot t_{ex} \cdot A_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кін}) \cdot \frac{G_p^2 \cdot \rho_{\Pi}}{R \cdot t_{\Pi} \cdot A_{\Pi}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_{вих}}{R \cdot t_{вих} \cdot A_{вих}^2} + \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{\Pi}}{R \cdot t_{\Pi}} \delta_{\delta} (D_1 + D_2), \quad (2.69)$$

де p_H – тиск навколишнього повітря, МПа; p_{Π} – середній тиск в порожнині гальмівного диска, МПа; $p_{вих}$ – середній тиск повітря на виході з гальмівного диска, МПа; R – газова стала повітря, Дж/(кг·К); δ_{δ} – товщина диска, мм.

Після перетворень і розв'язання залежності (2.69) відносно G_p , а також її ділення на густину ρ_H отримуємо такий вираз:

$$\left(2gD_C \left(\frac{p_H}{t_{ex}} - \frac{p_{\Pi}}{t_{\Pi}} \right) - \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{\Pi}}{t_{\Pi}} \delta_3 (D_1 - D_2) \right) = G_p^2 \left(\xi_{ex} \cdot \frac{p_H}{t_{ex} \cdot A_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кін}) \cdot \frac{p_{\Pi}}{t_{\Pi} \cdot A_{\Pi}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{p_{вих}}{t_{вих} \cdot A_{вих}^2} \right).$$

Отримуємо формулу для визначення витрати повітря, що проходить крізь гальмівний диск при його вимушеному охолодженні:

$$G_p = \left(\frac{\left(2gD_C \left(\frac{p_H}{t_{ex}} - \frac{p_{\Pi}}{t_{\Pi}} \right) - \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{\Pi}}{t_{\Pi}} \delta_3 (D_1 - D_2) \right)}{\xi_{ex} \cdot \frac{p_H}{t_{ex} \cdot A_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кін}) \cdot \frac{p_{\Pi}}{t_{\Pi} \cdot A_{\Pi}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{p_{вих}}{t_{вих} \cdot A_{вих}^2}} \right). \quad (2.70)$$

Аналіз виразу (2.70) показує, що витрата охолоджуючого повітря залежить від його термодинамічних параметрів (t_{ex} , p_H , p_{Π} , $p_{вих}$, t_{Π} , $t_{вих}$), а також геометричних параметрів (D_1 , D_2 , δ_{δ} , A_{ex} , A_{Π} , $A_{вих}$) конструктивних елементів гальмівного диска.

Таким чином, знання витрати повітря, яке омиває внутрішні поверхні елементів гальмівних дисків при їх вимушеному охолодженні, дозволяє надалі визначити його ефективність. Результати обчислень кількості повітря, що

омиває поверхні гальмівного диска, за спрощеною методикою наведено в додатку Б, приклад 1.

Для зниження енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкових гальм розглянемо їхні вдосконалені фрикційні вузли.

2.4 Особливості конструкцій і робота вдосконалених гальмівних дисків, і теплові струми, що циркулюють в їх тілі

Обмеження нагрівання дисків дисково-колодкових гальм є одним з найбільш суттєвих завдань при їх раціональному розрахунку і конструюванні. Зниження температури, а отже, і поверхневих температурних градієнтів може бути досягнуто за рахунок зниження металомісткості гальмівного диска. Його ділять навпіл, і один з напівдисків виготовляють з матеріалу з хорошими тепловідвідними властивостями (червона мідь, алюміній та ін.). Проте пряма заміна сталевого або чавунного диска на мідний або алюмінієвий небажана через низьку зносостійкість цих металів. Тому доцільно виготовляти гальмівні диски біметалевими. На рис. 2.7 показано біметалевий гальмівний диск у складі

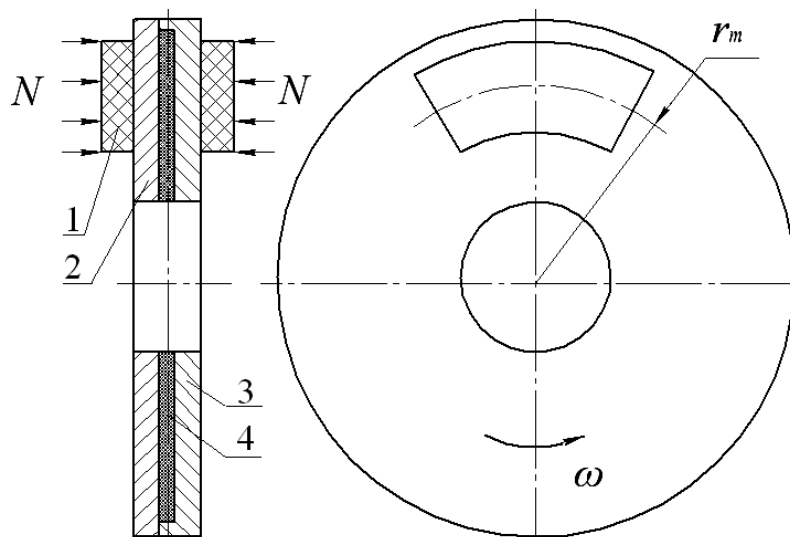


Рис. 2.7 – Схема фрикційного взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма з біметалевим диском: 1 - фрикційні накладки; 2 - напівдиск; 3 - напівдиск з виступами; 4 - теплоізоляційна прокладка; N - зусилля натискання; r_m - середній радіус тертя; ω - кутова швидкість диска

дисково-колодкового гальма. Особливістю біметалевого диска є те, що він складається з напівдиска 2 і напівдиска 3, який має виступи. Напівдиск 3 виконано з алюмінію.

Між напівдиском 2 і напівдиском з виступами 3 розташована жорстка теплоізоляційна прокладка 4. Напівдиски 2 і 3 з'єднані між собою спеціальними гвинтами по колах (на рис. 2.7 не показано).

Біметалевий диск у складі дисково-колодкового гальма працює так. При фрикційній взаємодії накладок 1 з біговими доріжками тертя напівдисків 2 і 3 в їх тілі акумулюється однакова кількість теплоти. За рахунок високої теплопровідності напівдиска 3 через його виступи кондуктивним теплообміном тепло передаватиметься в тіло напівдиска 2 доти, поки їх енергонавантаженість не вирівняється. Напівдиски 2 і 3 прогріваються швидше, ніж тіло суцільного диска. Ця обставина сприяє зниженню поверхневих і об'ємних градієнтів у них.

Розглянемо теплові струми, що циркулюють у тілі гальмівного диска в процесі його взаємодії з фрикційними накладками колодок.

Теплові струми, що виникають на бічних поверхнях гальмівного диска, а також в його тілі при фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма (рис. 2.8 б, в, г, д), суттєво впливають на формування поверхневих і об'ємних температур, а також їх градієнтів, викликаючи при цьому напружено-деформований стан гальмівного диска. Він вимушено охолоджується швидкісними потоками омиваючого повітря при русі транспортного засобу.

На рис. 2.8 б наведено термограму зміни поверхневих і об'ємних температур на і під біговою доріжкою тертя гальмівного диска (товщина диска $\delta = 46,0$ мм), а також безпосередньо в його тілі. Температура по товщині диска змінювалася від $400,0$ °С до $235,6$ °С, при цьому теплові хвилі на його бічних поверхнях не взаємодіяли між собою. Зона дії температури $235,6$ °С поширилася від бігової доріжки тертя до торцевої поверхні диска. У той же час ширина зони дії температури $235,6$ °С нижче бігової доріжки тертя була мінімальною, температура в напрямку фланця диска знижувалася до $71,208$ °С.

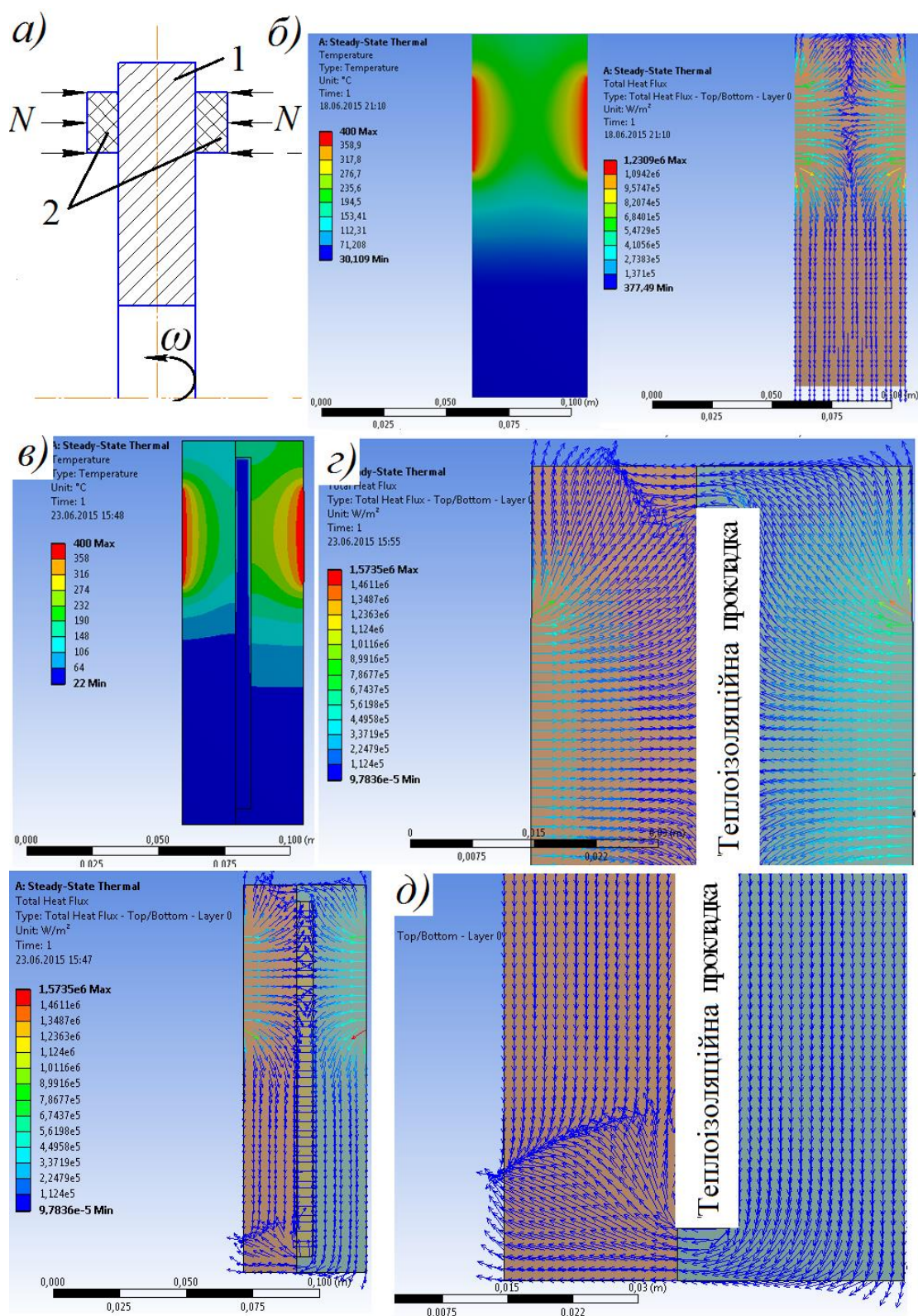


Рис. 2.8 а, б, в, г, д – Схеми: фрикційної взаємодії металополімерних пар тертя серійного (а) дисково-колодкового гальма; термограм і циркуляції теплових струмів у тілі серійного (б) і біметалевого диска з теплоізоляційною прокладкою (в) у верхній (г) і нижній (д) його частинах

Пояснюється це тим, що була різна товщина диска над і під біговою доріжкою.

При фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма серійний диск є осередком великих поверхневих і об'ємних градієнтів температури і весь час перебуває в термічно напружено-деформованому стані.

Зовсім інша картина теплових струмів спостерігається в біметалічному гальмівному диску з теплоізоляційною прокладкою (рис. 2.8 в). При цьому напівдиски виконані з матеріалів з різними коефіцієнтами теплопровідності ($\lambda_n > \lambda_d$) і з'єднані між собою виступом правого напівдиска (рис. 2.8 з). За рахунок цього термограми в зоні бігової доріжки тертя істотно різняться. У лівому напівдиску температура змінюється від 400 °С до 232 °С, а в правому - від 400 °С до 274 °С, відмінність у перепадах температур становила 42,0 °С.

Розглянемо схеми циркуляції теплових струмів у верхній (рис. 2.8 з) і нижній (рис. 2.8 д) частинах гальмівного диска. Відмінною особливістю зон, розташованих нижче бігової доріжки тертя, є те, що вони пов'язані з фланцем диска. Перетікання теплових струмів в нижній і верхній частинах відбувається крізь виступ правого напівдиска. При цьому у верхній його частині теплові струми за величиною є більшими, ніж циркулюючі теплові струми в лівому напівдиску. Це сприяє вирівнюванню теплового поля не тільки над біговою доріжкою тертя, але і під нею в місці розташування теплоізоляційної прокладки. Перетікання теплових струмів у нижній частині біметалевого диска відбувається так само, як і першому випадку, але з меншою інтенсивністю, оскільки частина теплоти відводиться під фланець диска. Необхідно зауважити, що біметалевий гальмівний диск, обертається з біговою доріжкою тертя, що ще більшою мірою сприяє квазівирівнюванню теплового поля його тіла.

Зниження енергонавантажності гальмівного диска може бути досягнуто шляхом інтенсифікації його охолодження за рахунок ефекту «теплової труби». Цей вид охолодження належить до примусового рідинного.

Дисково-колодкове гальмо з охолодженням типу «теплова труба» (рис. 2.9) має фрикційні накладки 1, які за допомогою імпульсних нормальних зусиль N притискаються до бігових доріжок тертя диска 2. У тілі гальмівного диска 2 у

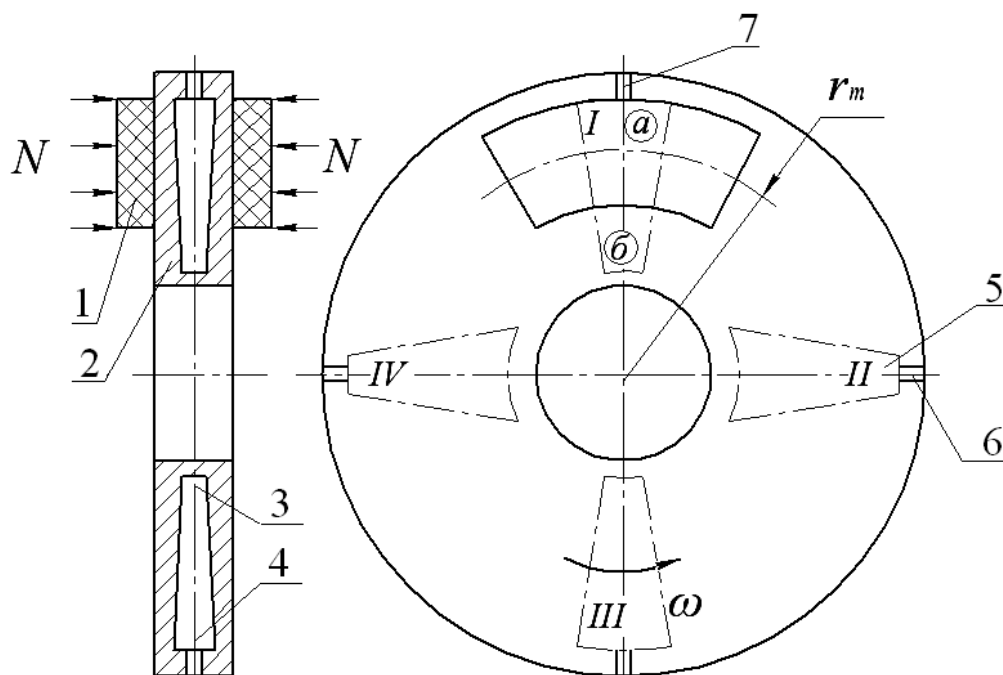


Рис. 2.9 – Схема фрикційної взаємодії пар тертя з охолодженням типу «теплова труба» в дисково-колодковому гальмі: 1 - фрикційна накладка; 2 - гальмівний диск; 3, 4 - порожнини з конфігурацією конфузурів і дифузурів; 5 - теплоносій; 6 - отвір; 7 - пробка

вертикальній і горизонтальній площинах, відповідно, виконано зони I, III і II, IV, зі зміною площин порожнин дифузурів і конфузурів. Порожнини 3 і 4 є охолоджуючими пристроями, виконаними у вигляді теплових труб із зонами конденсації ⑥ і випаровування ④.

Заправку порожнин 3 і 4 теплоносієм 5 на 2/3 їх об'ємів виконують по черзі крізь заливний отвір 6, після чого решту об'єму порожнин вакуумують і герметизують пробкою 7.

У процесі гальмування дисково-колодковим гальмом на біговій доріжці тертя диска акумулюється теплота, значна частина якої поглинається його тілом. Це спричинює випаровування теплоносія, що знаходиться в порожнинах теплової труби диска. При попаданні теплоносія у верхню частину гальмівного диска (під бігову доріжку тертя), тобто в зону випаровування, він нагрівається і випаровується. Надалі за рахунок створюваного перепаду тисків між зонами випаровування ④ і конденсації ⑥, а також змінного перерізу порожнин, що мають конфігурації дифузурів і конфузурів, теплоносій із зони випаровування

Ⓐ надходить у зону конденсації Ⓑ. Повернення теплоносія в зону випаровування Ⓐ здійснюється відцентровими силами, що виникають при обертанні диска. У порожнині I взаємодія зон Ⓐ і Ⓑ відбуватиметься швидше, ніж у порожнині III, оскільки в ній пар рухається, весь час стискаючись. У цей же час рідкий теплоносій із зони конденсації Ⓑ (III порожнина) рухається до зони випаровування Ⓐ весь час розширюючись, внаслідок чого він сповільнюється. При цьому порожнини III і IV знаходитимуться в горизонтальному положенні, і теплоносій в них циркулюватиме в двох фазах - рідкій і газоподібній. Співвідношення вертикальних перерізів порожнин (теплової труби) становить 1:2, що забезпечує необхідну кількість рідкого теплоносія в зоні конденсації для змочування зони випаровування теплової труби під дією відцентрових сил. Окрім того, таке співвідношення запобігає зриванню рідкого теплоносія при його попаданні на бігові стінки порожнин під дією відцентрових сил.

Після завершення процесу гальмування дія ефекту «теплової труби» на тепловий стан гальмівного диска не припиняється до тих пір поки, поки він не стабілізується.

Необхідно зауважити, що при обертанні гальмівного диска має місце вимушене повітряне охолодження його бічних і торцевих поверхонь.

Розглянемо принципи конструювання гальмівних дисків.

2.5 Принципи конструювання гальмівних дисків

Малий коефіцієнт взаємного перекриття фрикційної пари дисково-колодкового гальма і високі питомі навантаження робочої поверхні накладки на доріжці тертя гальмівного диска ставлять особливі вимоги до конструювання і підбору матеріалів вузла тертя. Усталена температура в дисково-колодкових гальмах на 10...15 % є нижчою, ніж у барабанно-колодкових гальмах відповідної потужності через більшу тепловіддавальну поверхню контртіла. Проте тепловий режим роботи фрикційної пари дисково-колодкового гальма

залишається напруженим. Зниження їх теплового стану може бути досягнуто раціональною конструкцією фрикційної пари, в першу чергу, гальмівного диска.

Розглянемо температурні градієнти, що розвиваються на поверхнях і в об'ємах гальмівних дисків різних типів (див. табл. 2.3).

Таблиця 2.3

Гальмівні диски різних типів з температурними градієнтами, що виникають в них

Гальмівні диски				
суцільні:			самовентильовані:	
	на початку	в кінці	на початку	в кінці
При підведенні теплоти	гальмування			
	з температурними градієнтами:			
	об'ємними		поверхневими	
	I*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 5,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial R} \geq 20,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{см}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 2,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
	II	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 2,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial R} \geq 10,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{см}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 1,25 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$

*Примітка: I, II - імпульсний і тривалий режими підведення теплоти до тіла гальмівного диска за умови, що в парах тертя досягнута поверхнева температура $t_n = 100^{\circ}\text{C}$

Проаналізуємо поверхневі й об'ємні температурні градієнти суцільних і самовентильованих гальмівних дисків, що виникають у процесі попередніх етапів випробувань типу I і II динамічної моделі дисково-колодкових гальм. При першому типі випробувань мало місце імпульсне підведення теплоти до пар тертя через взаємодію плям контактів мікроступів поверхонь тертя, а при другому типі випробувань - тривале підведення теплоти. Умовою виникнення температурних градієнтів в гальмівному диску будь-якого типу є дотримання нерівності $\Delta t_n > \Delta t_v$ (приріст поверхневої та об'ємної температури). При

недотриманні цієї нерівності можлива інверсія теплових потоків від тіла гальмівного диска до його робочих поверхонь [9]. З табл. 2.3 випливає, що поверхневі температурні градієнти завжди більше об'ємних температурних градієнтів у гальмівних дисках різних типів. Особливо це помітно при імпульсному підведенні теплоти до пар тертя гальма. Імпульсне підведення теплоти до поверхонь самовентильованого гальмівного диска через його змінний поперечний переріз спричинює локальний прогрів бігової доріжки тертя, що призводить до утворення на його поверхні мікротріщин. Останні спричинені аперіодичними циклами «нагрівання (розширення) - охолодження (стискання)» поверхневих і приповерхневих шарів з обох сторін гальмівного диска. Необхідно зауважити, що імпульсне підведення теплоти є термоударом, що сприяє стабілізації термомеханічних властивостей робочих поверхонь фрикційних накладок гальмівних колодок.

На реальних фізичних моделях в експлуатаційних і стендових умовах вивчали температурне поле при електротермомеханічному терті пари «СЧ-15 – ФК-24А» з дотриманням умови $\Delta t_n > \Delta t_v$. Випробування проводили на серійному і модельному дисково-колодковому гальмі. У результаті досліджень коефіцієнта взаємного перекриття $K_{\text{вз}}$ і параметрів процесу тертя, з яких виділено імпульсне нормальне зусилля N , залежно від теплового стану диска було встановлено (рис. 2.10 а, б, в, г, д, е):

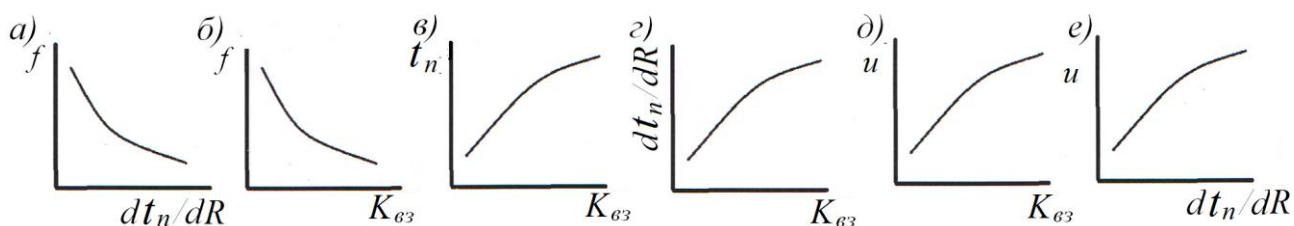


Рис. 2.10 а, б, в, г, д, е – Загальні закономірності впливу коефіцієнта взаємного перекриття $K_{\text{вз}}$ (б, в, д) і температурного градієнта по радіусу поверхні $(\partial t_n / \partial R)$ [а, е] на динамічний коефіцієнт тертя f (а, б), інтенсивність зношування u (д, е) і температуру поверхонь тертя t_n (в), а також коефіцієнта взаємного перекриття $K_{\text{вз}}$ на температурний градієнт по радіусу поверхні $(\partial t_n / \partial R)$ (г)

- зменшення $K_{\text{єз}}$ призводить до зниження середньої поверхневої t_n та об'ємної t_v температури і зменшення їх градієнтів $\frac{\partial t_n}{\partial R}$ і $\frac{\partial t_v}{\partial \delta}$; збільшення $K_{\text{єз}}$ сприяє зростанню $\frac{\partial t_n}{\partial R}$ і $\frac{\partial t_v}{\partial \delta}$;
- зниження $K_{\text{єз}}$ зумовлює збільшення динамічного коефіцієнта тертя; динамічний коефіцієнт тертя підвищується у зв'язку із зменшенням $\frac{\partial t_n}{\partial R}$ і $\frac{\partial t_v}{\partial \delta}$;
- збільшення $K_{\text{єз}}$ і $\frac{\partial t_n}{\partial R}$; $\frac{\partial t_v}{\partial \delta}$ сприяє зростанню інтенсивності зносу u .

Для фрикційних пар дисково-колодкового гальма (в стендових умовах) зменшення $K_{\text{єз}}$ при сталій роботі тертя ($W_{\text{mp}}=\text{const}$) сприяє збільшенню зносу тільки за умови, коли $f=f(K_{\text{єз}}, \frac{\partial t_v}{\partial \delta})$ і $u=u(K_{\text{єз}}, \frac{\partial t_n}{\partial R})$ від параметра $K_{\text{єз}}$ змінюються інтенсивніше, ніж від $\frac{\partial t_n}{\partial R}$ і $\frac{\partial t_v}{\partial \delta}$:

$$\frac{\partial f(K_{\text{єз}}, N, \partial t_v / \partial \delta)}{\partial K_{\text{єз}}} > \frac{\partial f(K_{\text{єз}}, N, \partial t_v / \partial \delta)}{\partial t_n / \partial R}; \quad (2.58)$$

$$\frac{\partial u(k_{\text{єз}}, N, \partial t_v / \partial \delta)}{\partial k_{\text{єз}}} > \frac{\partial u(k_{\text{єз}}, N, \partial t_v / \partial \delta)}{\partial t_n / \partial R}. \quad (2.59)$$

При поверхневих температурах металевих суцільного і самовентильованого гальмівних дисків, виготовлених з різних матеріалів, що перевищують 150...200 °С, інтенсивність вимушеного конвективного теплообміну різко спадає, але зростає теплообмін випромінюванням. Відповідно до закону Стефана-Больцмана коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням дорівнює [9]:

$$\alpha_L = \frac{C_L \left[\left(\frac{t_T}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_H}{100} \right)^4 \right]}{t_T - t_H}, \quad (2.60)$$

де t_T – температура нагрівання поверхонь суцільного і самовентильованого гальмівних дисків, К; t_H – температура навколишнього середовища, К; C_L – коефіцієнт випромінювання, Вт/(м²·К⁴).

Обід гальмівного шків (стрічково-колодкового гальма) і обід гальмівного барабана (барабанно-колодкового гальма) при проектному розрахунку умовно розбивають на n -ну кількість дисків. Вибір конструктивних параметрів останніх необхідно проводити з урахуванням їх енергонавантажності. При цьому важливу роль відіграє співвідношення площ охолоджуваних поверхонь (матової) до тієї, що нагрівається (полірованої) [83].

На підставі вищевикладеного перейдемо до експериментальних досліджень енергонавантажності металополімерних пар тертя дисково-колодкових гальм та її зниження.

Висновки

1. Математично описано керування енергонавантажністю при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя дисково-колодкового гальма при імпульсному і довготривалому підведенні теплоти з урахуванням темпу нагрівання, а також поверхневих і об'ємних температурних градієнтів гальмівних дисків з урахуванням зміни конструктивних параметрів вузлів тертя гальма.

2. Визначено напружено-деформований стан і конструктивні параметри гальмівних дисків залежно від енергонавантажності пар тертя гальма.

3. На основі енергетичного балансу потоку повітря, що омиває матові і поліровані поверхні суцільного і самовентильованого гальмівних дисків отримано аналітичну залежність для визначення кількості охолоджуючого повітря для оцінки ефективності вимушеного охолодження.

4. Запропоновано конструкцію вдосконалених фрикційних вузлів динамічної моделі дисково-колодкових гальм з біметалевими дисками, що складаються з напівдисків з теплоізоляційної прокладкою між ними. Показано:

теплові струми, що циркулюють в їх тілі; конструкцію гальмівного диска, що має в своєму тілі канали, виконані у вигляді конфузорів і дифузорів, заповнених теплоносієм, які працюють на ефекті «теплової труби».

5. Сформульовано особливості конструювання гальмівних дисків з урахуванням вимог і обмежень на їх геометричні параметри, а також взаємозв'язок прогнозованих експлуатаційних параметрів.

6. Установлено закономірності поширення теплових хвиль від бігових доріжок тертя гальмівних дисків при різній їх товщині з наступним визначенням їх оптимальної товщини.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

3.1 Задачі досліджень і основні геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів гальм

Питомі навантаження, відносна швидкість переміщення, фізико-механічні й теплофізичні характеристики поверхонь тертя, а також інші важливі параметри можуть бути інтегрально враховані розподілом теплових потоків не тільки в біговій доріжці тертя (полірована поверхня), але і в решті частин гальмівного диска, які мають матову поверхню. Відомі в даний час підходи можуть бути зведені до моделювання тертя на макро- і мікрорівнях в парах тертя дисково-колодкового гальма. Якщо експериментальні дослідження на макрорівні є цілком здійсненими, то на мікрорівні в багатьох випадках їх проведення є досить складним, а часто й неможливим. На сьогодні спостерігається стійкий інтерес до вивчення фізичних характеристик поверхневих явищ на нанорівні. Тому особливого значення набуває теоретичний опис теплових процесів і нових форм їх математичного моделювання, результати якого необхідно підтверджувати експериментальними даними. Зазначений напрямок видається важливим, оскільки найбільш істотні явища в трибологічних парах відбуваються в найтонших поверхневих і приповерхневих шарах.

Метою експериментальних досліджень стало отримання даних, які стосуються енергонавантаженості серійної пари тертя «диск-накладки» і вдосконалених фрикційних вузлів з біметалевим диском, а також з гальмівним диском, що має охолодження типу «теплова труба».

Для оцінки рівня енергонавантаженості робочих поверхонь гальмівних дисків з метою запобігання зародження і розвитку на них сітки мікротріщин

шляхом зниження тангенціальних і радіальних термічних напружень, а також для прогнозування раціональних конструктивних параметрів гальмівних дисків за допомогою методу геометричного програмування програма досліджень передбачала таке:

- оцінка енергонавантаженості термонапруженого стану гальмівного диска з урахуванням його технічного стану;
- дослідження процесу тріщиноутворення на бічних поверхнях гальмівних дисків;
- оцінка працездатності вдосконалених фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма в лабораторних та експлуатаційних умовах.

У табл. 3.1 і 3.2 наведено основні геометричні характеристики дисково-колодкових гальм піднімально-транспортних машин і транспортних засобів.

Таблиця 3.1

Габаритні розміри вентилюваних дисків гальм (фірма SIME Франція)

Гальмівний момент, кНм	Діаметр диска, мм	Товщина диска, мм	Ширина доріжки тертя, мм	Маса, кг		Розміри посадочного отвору, мм	
				загальна	вінця	довжина	діаметр
1,9	315	30	91	20	9,5	135	60
2,2	355	30	91	25	12,0	135	80
2,6	395	30	91	32	15,8	135	90
3,0	445	30	132	45	19,1	172	95
12,7	560	30	132	72	28,5	172	130
15,0	625	30	132	92	40,6	195	140
29,0	705	30	132	116	52,5	215	160
33,5	795	30	132	69,3	69,3	235	180

Таблиця 3.2

Площі теплообміну динамічної моделі дисково-колодкового гальма

Площі поверхонь, які беруть участь у різних видах теплообміну, м ³						Маса (кг) елементів гальмівного диска:	
Площа поверхонь гальмівних дисків:					Площа поверхонь маточини колеса, яка стикується з фланцем диска	тіла	фланця
суцільного			самовентильованого				
полірована	матова	виступів	напівребер	ребер			
0,06	0,12	0,017	0,016	0,024			
-						12,3	29,3

Суцільні і самовентильовані диски гальм мають товщину 46,0 мм.

3.2 Прилади і датчики для вимірювання досліджуваних параметрів

Дослідження енергонавантаженості фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм проводилося в стендових і експлуатаційних умовах.

На рис. 3.1 показана схема стенда для визначення експлуатаційних параметрів дисково-колодкового гальма в лабораторних умовах. В експлуатаційних умовах об'єктом досліджень була динамічна модель дисково-колодкового гальма (рис. 3.2 а), а в лабораторних - експериментальний зразок біметалевого диска (рис. 3.2 б).

Датчиком контактно-імпульсної взаємодії є металевий провідник, вбудований в середині фрикційної накладки перпендикулярно до робочої поверхні ободу гальмівного шків (рис. 3.3). В якості металевого провідника виступають хромель-алюмелеві термопари, які вмонтовані в тіло накладки урівень до її робочої поверхні, а наступні термопари встановлені на 1,5 мм вище зі зміщенням по товщині накладки. Це дозволяє при почерговому виході з ладу термопар унаслідок стирання їх головок визначати в різних зонах

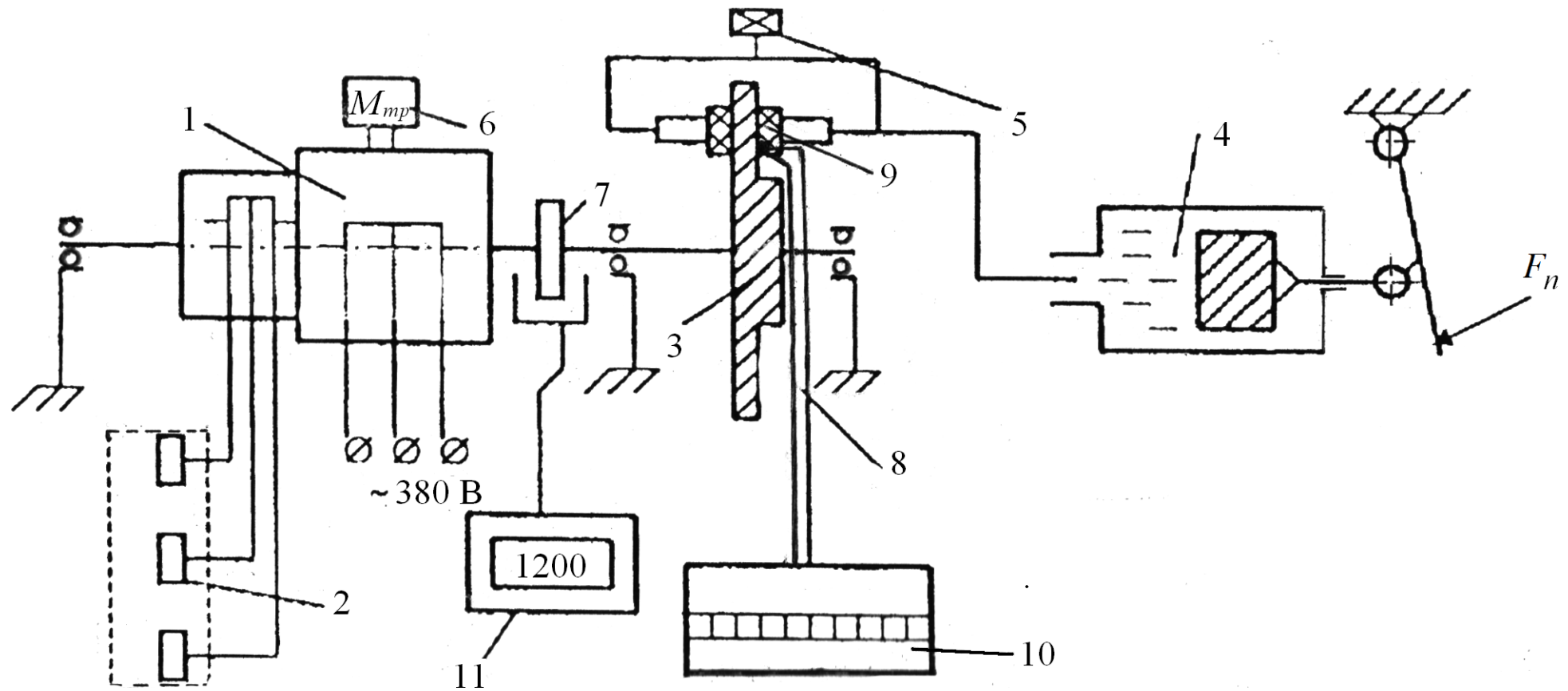


Рис. 3.1 – Схема стенда для визначення експлуатаційних параметрів дисково-колодкового гальма: 1 - балансірний електродвигун; 2 - навантажувальний пристрій; 3 - гальмівний диск; 4 - гідропривід; 5 - датчик тиску; 6 - вимірювач гальмівного моменту; 7 - датчик швидкості; 8 - датчик температури і зносу; 9 - фрикційна накладка колодки; 10 - електронний потенціометр; 11 - тахометр; F_n - зусилля на педалі гальма

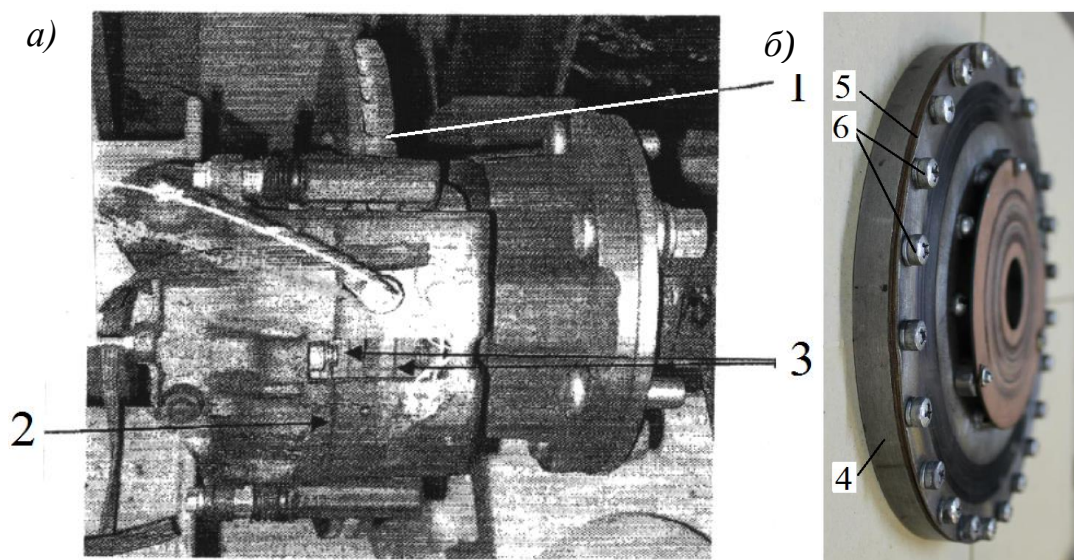


Рис. 3.2 *а, б* – Динамічна модель дисково-колодкового гальма (*а*) і експериментальний зразок біметалічного диска (*б*): 1 - гальмівний диск; 2 - супорт гальмівного механізму; 3 - фрикційні накладки колодок; 4 - напівдиск; 5 - напівдиск з виступами; 6 - гвинтові з'єднання;

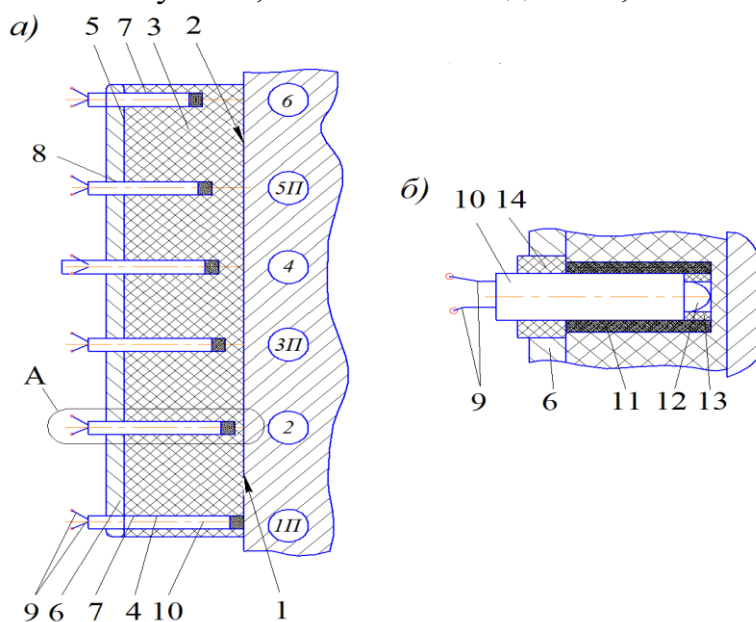


Рис. 3.3 *а, б* – Поздовжній розріз фрикційного вузла з вбудованими термопарами в тіло накладки (*а*) і вид А (*б*) на встановлену термопару: 1, 2 - робочі поверхні: гальмівного диска; фрикційної накладки; 3 - тіло фрикційної накладки; 4, 5 - внутрішня і зовнішня поверхні гальмівної колодки; 6 - підкладка накладки; 7 - наскрізні і глухі отвори в тілі накладки; 8 - наскрізні отвори в підкладці накладки; 9, 10 - термоелектроди термопар; 11 - керамічні трубки; 12 - головки термопар; 13 - обмежуюче кільце; 14 - компенсаційні пружні кільця; П - термопари правої накладки

накладки, що знаходяться під впливом однакових динамічних і теплових навантажень такі параметри: зони контурної площі контакту, сумарний час контакту; генеруючу різницю потенціалів електричного струму; лінійний знос робочої поверхні накладки.

Для вимірювання вказаних вище параметрів пар тертя гальма в тіло його фрикційної накладки 3 і її підкладці 6 розміщуємо термоелектроди 9 термопар 10 (див. рис. 3.3) [101]. Двоканальна керамічна трубка 11 встановлюється в наскрізний отвір 7 фрикційної накладки 3.

У трубку 11 діаметром 2,0 мм вкрито термоелектроди 9 термопари 10, виготовленої з хромель-алюмелевого дроту діаметром 0,2 мм. Позитивним термоелектродом 9 є хромелевий дріт, а негативним - алюмелевий. Сферична головка термопари 12 взаємодіє з робочою поверхнею гальмівного диска 1 у разі зносу матеріалу накладки 3 перед нею. Головка термопари 12 сформована з високотемпературного мідного припою і встановлена в обмежуюче кільце 13. Останнє перешкоджає виходу з ладу головки термопари 12 і сприяє її роботі до повного зносу. Двоканальні керамічні трубки 11 разом з ізоляційними втулками 13 встановлені в отвори 7 фрикційної накладки 3.

Між стінками двоканальних керамічних втулок 11 і наскрізними отворами 8 в підкладці накладки 6 встановлені компенсаційні пружні кільця 14, що запобігають виходу з ладу втулок 13 при зміщенні накладок 3 відносно їх підкладок 6.

Довжина термоелектродів 9 вибирається з умови, щоб за час експериментальних досліджень холодний спай не встиг прогрітися, і дорівнює 200,0...350,0 мм. Термоелектроди 9 кожної термопари 10 під'єднувалися до реєструючої апаратури. Термопари 10 перед їх установкою тарували разом із сполучними проводами.

З метою визначення теплових режимів роботи й оцінки виникаючих при цьому напружень вимірювали температури поверхні диска, виготовленого з чавуна СЧ 15, при русі транспортного засобу з циклічними гальмуваннями після його зупинки. Для вимірювання температури бічної поверхні диска і його

кріпильного фланця використовували переносний безконтактний термометр фірми «Балтех», який підводився до точок вимірювання через 3,0...5,0 с після зупинки диска. Для вимірювання температури бігової доріжки тертя диска під фрикційними накладками в момент гальмування використовували ковзкі термопари, вбудовані під фрикційні накладки (див. рис. 3.3). Вимірювання температур проводили при циклічних і тривалих гальмуваннях. Одночасно з цим реєструвалася трибоЕРС пар тертя вдосконаленого фрикційного вузла. Для порівняння були заміряні термоЕРС при нагріванні бігової доріжки тертя диска в серійних і вдосконалених вузлах тертя.

Після зупинки транспортного засобу вимірювали температури при охолодженні гальмівного диска.

В якості датчиків температур поверхні тертя фрикційного вузла використовували термопари типу «ХА» (хромель-алюмелеві). Кожну термопару виготовляли з підібраних груп дротів з діаметром робочого спаю 0,4 мм (чутливий елемент) і захищали арматурою. Перед установкою в деталі і вузли досліджуваного гальма кожен термопару піддавали перевірці у всьому діапазоні вимірювань за контрольною термопарою. Послідовність градуювання термопари відповідала вимогам ГОСТ Р 8.585-2001, точність вимірювання термопарами складає $\pm 1,0\%$.

На рис. 3.4 а, б показано чутливий елемент і захисну арматуру для термопари, а також різні конструкції датчиків температури, що застосовуються.

Термопари, встановлені на поверхні тертя фрикційного вузла, під'єднували через аналого-цифровий перетворювач до ноутбука для реєстрації даних. Дані з термопар реєструвалися за допомогою програми PIC18F2550 USB HID Oscilloscope DR1r1 (рис. 3.5).

Для реєстрації температур гальмівного диска і його кріпильного фланця в експлуатаційних умовах обрано безконтактний термометр фірми «Балтех» (рис. 3.6). У табл. 3.3 наведено його основні характеристики.

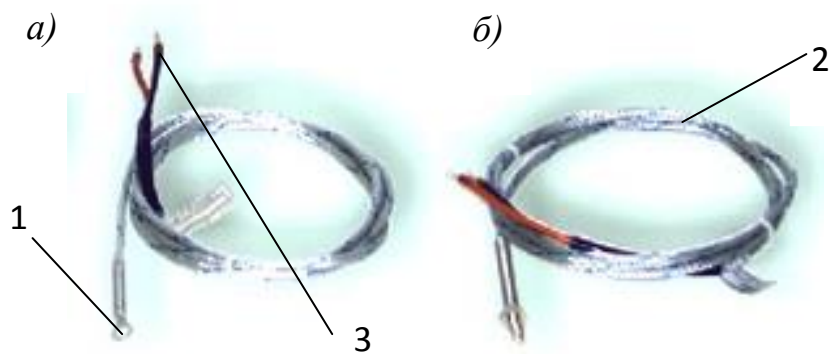


Рис. 3.4 *а, б* – Термопари, що використовуються для контролю зміни температур: *а* – навколишнього середовища; *б* - на поверхні тертя фрикційного вузла; 1 - чутливий елемент; 2 - захисна арматура; 3 - термоелектроди

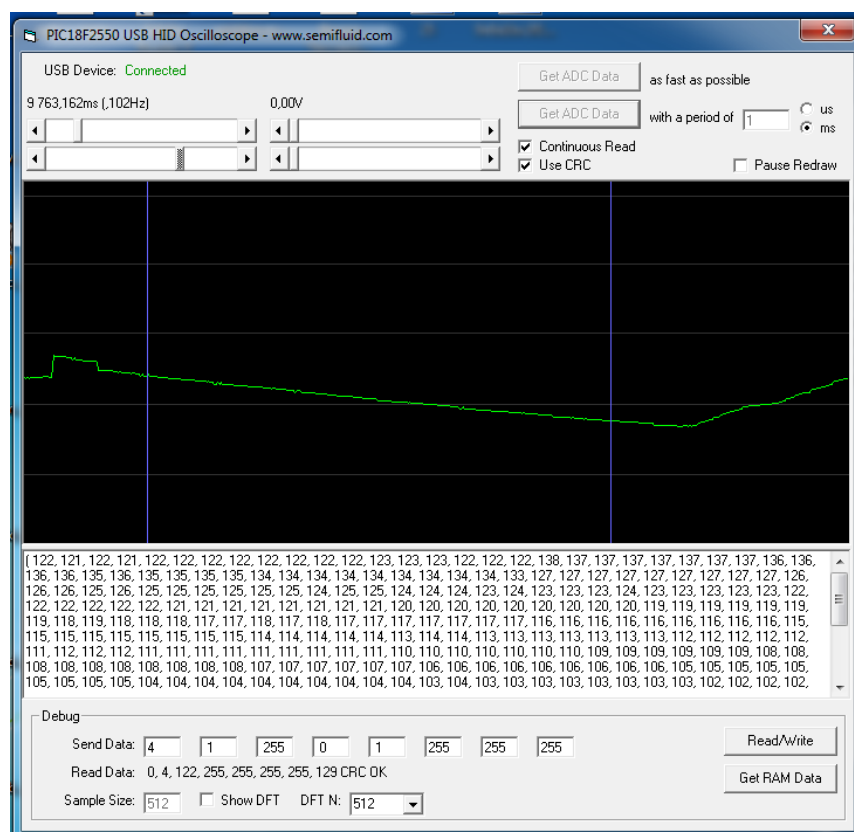


Рис. 3.5 – Програма PIC18F2550 USB HID Oscilloscope DR1r1 для реєстрації даних експериментальних досліджень вузлів тертя



Рис. 3.6 – Безконтактний термометр фірми «Балтех»: 1 – приймач енергії інфрачервоного випромінювання; 2 - табло термометра; 3 - ручка приладу

Таблиця 3.3

Основні характеристики безконтактного термометра фірми «Балтех»

Найменування характеристики	Показники
Температурний діапазон вимірювань, °C	-50 ... +1000
Межа основної похибки, % У діапазоні температур, °C: (-50...-20) (-20...+100) (+100...+800)	±3,0 ±2,0 ±2,0
Час встановлення показів, с	0,5
Повторюваність показів, °C	±1,0
Напруга живлення, В	9
Лазерний вказівник	Так, вимикаючий
Пам'ять вимірювань	Так, 10 точок
Відображення заданої і поточної температури	Так
Вимірювання температур: максимальної, мінімальної, середньої і різниці	Так
Звукове попередження при досягненні заданої температури	Так

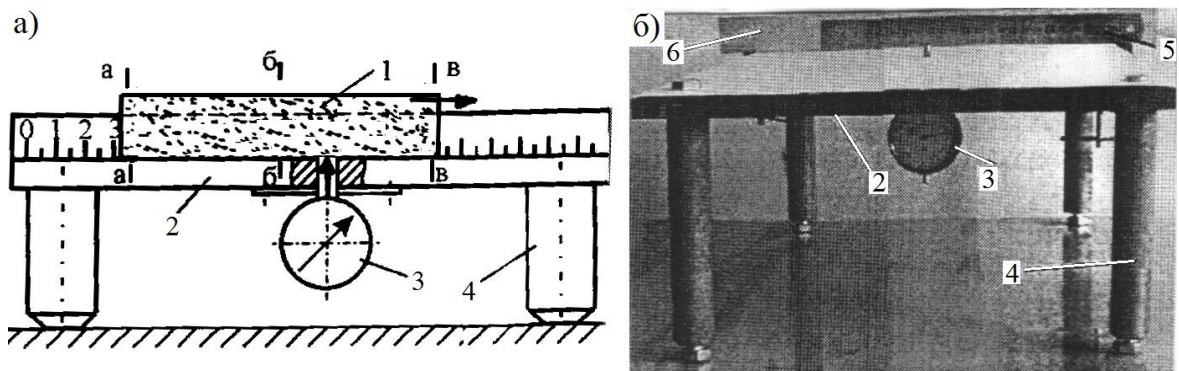


Рис. 3.7 а, б – Схема пристрою для вимірювання зносу робочих поверхонь фрикційних накладок (а) на спеціально обладнаному столі (б): 1 - фрикційна накладка; 2, 4 - стіл з ніжками; 3 - індикатор ІЧ-10; 5, 6 - планка з лінійкою

Сумарна середньоквадратична похибка при вимірюванні температури даним методом не перевищувала 1,5%. Це дозволило обґрунтовано підійти до вибору принципової схеми установки термопар, їх типу і конструктивного виконання, а також до вибору реєструючої апаратури для оцінки фактичної енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма при циклічних і тривалих гальмуваннях.

На рис. 3.7 *а, б* наведено схему пристрою для вимірювання зносу робочих поверхонь фрикційної накладки (*а*) на спеціально обладнаному столі (*б*).

Прилади і датчики, які використовувалися при експериментальних дослідженнях, пройшли метрологічну атестацію згідно з вимогами [101].

Для вимірювання частоти обертання гальмівного диска і оцінки часу гальмування використовували цифровий електронний вимірювальний прилад ИМД-ЦМ (рис. 3.8).

Принцип дії цього пристрою базується на перетворенні первинним перетворювачем (рис. 3.9) частоти обертання гальмівного диска в напругу змінного синусоїдального сигналу, який поступає з первинного перетворювача. Величина цієї напруги є пропорційною частоті обертання гальмівного диска. У режимі вимірювання частоти обертання диска змінна напруга з виходу первинного перетворювача частоти подається на аналого-цифровий перетворювач. При цьому результат вимірювань подається на люмінесцентне табло у вигляді цифрового значення. При сповільненні диска під час гальмування змінна напруга з виходу первинного перетворювача частоти подається на диференціюючий пристрій. У свою чергу, напруга, величина якої є пропорційною сповільненню, з виходу диференціюючого пристрою поступає на аналого-цифровий перетворювач. Результат вимірювань подається на табло у вигляді цифрового значення.

Диференціюючий пристрій призначений для аналогового диференціювання вхідної напруги, яка є пропорційною сповільненню гальмівного диска.

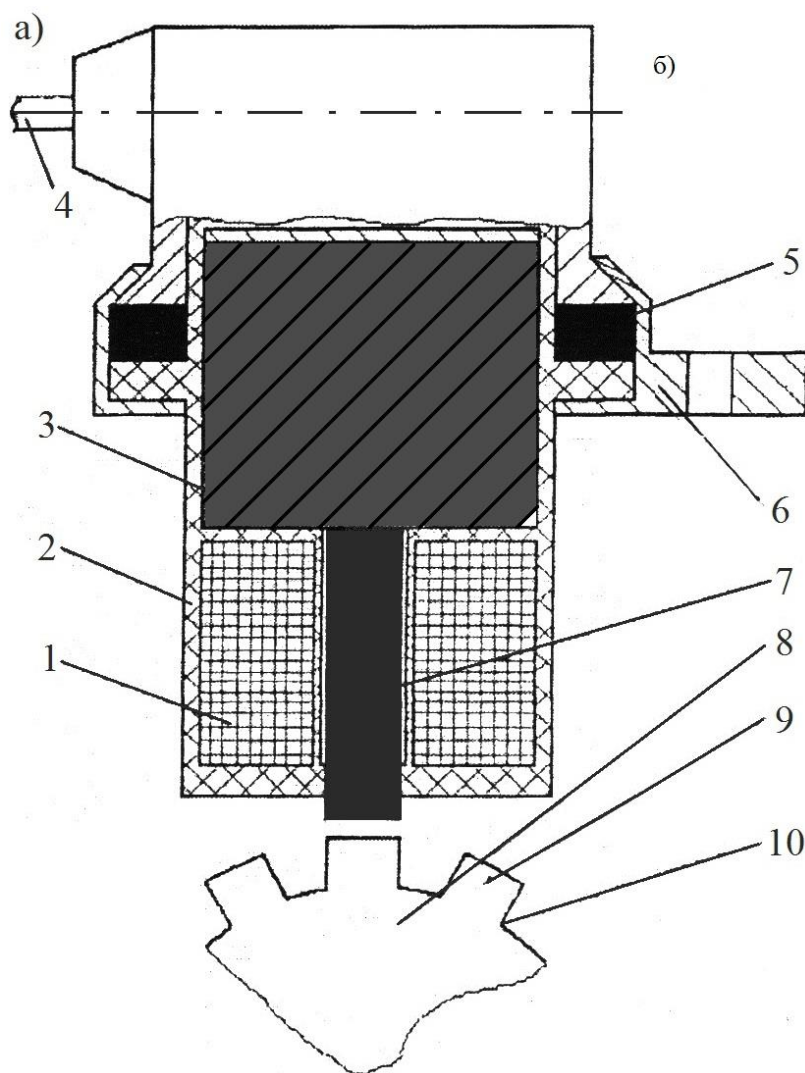


Рис. 3.8 – Датчик кутової швидкості: 1 – обмотка; 2 – корпус; 3 – магніт; 4 – під'єднувальний дріт; 5 – ущільнювальне кільце; 6 – кріпильний кронштейн; 7 – осердя; 8, 9, 10 - шестірня з зубцями та западинами

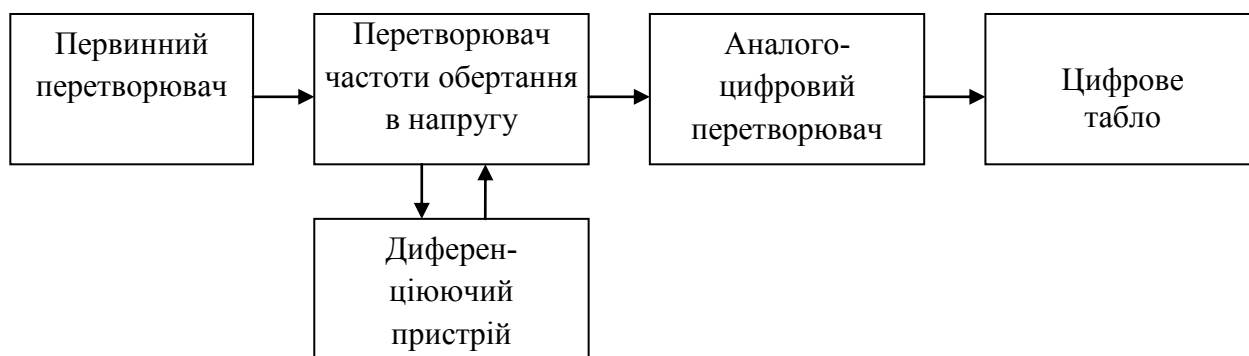


Рис. 3.9 – Структурна електрична схема цифрового електронного пристрою ИМД-ЦМ

Дія датчика кутової швидкості гальмівного диска ґрунтується на принципі електромагнітної індукції. Датчик має магнітну котушку (рис. 3.8 *a*) з осердям 7 і постійний магніт 3. У площині, перпендикулярній осердю 7 датчика, на осі обертається шестірня 8, яка має западини 10 між зубцями 9.

Западини 10 виконано по колу шестірні 8 з однаковим кроком. У момент проходження зубців 9 шестірні 8 навпроти осердя 7 в обмотці 1 наводиться ЕРС індукції та генерується змінний струм. Із збільшенням частоти обертання зростає кількість імпульсів, які виходять з датчика. Він в якості інформації видає змінну напругу, яку необхідно перетворити в залежність напруги від частоти обертання.

Аналого-цифровий перетворювач порівнює вхідні імпульси від первинного перетворювача з імпульсами кварцового генератора і видає результат вимірів частоти обертання у вигляді цифрового значення на люмінесцентному табло.

3.3 Формування контурної площі контакту пар тертя дисково-колодкового гальма

При конструюванні фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма необхідно встановити співвідношення розмірів їх пар тертя, до яких відносяться коефіцієнт взаємного перекриття, відношення R_2/R_1 внутрішнього радіуса тертя до зовнішнього, ширина доріжки тертя і товщина диска. Досвід експлуатації свідчить, що коефіцієнт взаємного перекриття ($K_{\text{вз}}$) не повинен перевищувати 0,12...0,2, оскільки при $K_{\text{вз}} > 0,2$ енергонавантаженість пари тертя посилюється. При цьому зміна $K_{\text{вз}}$ в межах 0,05...0,3 мало впливає на середню температуру диска при тривалому гальмуванні. Температура при терті визначається швидкістю відносного ковзання елементів фрикційного вузла. Швидкість ковзання є функцією радіуса тертя диска. Тому доцільно при конструюванні диска задавати величину відношення внутрішнього радіуса до зовнішнього в межах 0,6...0,8. Ширина доріжки тертя визначається значенням

R_2/R_1 , $K_{\text{єз}}$ і конструктивними міркуваннями. Загальні габарити диска при прийнятому $K_{\text{єз}}$ залежать від допустимих значень питомих навантажень в контактній зоні. При використанні формованих азбофрикційних матеріалів робоча область питомих навантажень становить 2,5...4,0 МПа при короткочасному підвищенні до 5,0...5,5 МПа.

Стабілізація навантаження на фрикційному контакті являє собою складну і до теперішнього часу недостатньо вивчену електротермомеханічну задачу, вирішення якої ускладнено необхідністю врахування ймовірнісних значень параметрів навантаження фрикційних вузлів гальма і величини зносу їх пар тертя. Основним параметром, що дестабілізує процеси на фрикційному контакті, є нестационарне температурне поле. Унаслідок нерівномірного нагрівання окремих ділянок поверхні тертя та об'єму поверхневого шару металевий елемент (контртіло) пари тертя пружно деформується. У результаті змінюється топографія поверхні тертя, і контакт фрикційних накладок з контртілом відбувається по вершинах пружних макрохвиль [112]. Макродеформації поверхні тертя залежать, в основному, від різниці градієнтів поверхневих температур і форми контртіла пари тертя. При незмінному значенні замикаючого зусилля гальма зміна топографії поверхні тертя контртіла призводить до перерозподілу і зростанню питомих навантажень при зменшенні площі контактування. У загальному випадку в розрахунках дисково-колодкових гальм використовуються геометричні характеристики вузла тертя, в першу чергу, середній радіус тертя і номінальна площа контакту (A_a) елементів фрикційної пари. У розрахунках використовують також питомі характеристики навантаження пари тертя (імпульсну осьову силу, питомі навантаження, тепловий потік і т.д.), пропорційні номінальним площам контакту. Це у деяких випадках спричинює заниження значень питомих показників, що може стати наслідком перевантаження пар тертя гальма. Точність розрахунків істотно підвищується, якщо в якості параметра, що характеризує геометрію пари тертя, користуватися не номінальною (A_a), а контурною (A_c) площею контакту.

Параметри температурного поля і значення діючих питомих навантажень залежать від величини контурної площі контакту, пропорційної ступеню проникнення пружної макрохвилі поверхні тертя контртіла в матеріал накладки. При гальмуванні макрохвиля рухається по поверхні тертя накладки. У результаті цього відбувається припрацювання і зношування накладки. Сумарну площу слідів припрацювання помилково приймають за контурну площу контакту фрикційної пари гальма. У дійсності фактичне значення контурної площі контакту, особливо при використанні порівняно твердих фрикційних матеріалів на смоляному або комбінованому сполучному компоненті, є значно меншим за припрацьовану площу накладки. З цього випливає, що величина контурної площі контакту, визначена по слідах припрацювання накладок до поверхні тертя контртіла гальма, не може характеризувати дійсні значення контурної площі контакту

Керувати величиною контурної площі контакту можна, змінюючи параметри конструкції фрикційного вузла гальма і режим навантаження його пар тертя: питоме навантаження p , початкову швидкість ковзання $V_{кв}$, тепловий потік W_a , кількість циклічних гальмувань n , коефіцієнт взаємного перекриття $K_{вз}$ елементів фрикційної пари гальма, співвідношення між шириною вентиляційного каналу і товщиною гальмівного диска θ' , твердість HB_n матеріалу фрикційних накладок.

Для дослідження динаміки формування контурної площі контакту та експериментальної оцінки її дійсних значень запропоновано метод ймовірнісної оцінки контурної площі контактів мікровиступів пар тертя ковзання [119]. Метод полягає в експериментальному визначенні ймовірності контакту точки однієї поверхні тертя з іншою. При досить тривалому часі спостереження частота потрапляння точок, що належать одній поверхні (A_c), на іншу (A_a) визначається залежністю вигляду: $\eta_c = \tau_{кв} / \tau_n = A_c / A_a$, де $\tau_{кв}$, τ_n – час: сумарний контакту точки; спостереження; A_c , A_a – площі контакту фрикційної накладки з контртілом: контурна, номінальна.

В якості датчика контакту використано металеві провідники, вмонтовані під фрикційну накладку гальмівної колодки перпендикулярно поверхні доріжки тертя гальмівного диска. Датчики періодично контактують з виступом на поверхні тертя металевого контртіла, що спричинює протікання струму у вимірювальному ланцюгу, тривалість якого фіксує реєструючий прилад [120].

Формування величини η_c експериментально досліджували на динамічній моделі дисково-колодкового гальма і на машині тертя і зносу СМЦ-2. Основні експлуатаційні параметри для гальмівних випробувань типу I і II дисково-колодкового гальма взято з правила №13 ЄЕК ООН [26, 27, 68] і [87]. В якості матеріалів фрикційних накладок використовувалися композиції шифрів АТИ-270, АТИ-470 і ФК-24А з твердістю $H_{Вн}$ - 26 МПа, 33 МПа і 40 МПа, відповідно; матеріал контртіла - чавун СЧ 21. Для отримання функціональної залежності між відносною контурною площею контактів (η_c) і змінними параметрами був використаний близький до D -оптимального плану експерименту, що складається з 54 дослідів. Рівні та інтервали варіювання факторів наведено в табл. 3.4 і 3.5. Кожен фактор варіювався на трьох рівнях, а діапазони їх варіювання обрані з урахуванням реальних умов експлуатації гальм. У результаті обробки експериментальних даних на ЕОМ отримано функціональні залежності η_c від варіюваних параметрів у вигляді полінома другого порядку, які адекватно описують досліджувані процеси імпульсного (тип гальмувань I) і тривалого (тип гальмувань II) підведення теплоти до пар тертя дисково-колодкового гальма. Вони мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \eta_c = & -1,794 - 0,023 \cdot x_1^2 - 3,024 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2 - 5,371 \cdot 10^{-7} \cdot x_3^2 - 19,092 \cdot x_5^2 + 0,071 \cdot x_6^2 - \\ & - 3,952 \cdot 10^{-5} \cdot x_7^2 + 3,521 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_2 + 3,372 \cdot 10^{-4} \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,179 \cdot x_1 \cdot x_5 - 0,247 \times \\ & \times x_1 \cdot x_6 - 2,043 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_7 - 2,496 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 \cdot x_3 - 0,021 \cdot x_2 \cdot x_5 - 6,275 \cdot 10^{-3} \times \\ & \times x_2 \cdot x_6 - 2,175 \cdot 10^{-4} \cdot x_2 \cdot x_7 - 2,978 \cdot 10^{-4} \cdot x_3 \cdot x_5 + 4,451 \cdot 10^{-5} \cdot x_3 \cdot x_6 - 2,668 \times \\ & \times 10^{-5} \cdot x_3 \cdot x_7 + 8,991 \cdot 10^{-15} \cdot x_4 \cdot x_5 + 3,863 \cdot 10^{-15} \cdot x_5 \cdot x_6 - 0,134 \cdot x_5 \cdot x_7 - \\ & - 2,896 \cdot 10^{-3} \cdot x_6 \cdot x_7 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Таблиця 3.4

Рівні та інтервали варіювання факторів при циклічному навантаженні пар тертя дисково-колодкового гальма

Фактори	Одиниця вимірю- вання	Позначення		Кодові рівні варіювання			Інтервал варіюван- ня
		нату- ральне	кодо- ве	-1	0	+1	
				Натуральні рівні варіювання			
Імпульсне осьове зусилля	кН	N	X_1	0,8	1,4	2,0	0,6
Початкова швидкість ковзання	м/с	$V_{кв}$	X_2	6,85	10,3	13,7	3,4
Тепловий потік	Вт	W_a	X_3	600,0	780,0	960,0	180,0
Кількість циклічних гальмувань	—	n	X_4	15,0	20,0	25,0	5,0
Коефіцієнт взаємного перекриття	—	$K_{вз}$	X_5	0,08	0,12	0,16	0,04
Фактор, що враховує форму гальмівного диска	—	θ'	X_6	0,0	0,3	0,6	0,3
Твердість матеріалу накладки	МПа	HB _н	X_7	26,0	33,0	40,0	7,0

Таблиця 3.5

Рівні та інтервали варіювання факторів при тривалому навантаженні пар тертя дисково-колодкового гальма

Фактори	Одиниця вимірюв ання	Позначення		Кодові рівні варіювання			Інтервал варіюван- ня
		нату- ральне	кодо- ве	-1	0	+1	
				Натуральні рівні варіювання			
Питоме навантаження	МПа	p_a	X_1	0,8	1,2	1,8	0,4
Стала швидкість ковзання	м/с	$V_{кв}$	X_2	3,45	5,15	6,85	1,7
Тепловий потік	Вт	W_a	X_3	600,0	780,0	960,0	180,0
Час гальмування	с	τ	X_4	360,0	720,0	1080,0	360,0
Коефіцієнт взаємного перекриття	—	$K_{вз}$	X_5	0,08	0,12	0,16	0,04
Фактор, що враховує форму гальмівного диска	—	θ'	X_6	0,0	0,3	0,6	0,3
Твердість матеріалу накладки	МПа	HB _н	X_7	26,0	33,0	40,0	7,0

$$\begin{aligned}
\eta_c = & -0,237 + 0,065 \cdot x_1^2 - 7,839 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2 - 2,682 \cdot 10^{-8} \cdot x_3^2 + 3,78 \cdot x_5^2 - 0,208 \cdot x_6^2 + \\
& + 5,994 \cdot 10^{-4} \cdot x_7^2 + 0,02 \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,958 \cdot 10^{-4} \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,536 \cdot x_1 \cdot x_5 - 0,159 \cdot x_1 \cdot x_6 - \\
& - 2,849 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_7 - 4,209 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 \cdot x_3 - 0,084 \cdot x_2 \cdot x_5 - 0,019 \cdot x_2 \cdot x_6 - 6,703 \times \\
& \times 10^{-4} \cdot x_2 \cdot x_7 - 5,952 \cdot 10^{-4} \cdot x_3 \cdot x_5 - 1,382 \cdot 10^{-4} \cdot x_3 \cdot x_6 - 2,744 \cdot 10^{-5} \cdot x_3 \cdot x_7 + \\
& + 1,789 \cdot 10^{-15} \cdot x_4 \cdot x_5 + 2,077 \cdot 10^{-15} \cdot x_4 \cdot x_6 - 3,634 \cdot 10^{-15} \cdot x_5 \cdot x_6 - 0,062 \cdot x_5 \cdot x_7 - \\
& - 3,005 \cdot 10^{-3} \cdot x_6 \cdot x_7
\end{aligned} \tag{3.2}$$

Оцінка значень коефіцієнтів регресії проводилася за критерієм Стюдента, а перевірка адекватності моделі - за критерієм Фішера [74]. Співставлення розрахункових і експериментальних значень показало, що середня відносна похибка не перевищує 7,5%.

Результати розрахунків за розробленою методикою [87] з урахуванням зміни коефіцієнтів температуропровідності при температурах 150; 300 і 450 °С дозволили провести аналіз отриманих даних при імпульсному і тривалому режимах підведення теплоти, які свідчать про таке:

імпульсний режим підведення теплоти (гальмівний диск)

- при зміні $\alpha_{ш}$ в межах $(0,87 \dots 1,08)10^{-5}$ м²/с глибина проникнення теплоти коливалася від 0,051 мм до 0,22 мм, тобто прогрітим був приповерхневий шар гальмівного диска;

імпульсний режим підведення теплоти (накладка)

- при зміні α_n в межах $(0,2 \dots 0,6)10^{-6}$ м²/с глибина проникнення теплоти складала від 0,008 мм до 0,052 мм, тобто прогрітим був поверхневий шар накладки;

тривалий режим підведення теплоти (гальмівний диск)

- при зміні $\alpha_{ш}$ в межах $(0,87 \dots 1,08)10^{-5}$ м²/с глибина проникнення теплоти коливалася від 5,1 мм до 22,02 мм, тобто була прогріта повністю половина товщини гальмівного диска, що дозволило тепловим хвилям зустрітися в його вертикальному середньому перерізі;

тривалий режим підведення теплоти (накладка)

- при зміні α_n в межах $(0,2 \dots 0,6)10^{-6}$ м²/с глибина проникнення теплоти складала від 0,77 мм до 5,19 мм, тобто прогрітим був робочий шар накладки.

При розрахунках час змінювався так: при імпульсному підведенні теплоти - від 0,0001с до 0,0015 с; тривалому - від 1,0 с до 14,0 с.

Досліди показали, що ефективна глибина проникнення теплових струмів при тривалому тепловому режимі навантаження не перевищує його номінальної товщини. Зустріч теплових хвиль у вертикальному середньому перерізі гальмівного диска сприяє їх потраплянню в зону усталеної температури, коли досягається рівність між кількостями генерованої і відведеної теплоти від бічних поверхонь гальмівного диска.

Перш ніж побудувати графічні залежності вигляду $\eta_c = f(N, V_{кв})$, $\eta_c = f(V_{кв}, W_a)$, и $\eta_c = f(K_{ез}, НВ_n)$ [при імпульсному підведенні теплоти] и $\eta_c = f(p, V_{кв})$, $\eta_c = f(V_{кв}, W_a)$, и $\eta_c = f(K_{ез}, НВ_n)$ [при тривалому підведенні теплоти] для суцільного і самовентильованого дисків необхідно врахувати особливості гальмівних режимів типу I і II для пар тертя динамічної моделі гальма:

– циклічний режим гальмування триває 60,0 с, з урахуванням пауз між гальмуваннями його загальна тривалість складає близько 900,0 с; при цьому робочі поверхні гальмівного диска піддавалися миттєвому температурному впливу, тобто «термоудару». За 10...12 циклів гальмувань деформується незначна кількість плям контактів мікровиступів, на яких генерувалися електричні струми. Це сприяє збільшенню енергонавантаженості пар тертя при змінній швидкості ковзання і малих значеннях $\eta_c = A_c/A_a$ (від 0,3 до 0,5) при коефіцієнті взаємного перекриття пар тертя $K_{ез} = 0,08...0,10$. Твердість поверхневого шару накладки зменшувалася через його «прошивання» електричними і тепловими струмами, що виникають при гальмуванні. Параметри η_c і $K_{ез}$ помітно збільшуються на сформованих зростаючих контурних майданчиках плям контактів мікровиступів пар тертя;

- тривалий режим гальмування триває 720,0 с при сталій швидкості ковзання і питомих навантаженнях, що виникають після 20,0...30,0 с фрикційної взаємодії пар тертя. Ефект електричних струмів зникає; значення $\eta_c = \tau_k/\tau$ наближається до одиниці; коефіцієнт взаємного перекриття збільшується до 0,16; твердість поверхневого шару накладки знижується. При цьому енергія

тривалого гальмування дещо зменшується через інтенсивне вимушене охолодження бічних поверхонь гальмівного диска;

- у суцільних дисках при неоднакових теплових потоках, що поширюються у вигляді хвиль, можливе зміщення поля енергонавантаженості в бік більш сильної теплової хвилі, поширення якої сповільнюється слабкою тепловою хвилею. Це створює нерівномірність прогрівання по шарах диска і сприяє збільшенню об'ємного градієнта температури;

- у самовентильованих гальмівних дисках через їх змінний переріз спостерігається неоднаковий термічний опір ділянок, що сприяє зростанню поверхневих градієнтів температури і виникненню підвищених термонапружень на ділянках диска над вентиляційними каналами.

Проаналізуємо графічні залежності відносної контурної площі контакту η_c при імпульсному підведенні теплоти до доріжки тертя суцільного (рис. 3.10 а, 3.11 а, 3.12 а) і самовентильованого (рис. 3.10 б, 3.11 б, 3.12 б) гальмівних дисків при варіюванні конструктивними та експлуатаційними параметрами гальма в залежностях вигляду для:

суцільного диска

- $\eta_c = f(N, V_{кв})$ при збільшенні N і $V_{кв}$ значення η_c зростає від 0,4 до 0,6;
- $\eta_c = f(V_{кв}, W_a)$ при зменшенні $V_{кв}$ і збільшенні W_a параметр η_c зростає від 0,4 до 0,5;
- $\eta_c = f(K_{вз}, НВ_n)$ при збільшенні $K_{вз}$ і зменшенні $НВ_n$ значення η_c коливається в межах від 0,3 до 0,6;

самовентильованого диска

- $\eta_c = f(N, V_{кв})$ при збільшенні N і $V_{кв}$ значення η_c зростає від 0,35 до 0,5;
- $\eta_c = f(V_{кв}, W_a)$ η_c збільшується від 0,375 до 0,425 при зменшенні W_a і будь-якому значенні $V_{кв}$;
- $\eta_c = f(K_{вз}, НВ_n)$ при збільшенні $K_{вз}$ і зменшенні $НВ_n$ параметр η_c коливається в межах від 0,15 до 0,35.

Проаналізуємо графічні залежності відносної контурної площі контакту η_c при тривалому підведенні теплоти до доріжки тертя суцільного (рис. 3.13 а,

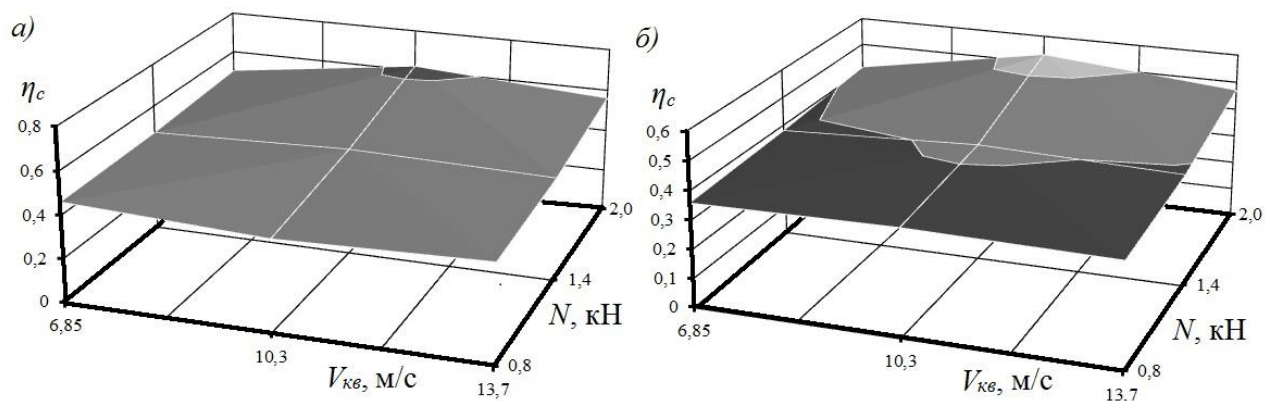


Рис. 3.10 *а, б* – Залежність відносної контурної площі контакту η_c від імпульсного осевого зусилля N і швидкості ковзання $V_{кв}$ при фіксованих значеннях $W_a = 960$ Вт, $K_{\text{вз}} = 0,12$, $n = 20$, $\theta' = 0$ (суцільний гальмівний диск) при імпульсному підведенні теплоти: *а* - шифр АТИ-270 ($H_{Вн} = 26$ МПа); *б* - шифр ФК-24А ($H_{Вн} = 40$ МПа)

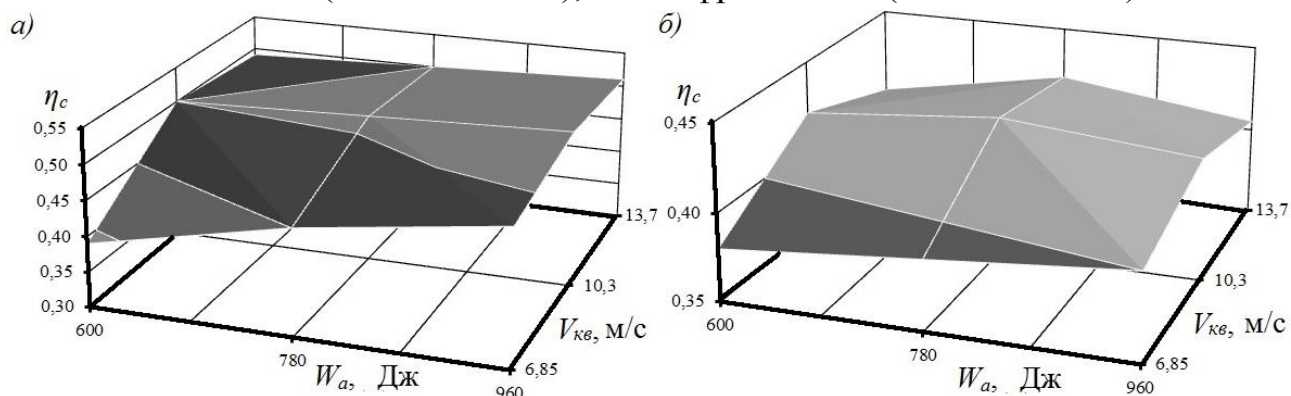


Рис. 3.11 *а, б* – Залежність відносної контурної площі контакту η_c від швидкості ковзання $V_{кв}$ і акумульованого теплового потоку W_a при фіксованих значеннях $N = 1,4$ кН, $K_{\text{вз}} = 0,12$, $n = 20$ для АТИ-470 ($H_{Вн} = 33$ МПа) при імпульсному підведенні теплоти: *а* - $\theta' = 0$ (суцільний гальмівний диск); *б* - $\theta' = 0,6$ (самовентильований гальмівний диск)

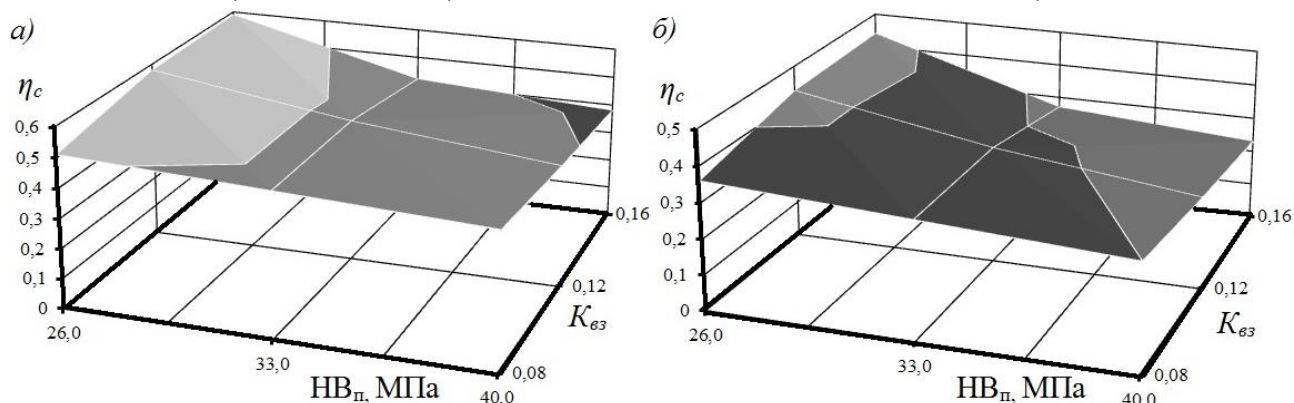


Рис. 3.12 *а, б* – Залежність відносної контурної площі контакту η_c від коефіцієнта взаємного перекриття $K_{\text{вз}}$ і твердості фрикційної накладки $H_{Вп}$ при фіксованих значеннях $N = 2,0$ кН, $V_{кв} = 13,7$ м/с, $W_a = 960$ Вт, $n = 20$ при імпульсному підведенні теплоти: *а* - $\theta' = 0$ (суцільний гальмівний диск); *б* - $\theta' = 0,6$ (самовентильований гальмівний диск)

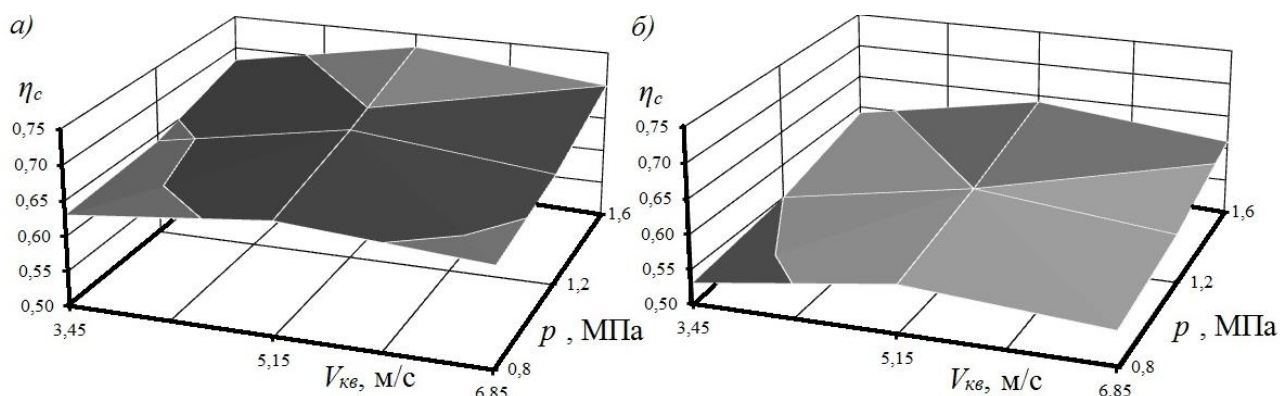


Рис. 3.13 *а, б* – Залежність відносної контурної площі контакту η_c від питомих навантажень p_a і швидкості ковзання $V_{кв}$ при фіксованих значеннях $W_a=960$ Вт, $K_{\text{вз}}=0,12$, $\tau=720$ с, $\theta'=0$ (суцільний гальмівний диск) при тривалому підведенні теплоти: *а* - шифр АТИ-270 ($HВ_n=26$ МПа); *б* - шифр ФК-24А ($HВ_n=40$ МПа)

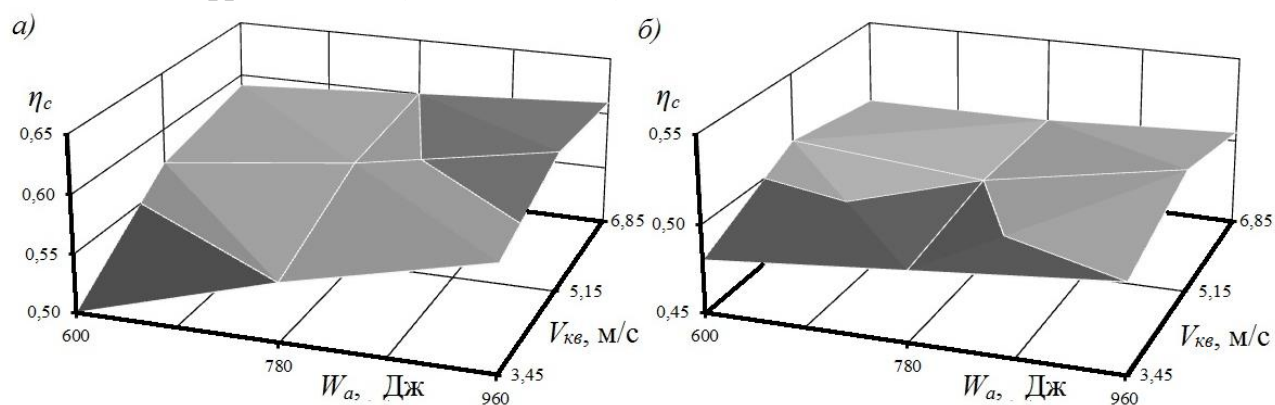


Рис. 3.14 *а, б* – Залежність відносної контурної площі контакту η_c від швидкості ковзання $V_{кв}$ і акумульованого теплового потоку W_a при фіксованих значеннях $p_a=1,2$ МПа, $K_{\text{вз}}=0,12$, $\tau=720$ с для АТИ-470 ($HВ_n=33$ МПа) при тривалому підведенні теплоти: *а* - $\theta'=0$ (суцільний гальмівний диск); *б* - $\theta'=0,6$ (самовентильований гальмівний диск)

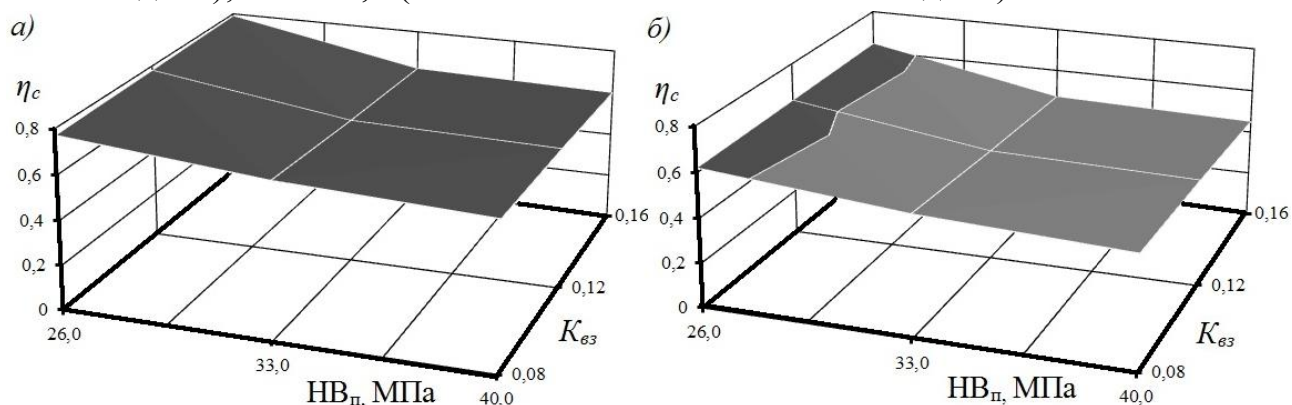


Рис. 3.15 *а, б* – Залежність відносної контурної площі контакту η_c від коефіцієнта взаємного перекриття $K_{\text{вз}}$ і твердості $HВ_n$ фрикційної накладки при фіксованих значеннях $p_a=1,6$ МПа, $V_{кв}=6,85$ м/с, $W_a=960$ Вт, $\tau=720$ с при тривалому підведенні теплоти: *а* - $\theta'=0$ (суцільний гальмівний диск); *б* - $\theta'=0,6$ (самовентильований гальмівний диск)

3.14 а, 3.15 а) і самовентильованого (рис. 3.13 б, 3.14 б, 3.15 б) гальмівних дисків при варіюванні конструктивними та експлуатаційними параметрами гальма у виразах вигляду для:

суцільного диска

– $\eta_c = f(p, V_{кв})$ - при збільшенні p_a параметр η_c зростає від 0,55 до 0,725 при будь-якому значенні $V_{кв}$;

– $\eta_c = f(V_{кв}, W_a)$ - із зростанням W_a значення η_c збільшується від 0,5 до 0,65 при будь-якому значенні $V_{кв}$;

– $\eta_c = f(K_{вз}, HB_n)$ - при сталому значенні $K_{вз}$ із зменшенням HB_n параметр η_c коливається в межах від 0,4 до 0,8;

самовентильованого диска

– $\eta_c = f(p, V_{кв})$ - при збільшенні p_a значення η_c збільшується від 0,525 до 0,68 незалежно від $V_{кв}$;

– $\eta_c = f(V_{кв}, W_a)$ - при збільшенні $V_{кв}$ і W_a параметр η_c збільшується від 0,475 до 0,52;

– $\eta_c = f(K_{вз}, HB_n)$ - із зміною $K_{вз}$ при зменшенні HB_n значення η_c змінюється від 0,2 до 0,65.

Знання закономірностей зміни параметра η_c залежно від конструктивних й експлуатаційних параметрів пар тертя дисково-колодкового гальма дозволяє обґрунтовано підходити до вибору контурної площі контакту при їх фрикційній взаємодії.

Необхідно зауважити, що керувати процесом тепловиділення можна, спираючись на закономірності поширення теплових хвиль в тілі гальмівного диска.

3.4 Поширення і циркуляція теплових хвиль в тілі гальмівних дисків різних типів при їх фрикційному навантаженні

Тонкий поверхневий шар гальмівного диска піддається циклічному тепловому навантаженню імпульсного і тривалого типу. Після чого теплові

хвилі проникають в тіло гальмівного диска. Питомі втрати теплоти в гальмівному диску змінюються в часі за законом простого гармонійного коливання з тим же періодом, що і період коливання температури навколишнього середовища, але із зміщенням по фазі.

У [118] встановлено, що кількість теплоти ΔQ , яка витрачається протягом періоду $\tau_2 - \tau_1$ коливання $\left((\tau_2 - \tau_1) = \Delta Q = \frac{I}{\nu} \right)$, дорівнює нулю. Розглянемо витрати теплоти за проміжок часу $\Delta \tau$, який дорівнює півперіоду

$$\Delta \tau = (\tau_2 - \tau_1) = \frac{I}{2} \Delta Q = \frac{I}{2\nu}. \quad (3.3)$$

Для цього проміжку часу $\sin \pi \nu (\tau_2 - \tau_1) = 1$. Початок розрахунку τ_1 вибирається так, щоб вище вказана різниця дорівнювала одиниці, тобто

$$\tau_1 = \frac{I}{2\pi\nu} \cdot (\bar{M} - \pi), \quad (3.4)$$

$$\text{де } \bar{M} = \arctg i \frac{\bar{N}_i - \bar{N}_{i-1}}{\bar{N}_i + \bar{N}_{i+1}}.$$

Тоді витрати теплоти за півперіод $\Delta \tau = 1/2\nu$ дорівнюють:

$$\Delta Q = 2c\rho T_m \cdot (\bar{N}_i \cdot \bar{N}_{i+1})^{1/2}, \quad (3.5)$$

$$\text{де } (\bar{N}_i \cdot \bar{N}_{i+1})^{1/2} = f(Pd, Bi); \quad Pd = \frac{m(D_2 - D_1)^2}{\alpha_L}; \quad Bi = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot \delta \quad - \text{критерії}$$

Предводітелева і Біо; m - темп нагрівання гальмівного диска; D_2, D_1 - діаметри внутрішньої і зовнішньої поверхні диска; $\frac{\delta}{\lambda}$ - термічний опір стінки диска; α_L - коефіцієнт тепловіддачі від бічних поверхонь диска; c, ρ - теплоємність і густина матеріалу диска; α, λ - коефіцієнти: температуропровідності і теплопровідності матеріалу диска.

Аналіз залежності (3.5) показує, що для випадку необмеженої товщини стінки розрахунок є умовний. У цьому випадку температура бічних поверхонь диска змінюється за законом гармонійного коливання

$$t_n(\tau) - t_H = t_m \cos \omega \tau, \quad (3.6)$$

де t_H - температура навколишнього середовища.

Якщо стінка диска має велику товщину або зміна температури відбувається дуже стрімко, коливання температури, яка поширюється вглиб стінки диска від його бічних поверхонь, повинні повністю згасати, не дійшовши до її середини (рис. 3.16 *a*).

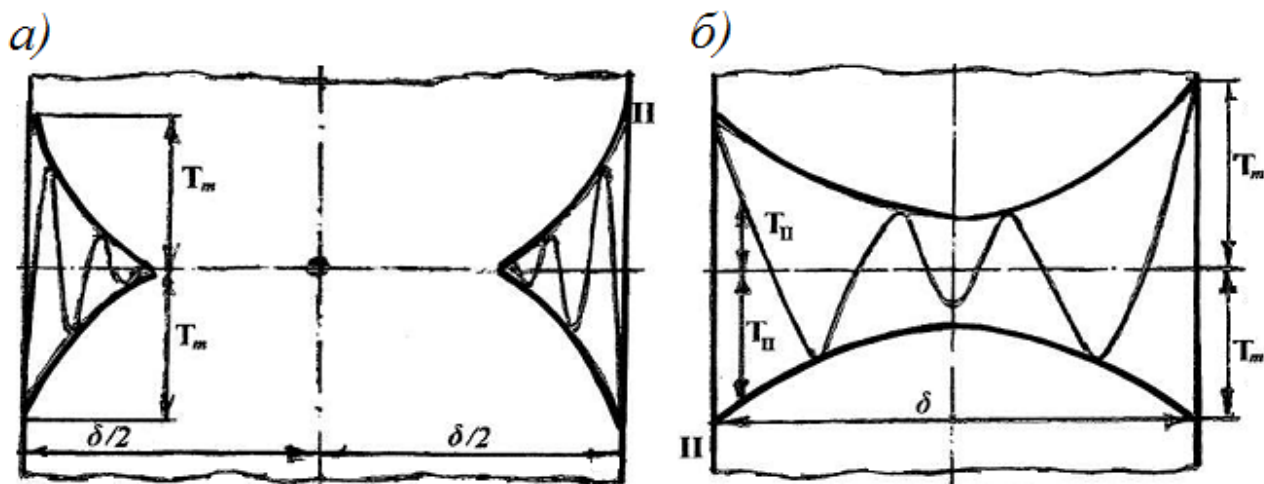


Рис. 3.16 *a, б* – Проникнення теплових хвиль з боку першої (I) і другої (II) бічних поверхонь диска при його різних товщині: *a* - значній; *б* – середній

Тоді кожна з обох половинок стінки поводить ся як тіло необмеженої товщини (напівпростір). Тобто стінка диска значної товщини являє собою один з граничних випадків. Згідно з рис. 3.16 *б* коливання температури, яка поширюється вглиб стінки з обох її поверхонь, не загасають і доходять до середини диска.

Між розглянутими граничними випадками (товстої і тонкої стінки диска) знаходяться всі раціональні його конструктивні параметри. Поступове зменшення товщини стінки диска може призвести до такого випадку, коли теплові хвилі при коливанні температури, які поширюються з першої і другої поверхонь диска, зустрінуться в середині його стінки і почнуть проникати одна в другу.

Для гасіння теплових хвиль шляхом зменшення амплітуд по товщині гальмівних дисків запропоновано в їх середині встановлювати теплоізоляційні прокладки 1 (рис. 3.17 *a, б*).

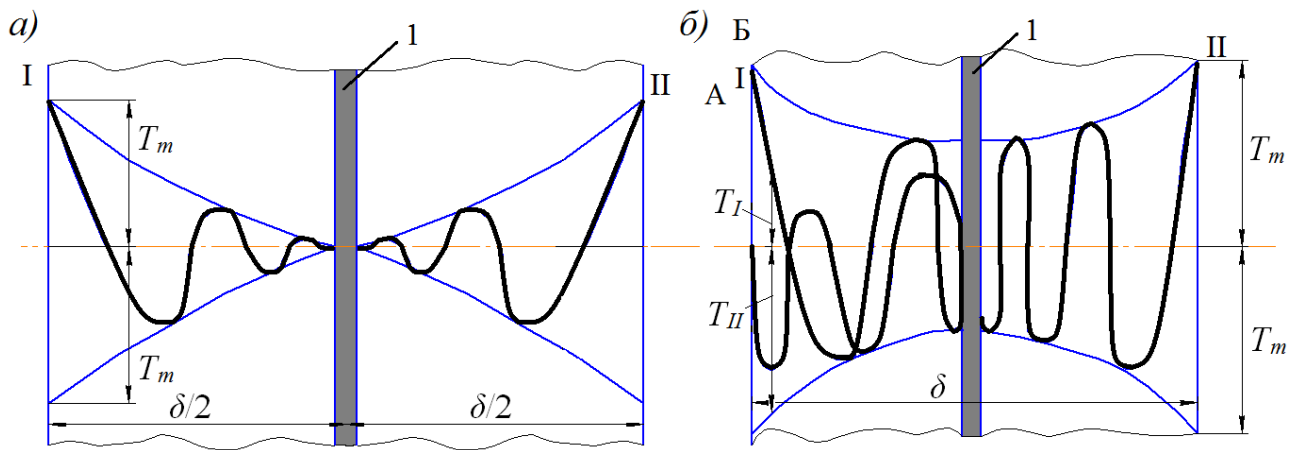


Рис. 3.17 *а, б* – Проникнення теплових хвиль з боку першої (I) і другої (II) бічних поверхонь диска при поділі його теплоізоляційною прокладкою 1 навпіл при різній товщині: *а* - значній; *б* - середній

Зазначене конструктивне рішення дозволить при значній товщині диска (рис. 3.17 *а*) повністю погасити теплові хвилі, що поширюються від його першої і другої бічних поверхонь біля теплоізоляційної прокладки. Щодо середньої товщини диска (рис. 3.17 *б*), яка піддавалась дії теплових хвиль, то можливі два випадки. Випадок А відноситься до першої бічної поверхні диска, коли тепла хвиля з меншою амплітудою, відбившись від теплоізоляційної прокладки проникає в початкову хвилю з іншими частотно-амплітудними характеристиками і зі зміщенням хвиль по фазі. У разі випадку Б тепла хвиля зменшує свою амплітуду, вона гаситься біля стінки теплоізоляційної прокладки. У цьому випадку енергія теплової хвилі витрачається на нагрівання тіла гальмівного диска і сприяє виникненню теплового градієнта по його товщині

Розглянемо енергонавантаженість серійних і вдосконалених пар тертя дисково-колодкових гальм.

3.5 Енергонавантаженість серійних і вдосконалених пар тертя дисково-колодкових гальм у різних умовах дослідження

3.5.1 Лабораторних

Фрикційні властивості пари тертя залежать в рівній мірі як від природи її матеріалів, так і від конструкції вузла тертя і режимів їх роботи. Наявність великої кількості факторів, що виникають при електротермомеханічному терті в єдиному полі взаємодії в сукупності і взаємовпливі зумовлює необхідність проведення великої кількості експериментів стосовно пар тертя дисково-колодкового гальма. Ця обставина послужила причиною пошуку шляхів отримання надійної інформації про ресурс вузлів тертя за більш короткі терміни і, по можливості, за меншої кількості випробовуваних зразків. У цьому сенсі теорія планування екстремальних експериментів займає важливе місце [29].

Характер зміни динамічного коефіцієнта тертя в трибоспряженні фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма при електротермомеханічному терті носить імпульсний характер. Це пов'язано з імпульсним підведенням нормальних зусиль до плям контактів мікрровиступів пар тертя гальма і виникнення на їх номінальних поверхнях імпульсних сил тертя.

Динамічний коефіцієнт тертя необхідно оцінювати на макро-, мікро- і нанорівнях як в трибоситемі, так і в трибоспряженні. На макрорівні необхідно поетапно визначити вплив таких основних режимних факторів як навантаження F_n на важіль керування гальмом і роботу тертя W_{mp} . На мікро- і нанорівнях необхідно встановити тип контакту, роботу виходу електронів та іонів з плям мікрровиступів, оцінити: інтенсивність перебігу поляризаційних і деполіризаційних процесів, величини генерованої та акумульованої енергій, електричних і теплових струмів, а також вплив теплової навантаженості номінальних площ контакту на динамічний коефіцієнт тертя в трибоспряженнях. Для детального оцінювання на макрорівні закономірностей

зміни динамічного коефіцієнта тертя в трибосистемах дослідження проводили в чотири етапи (підблоки).

У практиці машинобудування широко застосовується проведення поетапних випробувань [76]. Лабораторні випробування дозволяють повністю виявити вплив конструктивних особливостей та низки інших характеристик на зносо-фрикційні властивості вузла тертя. У зв'язку з цим на першому етапі досліджень є достатнім проведення стендових випробувань пар тертя модельного дисково-колодкового гальма, яке за конструкцією і матеріалами відповідає серійним фрикційним вузлам. Наведемо результати досліджень впливу основних режимних факторів (навантаження F_n на важіль керування гальмом і роботи тертя W_{mp}) на динамічний коефіцієнт тертя f . Матеріалами пари тертя були «ФК-24А - чавун СЧ15». Значення натуральних і кодових рівнів представлені в додатку В (табл. В.1).

Згідно з прийнятим планом повного факторного експерименту всього повинно бути проведено 9 дослідів, кожен з них повинен повторюватися тричі у випадковому порядку для виключення систематичних помилок. Для отримання математичної моделі об'єкта використано метод групового врахування аргументів, заснований на деяких принципах теорії навчання і самоорганізації. Розглянуто різні поєднання вхідних і проміжних змінних, для кожного поєднання побудовано модель, причому при побудові рядів селекції використовували тільки регулярні змінні.

Ряди будуються до тих пір, поки знижується помилка. З усієї сукупності моделей вибирається та, яка є оптимальною з точки зору обраного критерію [124].

Згідно з планом експерименту в кожному з підблоків було проведено 9 дослідів. Для зменшення систематичних похибок досліди повторені тричі у випадковому порядку. На підставі експериментальних даних розраховано середнє значення вихідного параметра y - динамічний коефіцієнт тертя.

Матриці плану і результати дослідів представлені в додатку В (табл. В.2). Після обробки результатів експериментів, виконаних за допомогою комп'ютерних технологій, отримано такі моделі об'єкта для кожного підблока:

$$y_1 = 0,436 - 1,107 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 5,667 \cdot 10^{-6} \cdot x_2 + 3,778 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 5,6 \cdot 10^{-6} \cdot x_1^2 + 8,889 \cdot 10^{-10} x_2^2; \quad (3.7)$$

$$y_2 = 0,793 - 2,853 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 3,058 \cdot 10^{-6} \cdot x_2 + 1,754 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 4,926 \cdot 10^{-6} \cdot x_1^2 - 5,068 \cdot 10^{-11} x_2^2; \quad (3.8)$$

$$y_3 = 1,323 - 2,647 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 3,73 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 - 1,111 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 \cdot x_2 + 3,867 \cdot 10^{-6} \cdot x_1^2 + 7,49 \cdot 10^{-10} x_2^2; \quad (3.9)$$

Отримані математичні моделі для наочності подальшого аналізу можна представити графічно у вигляді поверхні відгуку. Оскільки число факторів дорівнює двом, отримані математичні моделі проілюстровані площиною в тривимірному просторі. Уздовж координатних осей відкладено фактори F_n і W_{mp} і вихідну функцію f .

Аналіз отриманих математичних моделей по I підблоку (рис. 3.18 а) показує, що на початковій стадії фрикційної взаємодії пар тертя гальма динамічний коефіцієнт тертя при припрацюванні робочих поверхонь фрикційних накладок з плавним зростанням навантаження на важіль керування гальмом і роботи гальмування збільшується і проходить через мінімум. Це пояснюється збільшенням площі плям контактів мікровиступів пар тертя, а також тим, що на початковій стадії гальмування спостерігається прогрів бігової доріжки тертя диска. При цьому теплові струми поширюються в його інші частини, а поверхневі шари фрикційної накладки є ще не прогрітими.

При аналізі математичної моделі II під блоку встановлено, що вплив характеру навантаження на важіль керування гальмом і роботи гальмування на динамічний коефіцієнт тертя в межах обраного режиму виявляються однаковими. Виявлено, що на вихідний параметр кількісно найбільше впливає величина навантаження, що прикладається до пар тертя. Спочатку динамічний коефіцієнт тертя зменшується, а потім зростає, проходячи через мінімум

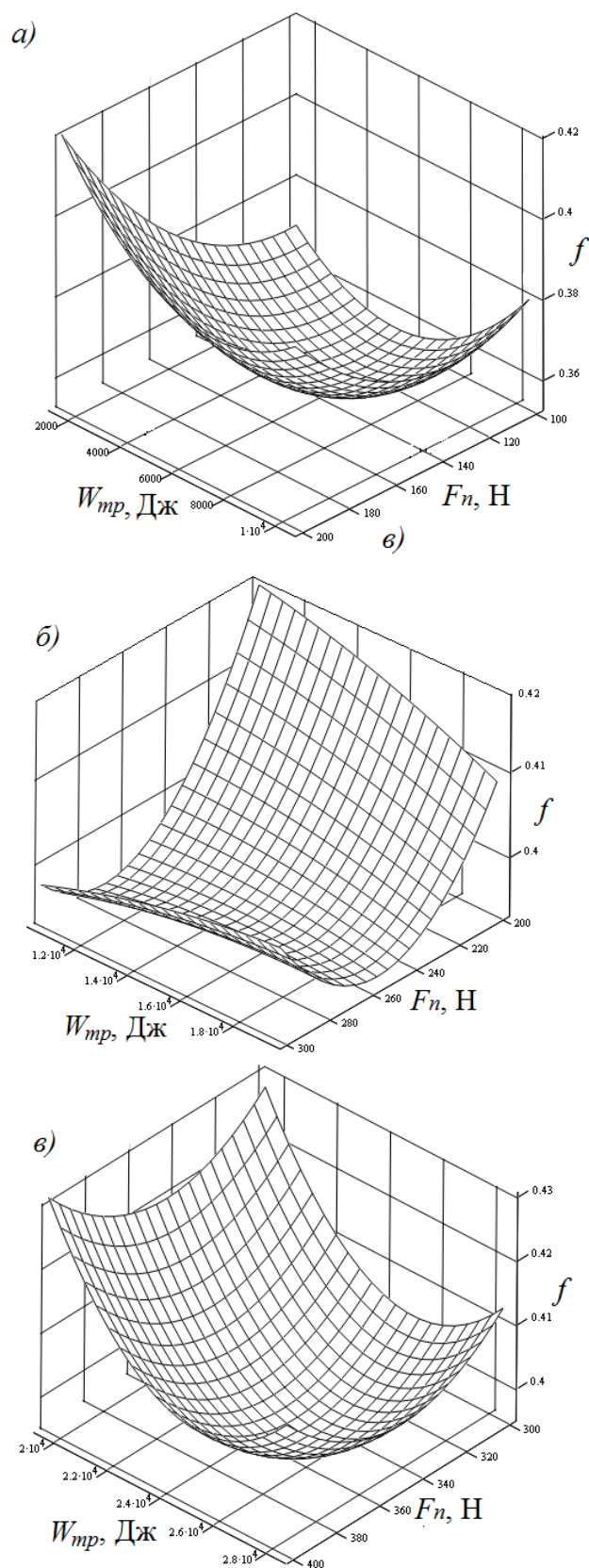


Рис. 3.18 *a, б, в* – Закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя від навантаження на важіль гальма і роботи гальмування на різних етапах гальмування (підблоків): *a* - I-ий; *б* - II-ий; *в* - III-ій

(рис. 3.18 б). Поверхня відгуку являє собою еліптичний параболоїд.

Характер впливу режимних параметрів на динамічний коефіцієнт тертя по III підблоку представлений на рис. 3.18 з. Поверхня відгуку має сідлоподібну форму. Із збільшенням навантаження на важіль керування гальмом динамічний коефіцієнт тертя спочатку зменшується, потім зростає. Робота гальмування діє двояко. При менших навантаженнях із зменшенням роботи гальмування вихідна функція спадає, при великих навантаженнях - зростає.

Отримані математичні моделі дозволяють оцінити вплив факторів на динамічний коефіцієнт тертя і адекватно відтворюють досліджуваний процес тертя при гальмуванні. Похибка за даними вихідної вибірки знаходиться в межах 7,5%, що є припустимим [67], тому ці моделі можуть бути використані при аналізі та синтезі фрикційних вузлів, а також підборі нових матеріалів трибоспряжень.

3.5.2 Експлуатаційних

Динамічний коефіцієнт тертя у фрикційних вузлах дисково-колодкових гальм є основною динамічною характеристикою, яка встановлює зв'язок між імпульсною силою тертя, що розвивається в їхніх парах тертя, і імпульсним зусиллям, що забезпечує фрикційну взаємодію вузла тертя. Ці складові динамічного коефіцієнта тертя, а також і він сам не в однаковій мірі впливають на імпульсні питомі навантаження, роботу тертя, імпульсний гальмівний момент, поверхневі та об'ємні температури елементів тертя і виникаючих у них градієнтів, а також їхній напружено-деформований стан.

На підставі статистичних параметрів рядів розподілу динамічних коефіцієнтів тертя у фрикційних вузлах динамічної моделі дисково-колодкових гальм при квазівстановленій поверхневій температурі пар тертя (додаток. Г, табл. Г.1) побудовано ймовірнісне поле розподілу їх величин на макрорівні (рис. 3.19).

З аналізу ймовірнісного поля розподілу величин динамічного коефіцієнта тертя при фрикційній взаємодії пари матеріалів ФК-24А - СЧ15 динамічної моделі дисково-колодкового гальма в залежності від поверхневої температури його пар тертя при класичній розбивці її на інтервали (20...200 °С - перший; 200...400 °С - другий; 400...600 °С - третій; понад 600 °С - четвертий) можна зробити такі висновки:

- у першому температурному інтервалі динамічний коефіцієнт тертя змінювався від 0,451 до 0,641 з частотою повторюваності його величин від 14 до 18 разів; у даному інтервалі температур починається і завершується прогрів тіла гальмівного диска; під дією зростаючих імпульсних питомих навантажень відбувається активна деформація мікровиступів, тобто поверхневих шарів полімерних накладок, і зміцнення плям контактів бігових доріжок тертя дисків;

- у другому температурному інтервалі динамічний коефіцієнт тертя змінювався від 0,299 до 0,604 з частотою повторюваності його величин від 10 до 14 разів; прогресує розвиток пластичних деформацій мікровиступів пар тертя при деякій квазістабілізації імпульсних питомих навантажень з поступовим, по мірі підвищення температури, димленням сполучного (смоли) компонента полімерних матеріалів;

- у третьому температурному інтервалі динамічний коефіцієнт тертя змінювався від 0,306 до 0,537 з частотою повторюваності його величин від 9 до 11 разів; мікровиступи полімерної накладки потрапляють в зону температур вище допустимої для її матеріалу, що зумовлює повзучість поверхневого шару накладки; за рахунок вигорання сполучного компонента з останньої за даними І.В. Крагельського утворюється шар («третє тіло»), що сприяє деякому збільшенню динамічного коефіцієнта тертя, який водночас виконує роль теплоізолятора; із зростанням поверхневої температури величини імпульсних питомих навантажень знижувалися;

- у четвертому температурному інтервалі динамічний коефіцієнт тертя змінювався від 0,333 до 0,551 з частотою повторюваності його величин від 8 до

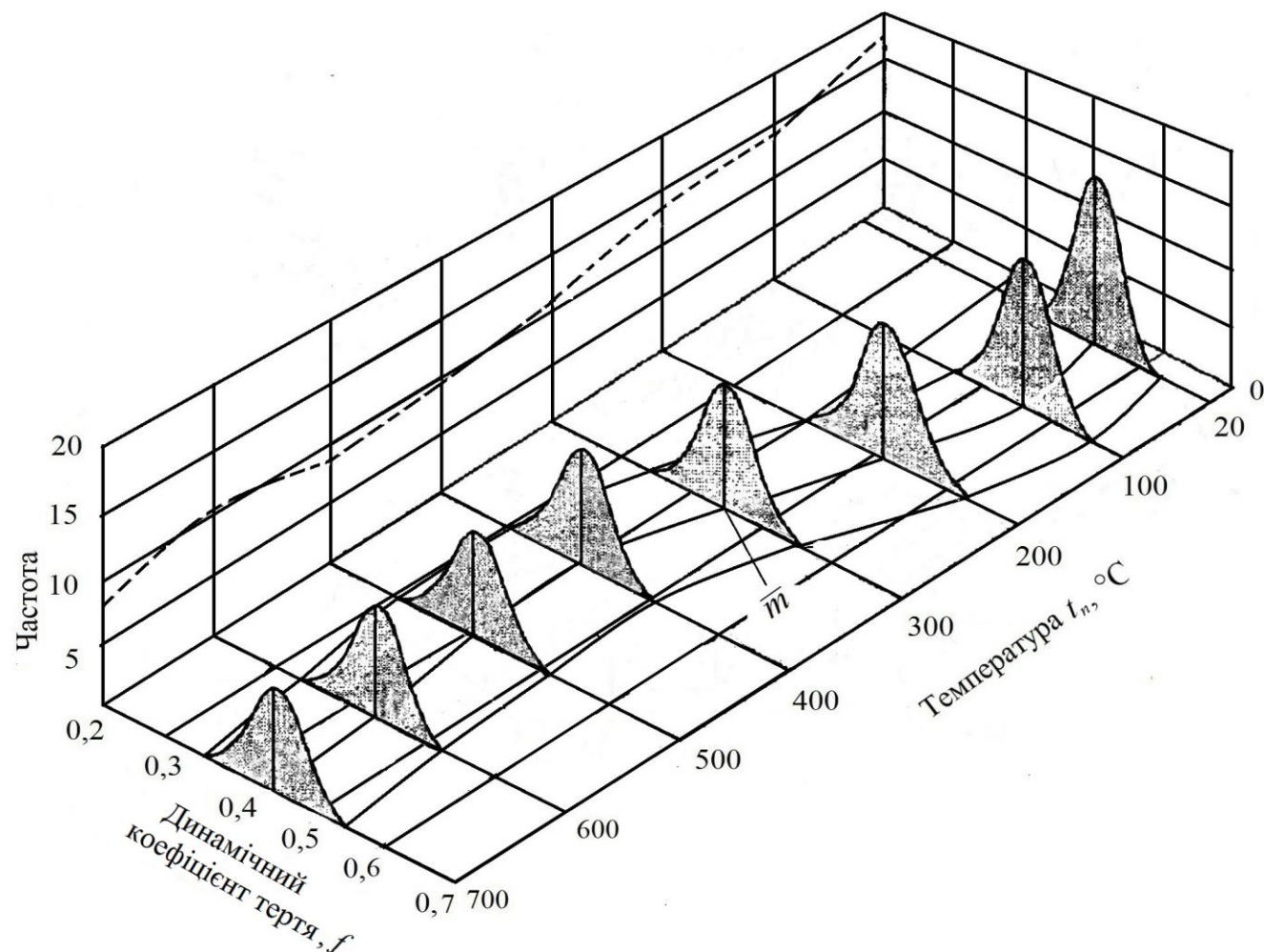


Рис. 3.19 – Ймовірнісне поле розподілу величин динамічного коефіцієнта тертя при фрикційній взаємодії матеріалів «ФК-24А - СЧ 15» динамічної моделі дисково-колодкового гальма залежно від поверхневої температури його пар тертя (при питомих навантаженнях 2,0...4,5 МПа) і частоті їх повторюваності

11 разів. Таке значення f досить рідко зустрічається в практиці експлуатації пар тертя дисково-колодкового гальма.

Перед визначенням конструктивних параметрів пар тертя гальма оцінювалася енергонавантаженість суцільних гальмівних дисків різної товщини для двох конструктивних варіантів, тобто без фланця і з ним (рис. 3.20 *а*).

Це дозволило оцінити інтенсивність кондуктивного тепловідведення від власне тіла гальмівного диска до його фланцевої частини. Кількість теплоти, що відводиться від тіла суцільного гальмівного диска в його фланцеву частину, склала 8 ... 10% при етапі випробувань типу II.

На рис. 3.20 *б* показано динаміку зміни максимальних поверхневих температур пар тертя динамічної моделі дисково-колодкових гальм із суцільними і самовентильованими дисками під час попереднього етапу випробувань типу II, отриманих комп'ютерним моделюванням.

Аналіз даних (рис. 3.21 *а, б*) показує, що температурні режими дисково-колодкових гальм, обладнаних суцільними і самовентильованими дисками, до 150 °C на попередньому етапі випробувань типу II практично не відрізняються. Температура суцільного диска в гальмі продовжує підвищуватися до 330 °C (крива 1), що пов'язано з його підвищеною металомісткістю. Це призвело до зниження ефективності гальма у зв'язку з перевищенням допустимої температури для матеріалу накладок. У самовентильованому гальмівному диску при температурі 220 °C завершується прогрів його бічних стінок при одночасному вимушеному охолодженні їх неробочих поверхонь, що сприяє термостабілізації бічних стінок диска. При цьому ефективність гальма відповідає нормативній, оскільки поверхнева температура нижче допустимої для матеріалу накладок.

З рис. 3.21 *а, б* видно, що гальма з самовентильованими дисками потрапляють в зону термостабілізації вже після 10...12 циклів гальмувань, а суцільні диски - наприкінці випробувань. Окрім того, самовентильовані диски гальма мають температуру на 8...11% нижче, ніж суцільні диски гальм в кінці

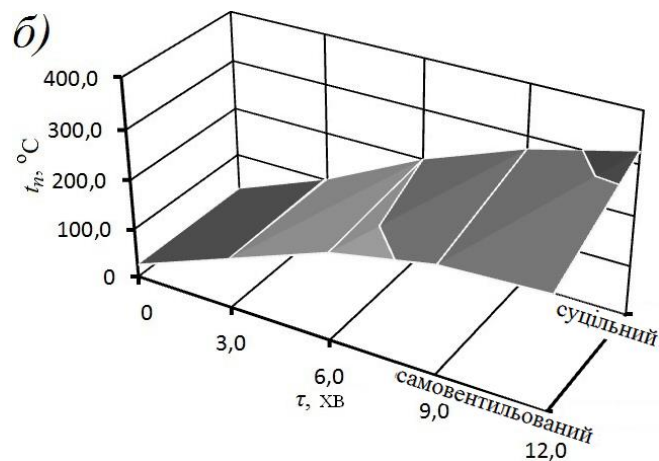
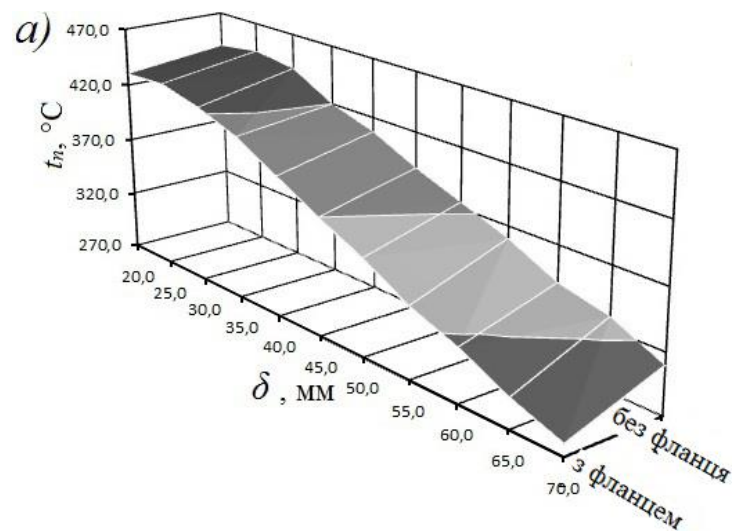


Рис. 3.20 *a, б* – Закономірності зміни поверхневої температури залежно від: *a* - товщини дисків без і з урахуванням фланця; *б* - часу гальмування для суцільних і самовентильованих дисків у фрикційних вузлах динамічної моделі гальма при випробуваннях типу II

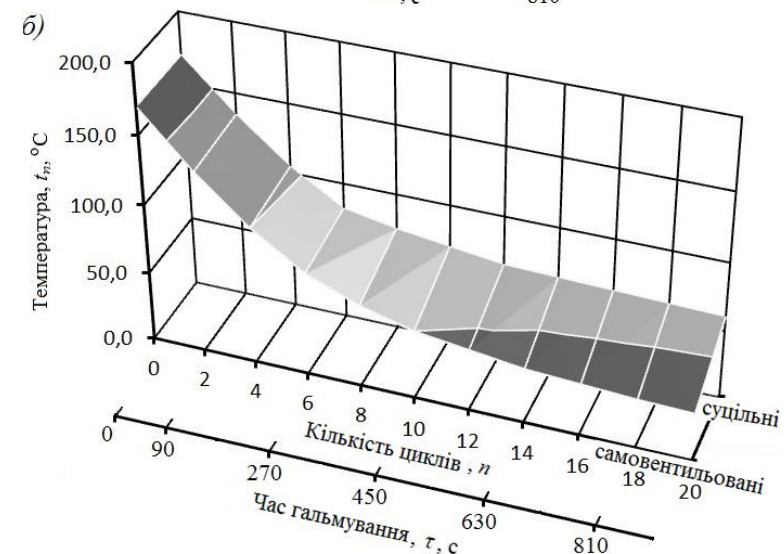
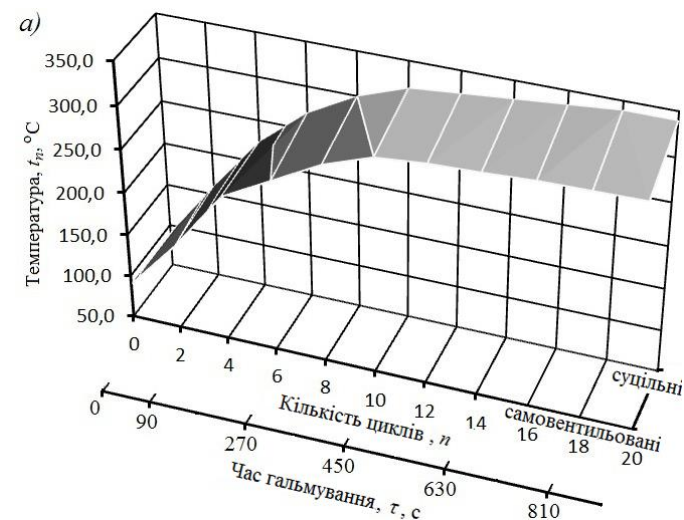


Рис. 3.21 *a, б* – Закономірності зміни поверхневої температури при нагріванні (*a*) пар тертя динамічної моделі гальма при випробуваннях типу I і вимушеному охолодженні (*б*) його поверхонь в часі

попереднього етапу випробувань типу І. Самовентильовані дискові гальма мають достатню енергоємність при випробуваннях типу І, оскільки температура в них не перевищує допустимої для матеріалу накладки.

У додатку Д (табл. Д.1-Д.8) наведено результати обробки експериментальних даних динамічної й теплової навантаженості пар тертя динамічної моделі гальма, а саме:

- нормального контактного зусилля N , кН залежно від динамічного коефіцієнта тертя f (табл. Д.1);
- гальмівного моменту M_G залежно від коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя $K_{вз}$ (табл. Д.2);
- динамічного коефіцієнта тертя f залежно від поверхневої температури t_n , °С (табл. Д.3);
- поверхневої температури t_n , °С суцільного (табл. Д.4) і самовентильованого (табл. Д.5) гальмівних дисків при випробуваннях типу І в залежності від часу гальмування τ , с;
- поверхневої температури t_n , °С суцільних і самовентильованих гальмівних дисків при випробуваннях типу ІІ в залежності від часу гальмування τ , с (табл. Д.6);
- поверхневої температури t_n , °С суцільного (табл. Д.7) і самовентильованого (табл. Д.8) гальмівних дисків при їх вимушеному охолодженні в залежності від часу τ_o , с омивання швидкісними струмами повітря.

Результати прогнозованих значень поверхневих температур t_n , °С гальмівного диска в залежності від його товщини δ_o , мм без і з урахуванням фланця наведено в додатку Е, табл. Е.1.

Зупинимось на нанотрибології плям контактів мікровиступів металополімерних пар тертя дисково-колодкових гальм, виходячи з їх енергонавантаженості, електропровідності, шляху тертя плям контактів і часу існування на них плівок. Відомо, що гальмівний диск є акумулятором теплової енергії, а полімерна накладка - накопичувачем позитивних (іонів) і негативних

(електронів) зарядів. Час існування контактної плівки визначає рівень енергонавантаженості сукупності плям контактів мікровиступів трибоспряження. Основними вимогами до плям контактів мікровиступів металополімерних пар трибоспряжень є: малий перехідний опір, стабільність, зносостійкість. Установлено, що величина опору залежить від того, в якому стані перебуває полімер - відновленому (амінному) чи окисленому (імінному). Імінні групи, ймовірно, більш дифузно розсіюють електрони провідності порівняно з амінними, тому в окисленому стані полімеру його опір є вищим. При вигорянні сполучних компонентів у поверхневих шарах полімерної накладки при температурі вище допустимої (тобто в електрохімічних умовах у розчинах утворених електролітів) з'являється можливість змінювати електричний (вільний) заряд поверхні в широких межах. При цьому ефект поля виявляється наочніше.

З аналізу залежності твердості полімерного матеріалу ФК-24А від питомих навантажень p (рис. 3.22 а) і поверхневої температури t_n (рис. 3.22 б) у вузлі тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма, а також величини відношення d/L (d, L - діаметр плями контакту мікровиступів та її шлях тертя) випливає, що:

- шлях тертя L і тривалість часу τ існування контактів мікровиступів визначається з умови рівності їх поточних твердостей на біговій доріжці тертя диска, тобто з умови руху по свіжому сліду $HB(t_{\max})=HB_1(t_1)$; із залежності твердості від температури (див. рис. 3.22) визначаються допустимі температури для металополімерних пар тертя, за яких ця умова виконується;

- за даними А.В. Чичинадзе встановлено зв'язок вигляду $L=(10...500)d$;

- із зменшенням величини відношення d/L спостерігається збільшення імпульсних питомих навантажень i , як наслідок, локальних поверхневих температур на плямах контактів мікровиступів при їх неруйнуванні, тобто на початку шляху тертя.

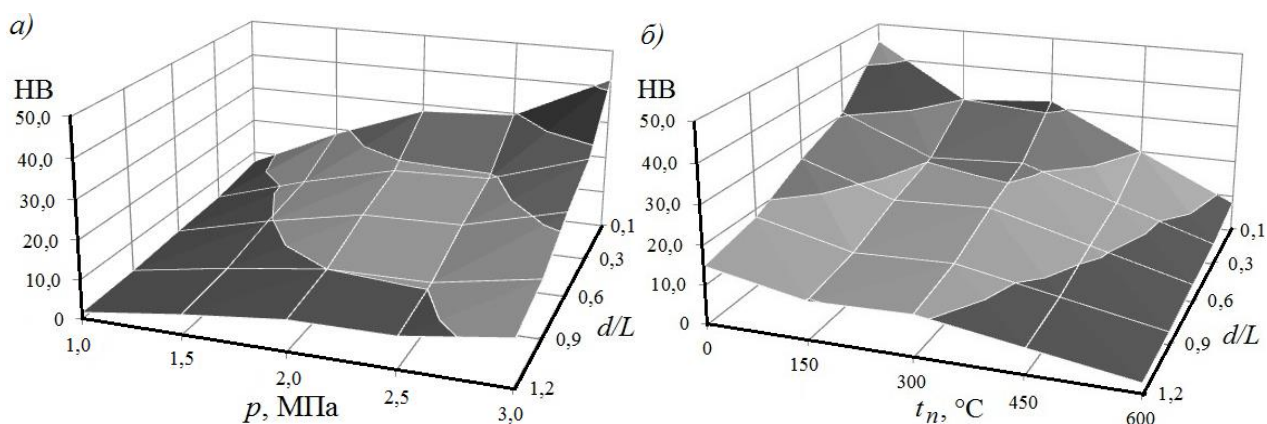


Рис. 3.22 *a, б* – Залежність твердості полімерного матеріалу ФК-24А від питомих навантажень p (*a*) і поверхневої температури t_n (*б*) у вузлі тертя гальма і величини відношення d/L (d , L – діаметр плями контакту мікровиступу і його шлях тертя)

На підставі вищевикладеного оцінимо ресурс фрикційних накладок дисково-колодкового гальма.

3.6 Оцінка ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкових гальм

Вирішальний вплив на працездатність вузла тертя має правильність вибору матеріалу фрикційних накладок. Умови роботи фрикційних матеріалів у дисково-колодкових гальмах відрізняються від умов роботи в гальмівних пристроях інших видів. Матеріали накладки повинні мати високий (0,3 і вище) і стабільний в діапазоні робочих швидкостей, питомих навантажень і поверхневих температур динамічний коефіцієнт тертя; високою (в 3...6 разів більшою, ніж у барабанно-колодкових гальмах) механічною міцністю; зносостійкістю, порівняною з терміном служби вузла тертя барабанно-колодкового гальма при тій же потужності тертя в аналогічних умовах експлуатації.

Суть запропонованого методу (заявка на передбачуваний патент України № а201509153 від 23.09.15р.) полягає в тому, що підвищення ресурсу фрикційних накладок гальма забезпечується за рахунок зниження величини

сумарної складової потужності тертя, що витрачається на руйнування їх робочих поверхонь, при збереженні незмінними таких характеристик фрикційного вузла, як нормальне притискне зусилля і швидкість ковзання [82, 116].

У сумарну складову потужності тертя фрикційного вузла гальма входять механічна, електрична і теплова компоненти. За результатами розрахунково-експериментальних даних визначають механічну складову потужності тертя фрикційного вузла при певних параметрах полімерної накладки за такою залежністю:

$$W_{Mex} = 0,6 \frac{r_m V_{kv} N}{L_n}, \text{ Дж/с}, \quad (3.10)$$

де r_m – зведений радіус мікровиступів поверхонь гальмівного диска, м; V_{kv} – швидкість ковзання, м/с; N – нормальне притискне зусилля, Н; L_n – довжина фрикційної накладки, м.

Електрична складову потужності тертя фрикційного вузла гальма дорівнює:

$$W_{el} = k_g \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}, \quad (3.11)$$

де k_g – коефіцієнт, що враховує час контакту мікровиступів фрикційної накладки з мікровиступами гальмівного диска ($k_g=2 \cdot 10^2$); I – сила струму, що генерується мікровиступами металополімерних пар тертя за умови $A_r < A_a$, тобто фактична площа A_r контактування є малою порівняно з номінальною, при $A_r = A_a$ в sprzęженні виникає трибоЕРС, А; U – трибоЕРС у кінці процесу гальмування, В.

Сила струму I визначається за залежності вигляду:

$$I = \sqrt{\frac{t_{\max} \cdot \alpha_L \cdot (dt/dL) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho' \cdot N}}, \quad (3.12)$$

де $t_{\max}$ – максимальна температура на плямі контакту мікровиступів, °С; α_L – коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі, Вт/(м²·°С); (dt/dl_k) – градієнт температури по довжині контакту, °С/мм; V_m – об'єм мікровиступів, м³; τ – час

контактування, с; R_k – термічний опір контакту, °C/Вт; ρ' – питомий електричний опір, (Ом·мм²)/м; N – імпульсне нормальне зусилля, Н.

Теплова складова потужності тертя фрикційного вузла гальма дорівнює:

$$W_{\text{тепл}} = 10^{-3} \omega \cdot M_T = 10^{-3} \frac{V_{\text{кв}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж/с}, \quad (3.13)$$

де ω – кутова швидкість обертання диска, с⁻¹; M_T – гальмівний момент, що розвивається парю тертя гальма, Н·м; f – динамічний коефіцієнт тертя.

Сумарна складова потужність тертя фрикційного вузла гальма дорівнює:

$$\sum W = W_{\text{мех}} + W_{\text{тепл}} + W_{\text{ел}}, \text{ Дж/с}, \quad (3.14)$$

За визначеною величиною енергетичного балансу фрикційного вузла гальма обчислюють об'ємну інтенсивність зношування робочої поверхні накладки за формулою:

$$u_v = I_w^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.15)$$

де I_w – енергетична інтенсивність зношування, Дж/м³; $\sum W$ – сумарна складова енергетичного балансу, Дж/с; i_h – питома лінійна інтенсивність зношування, мм/м; HB – твердість матеріалу диска, МПа.

За величиною об'ємної інтенсивності зношування робочої поверхні накладки визначають її фактичний ресурс за такою формулою:

$$t_r = \frac{L_n \cdot H_n \cdot 2/3\delta_n}{u_v}, \text{ с} \quad (3.16)$$

де H_n і $2/3\delta_n$ – ширина і допустима товщина зносу накладки, м.

У залежності від величини прогнозованої довговічності фрикційної накладки пари тертя гальмівного пристрою задають величину необхідного приросту її ресурсу $n(t_r)$.

Визначення раціональних значень площі, довжини фрикційної накладки і зведеного радіуса мікроступів диска здійснюють за емпіричними формулами, отриманими в ході експериментальних досліджень дискових гальмівних пристроїв.

Робочу площу накладки, що забезпечує прогнозований ресурс, знаходимо за формулою:

$$S_n = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1} \cdot \left(10^{-3} \frac{V_{\kappa\delta} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_{\epsilon} \cdot I \cdot U + 0,6 \cdot \frac{r_M \cdot V_{\kappa\delta} \cdot N}{L_n} \right)}{2/3 \cdot \delta_n} . \quad (3.17)$$

Зведений радіус мікровиступів поверхонь гальмівного диска, що забезпечують прогнозований ресурс накладки, визначаємо за залежністю вигляду:

$$r_M = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_{\kappa\delta} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_{\epsilon} \cdot I \cdot U \right) \cdot L_n}{0,6 \cdot V_{\kappa\delta} \cdot N} . \quad (3.18)$$

Довжину накладки, що забезпечує її прогнозований ресурс, визначаємо за залежністю вигляду:

$$L_n = \frac{0,6 \cdot r_M \cdot V_{\kappa\delta} \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_{\kappa\delta} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_{\epsilon} \cdot I \cdot U \right)} , \quad (3.19)$$

де t_r – фактичний ресурс накладки при її зносі до допустимої товщини, с.

Наведемо приклад для фрикційного вузла динамічної моделі дисково-колодкового гальма за таких вихідних даних: зведений радіус мікровиступів поверхні гальмівного диска - 1,0 мкм; швидкість ковзання - 19 м/с; нормально спрямоване притискне навантаження - 16 кН; динамічний коефіцієнт тертя - 0,42; площа фрикційної накладки - 0,005 м²; геометричні параметри фрикційної накладки: довжина - 0,1 м; ширина - 0,05 м; товщина - 0,02 м; питома лінійна інтенсивність зношування - 10⁻⁹; твердість матеріалу диска - 450,0 МПа.

За цими даними визначено такі фактичні характеристики фрикційного вузла гальма: складові потужності тертя: механічна - 1,842 Дж/с; електрична - 0,51 Дж/с; теплова - 20,3 Дж/с; об'ємна інтенсивність зношування фрикційної накладки - 11,97·10⁻¹¹ м³/с; фактичний ресурс - 154,7 год;

Для збільшення ресурсу фрикційної накладки у 1,5 рази необхідно дотримуватися регламентованої величини коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя. При цьому представляється можливим:

- збільшити площу фрикційної накладки в 1,5 рази при збереженні незмінним величини відношення її довжини до ширини. При цьому вона (площа) складе $0,0075 \text{ м}^2$;

- збільшити довжину фрикційної накладки в 1,3 рази за рахунок зменшення її ширини при збереженні площі на попередньому рівні. Нові геометричні параметри складуть: довжина 0,13 м, ширина 0,038 м;

- зменшити зведений радіус мікровиступів поверхонь гальмівного диска в 0,74 рази за рахунок підвищення чистоти обробки його бокових поверхонь.

Розрахунок ресурсу фрикційної накладки динамічної моделі дисково-колодкового гальма наведено в додатку Б, приклад 2.

Даний метод використовується для оцінки ресурсу фрикційних накладок барабанно-колодкових гальм транспортних засобів та стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (додаток Б, приклад 3).

Запропонований метод визначення параметрів фрикційного вузла гальма дозволяє розраховувати за його сумарною (механічною, тепловою та електричною) потужністю тертя та об'ємною інтенсивністю зношування робочої поверхні накладки її регламентований ресурс, а далі зміною конструктивних параметрів пари тертя (зведеного радіуса мікровиступів бігової доріжки тертя диска, довжини і площі накладки), тобто зменшенням питомих навантажень досягати збільшення ресурсу накладки.

Висновки

1. Математично описано формування контурної площі контактів на біговій доріжці тертя фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма з урахуванням прогнозованих експлуатаційних параметрів при циклічних і

тривалих гальмуваннях з суцільними і самовентильованими гальмівними дисками.

2. Установлено закономірності поширення теплових хвиль від бігових доріжок тертя гальмівних дисків при різній їх товщині при роботі гальма з наступним визначенням їх оптимальної товщини.

3. Результати проведених дорожніх випробувань серійних і вдосконалених (з біметалевим диском) фрикційних вузлів динамічної моделі дисково-колодкового гальма на гальмівних режимах циклічному (тип I) і тривалому (тип II) навантаженні показали, що їх залишкова ефективність склала в середньому 25,3%. Це пояснюється сталістю роботи біметалевого гальмівного диска, який забезпечує інтенсивне відведення теплоти від бігової доріжки тертя в його тіло.

4. Оцінено енергонавантаженість серійних і удосконалених пар тертя дисково-колодкових гальм в лабораторних та експлуатаційних умовах і встановлено вплив на динамічний коефіцієнт тертя величин навантаження на важіль керування гальмом, роботи тертя, поверхневої температури, питомого навантаження і частоти повторюваності величин динамічного коефіцієнта тертя. Визначено величини поверхневих і об'ємних градієнтів температури в суцільних і самовентильованих гальмівних дисках.

5. Оцінено ресурс фрикційних накладок дисково-колодкового гальма, виходячи з потужності тертя фрикційного вузла, що дозволило визначити раціональну площу робочих поверхонь накладок, їх довжину і зведений радіус мікроступів бігової доріжки тертя диска і вказати шляхи збільшення ресурсу фрикційних накладок.

6. Результати експериментальних досліджень динамічної моделі пар тертя дисково-колодкових гальм показали, що кожна з них має рівень достатньої енергонавантаженості і тому їх рекомендуємо використовувати в модульному дисково-колодковому гальмі шахтної піднімальної машини.

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИ І ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

4.1 Математична модель електротермомеханічного контакту мікровиступів металополімерних пар тертя «диск-накладки» гальма

Математична модель електротермомеханічного контакту формується з характеристик, отриманих з механічних, електричних і теплових полів, що мають місце на плямах мікровиступів.

Зовнішні і внутрішні параметри вузлів тертя оцінювали при випробуванні в стендових умовах, при яких механічні системи об'єктної та модельної структур склалися з підсистем. При їх контактній-імпульсній електротермомеханічній фрикційній взаємодії встановлювали зв'язок з конструктивними особливостями, лінійним чи поліноміальним законами зміни тахограм металевих елементів тертя гальма, а також із швидкісною, силовою, електричною, тепловою і хімічними характеристиками вузла тертя, які складають єдине поле енергетичної взаємодії за умови, що між зовнішніми і внутрішніми параметрами об'єкта і моделі забезпечуються такі співвідношення:

- відношення мас об'єкта M_o і моделі m_m дорівнює $M_o/m_m = C_m = C_L^2$;
- відношення лінійних розмірів об'єкта L_o і моделі l_m дорівнює геометричній масштабній подібності $L_o/l_m = C_2$;
- відношення полірованих площ об'єкта A_{no} і моделі a_{nm} дорівнює $A_{no}/a_{nm} = C_{An} = C_{Ln}^2$;
- відношення матових площ об'єкта A_{mo} і моделі a_{mm} дорівнює $A_{mo}/a_{mm} = C_{Am} = C_{Lm}^2$;
- відношення фізико-механічних параметрів матеріалів елементів тертя: коефіцієнтів теплопровідності і температуропровідності, температур і їх градієнтів, коефіцієнтів тепловіддачі; твердості, модуля пружності, границі міцності, опору зрізу і т.д. об'єкта Φ_o і моделі ϕ_m дорівнює $\Phi_o/\phi_m = C_\Phi = 1,0$ [29];

- відношення зовнішніх сил, що діють на елементи пари тертя, об'єкта F_o і моделі f_m дорівнює $F_o/f_m = C_F = C_L^2$;

- відношення часу перебігу досліджуваних процесів, явищ і ефектів в об'єкті ζ_o і моделі τ_m дорівнює $\zeta_o/\tau_m = C_\tau = 1,0$.

Зазначені співвідношення дотримуються при таких допустимих зовнішніх параметрах:

- питомі навантаження p не перевищують допустимої величини для матеріалу фрикційної накладки;

- динамічний коефіцієнт тертя f коливається в межах від 0,3 до 0,6;

- поверхневі температури фрикційної накладки не перевищують допустимої для її матеріалу;

- гальмівний диск не потрапляє в зону термостабілізаційного стану. При цьому закономірності зміни ліній струмів силового, електричного, теплового і хімічного полів, що характеризуються внутрішніми і зовнішніми параметрами, у взаємодії з лініями струмів швидкісного поля омиваючого середовища підкоряється хвильовій природі зі зміщенням по фазі і описуються відповідними їй залежностями при дотриманні таких умов:

- відношення висоти мікроступів фрикційних поверхонь об'єкта H_{mo} і моделі h_{mm} дорівнює $H_o/h_m = C_H = 1,0$;

- відношення довжини мікроступів фрикційних поверхонь об'єкта L_{Mo} і моделі l_{Mm} дорівнює $L_{Mo}/l_{Mm} = C_{LM} = 1,0$;

- відношення площ плям контактів мікроступів фрикційних поверхонь об'єкта A_{oo} і моделі A_{mm} дорівнює $A_{oo}/A_{mm} = C_{Ao} = 1,0$;

- відношення імпульсних нормальних зусиль об'єкта N_o і моделі n_m дорівнює $N_o/n_m = C_N = 1,0$;

- відношення лінійних швидкостей ковзання об'єкта V_{kvo} і моделі v_{kvm} дорівнює $V_{kvo}/v_{kvm} = C_{Vck} = 1,0$;

- відношення імпульсних сил тертя об'єкта F_{To} і моделі f_{Tm} дорівнює $F_{To}/f_{Tm} = C_{FT} = 1,0$;

- відношення імпульсних динамічних коефіцієнтів тертя об'єкта f_o і моделі f_m дорівнює $f_o / f_m = C_{fo} = 1,0$;
- відношення імпульсних питомих навантажень об'єкта p_o і моделі p_m дорівнює $p_o / p_m = C_{Po} = 1,0$;
- відношення імпульсних гальмівних моментів об'єкта M_{Go} і моделі M_{Gm} дорівнює $M_{Go} / M_{Gm} = C_{MTo} = 1,0$;
- відношення піддатливості стиків підсистеми «робоча поверхня накладки - бігова доріжка тертя диска» об'єкта P_{o1} і моделі P_{o2} дорівнює $P_{o1} / P_{o2} = C_{Po1} = 1,0$;
- відношення амплітуд коливань зв'язків механічних підсистем і деформацій мікронерівностей об'єкта A_o і моделі a_m дорівнює $A_o / a_m = C_A = 1,0$;
- відношення частот коливань об'єкта Ω і моделі ω дорівнює $\Omega / \omega = C_\Omega = 1,0$;
- відношення енергетичних рівнів приповерхневих шарів об'єкта E'_o і моделі E'_m дорівнює $E'_o / E'_m = C_{E'o} = 1,0$;
- відношення швидкостей потоків омиваючого повітря об'єкта v_{eo} і моделі v_{em} дорівнює $v_{eo} / v_{em} = C_{v_m} = 1,0$;
- відношення швидкостей компонентів омиваючого середовища об'єкта v_c і моделі v_c дорівнює $v_{co} / v_{cm} = C_{v_c} = 1,0$; при цьому у відкритій термодинамічній системі трибо спряження зберігається рівність не тільки поверхневих температур, але й хімічних потенціалів при вимушеному конвективному теплообміні його підсистем [54]:
 - бокові поверхні диска - швидкісні потоки охолоджуючого повітря;
 - внутрішні поверхні диска - швидкісні потоки охолоджуючого повітря;
 - поверхневий і приповерхневий шари полімерної накладки - швидкісні потоки компонентів омиваючого середовища, взаємодія підсистеми «гальмівний диск - кріпильний фланець - маточина колеса» здійснюється кондуктивним теплообміном за рахунок температурних градієнтів по їх товщині.

Вимірювання і визначення параметрів трибоспряжень з одночасним контролем і фіксацією площ плям контактів мікровиступів здійснюють в реальному масштабі часу. Електротермічний опір дискретних контактів з різною енергетичної активністю мікроконденсаторів і мікротермобатарей з миттєвим їх перемиканням при зміні площ плям контакту мікровиступів визначали при дотриманні умов на першій стадії фрикційної взаємодії ($A_r < A_a$): фактична площа контактування A_r є незначною порівняно з номінальною A_a . При цьому сумували складові генеруючих струмів. При $A_a = A_r$ фіксували трибоЕРС з урахуванням змінності градієнта механічних властивостей матеріалів пари тертя. Установлено, що темп проникнення взаємодіючих між собою імпульсів електричного і теплового струмів впливає на інтенсивність зносу мікровиступів при переполаризації, а величини теплових струмів на плямах контактів мікровиступів визначаються за формулою:

$$t_{заг} = t_n + t_{cn} + t_v, \quad (4.1)$$

где t_n – поверхнева температура від тертя і контактного опору, спричинена генерованими струмами на плямах контактів мікровиступів, а також фрикційною складовою; t_{cn} – температура спалаху, зумовлена розрядними струмами між мікровиступами; t_v – об'ємна температура, що виникає від дії перших двох складових температур, а також від джоулевої теплоти; температура t_n визначається з умови дії двох джерел теплоти (електричного і фрикційного) в зоні тертя:

$$t_n = \frac{0,942 W_0 \alpha_{ТП}}{\lambda} \sqrt{\frac{\alpha_{ТПМ} d_{cp}}{\pi V_{кв}}} \quad (4.2)$$

де $W_0 = \frac{1}{A_r} \left[I^2 \left(\frac{\rho'' \sqrt{HB}}{\sqrt{\pi N}} + \frac{\sigma_n HB}{N} \right) + f N V_{кв} \right]$ – тепловий потік на контактній поверхні з урахуванням електричної та фрикційної складової, Вт/м²; A_r – фактична площа контакту, мм²; I – генерований струм у парах тертя, А; ρ'' – питомий опір контактних матеріалів, Ом·мм²/м; HB – зведена твердість по Брінелю контактних матеріалів, МПа; N – імпульсне нормальне зусилля, що діє в зоні контакту матеріалів, Н; σ_n – питомий опір плівок на контакті, Ом·мм²/м;

f - динамічний коефіцієнт тертя; $V_{\kappa\delta}$ - швидкість ковзання, м/с; $\alpha_{ТП}$ - зведений коефіцієнт розподілу теплового потоку; $\alpha_{ТПМ}$ - коефіцієнт розподілу теплового потоку, що потрапляє в металевий елемент тертя; λ - зведений коефіцієнт теплопровідності матеріалів пар тертя, Вт/(м·°C); d_{cp} - середній діаметр плями контакту, який визначається з урахуванням реальної його шорсткості, мм.

Температуру спалаху t_{cn} визначають за залежністю вигляду:

$$t_{cn} = \frac{\sqrt{2} + 1}{\sqrt{2}} \frac{fNd_{cp}}{A_r \lambda \left[4 + (\pi Pe)^{\frac{1}{2}} \right]}, \quad (4.3)$$

де A_r - фактична площа контакту, яка являє собою суму елементарних плям дотику, мм²; $Pe = \frac{V_{\kappa\delta} \cdot d_{cp}}{\alpha}$ - критерій Пекле; α - зведений коефіцієнт температуропровідності матеріалів пар тертя, м/с².

Об'ємна температура металевого елемента тертя визначається з умови рівності теплових потоків на контактній поверхні з урахуванням електричної та фрикційної складової та теплоти, що відводиться від його полірованої поверхні до швидкісних потоків компонентів омиваючого середовища:

$$t_v = \frac{4I^2 \rho''}{\pi^2 d_{cp}^3 \alpha_{ТПМ} \cdot 10^2}. \quad (4.4)$$

У кінцевому підсумку загальна температура контактних поверхонь металополімерних пар тертя дорівнює:

$$t_{заг} = \frac{0,942W_0 \alpha_{ТП}}{\lambda} \sqrt{\frac{\alpha_{ТПМ} d_{cp}}{\pi V_{\kappa\delta}}} + \frac{\sqrt{2} + 1}{\sqrt{2}} \frac{fNd_{cp}}{A_r \lambda \left[4 + (\pi Pe)^{\frac{1}{2}} \right]} + \frac{4I^2 \rho''}{\pi^2 d_{cp}^3 \alpha_{ТПМ} \cdot 10^2}, \quad (4.5)$$

по складових температур, якими оцінюються енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів металополімерних пар тертя гальма

Максимальні стискаючі напруження σ_{1max} у гальмівному диску виникають на його робочій поверхні, вони дорівнюють алгебраїчній сумі складових:

$$\sigma_{1max} = \sigma_{\kappa} + \sigma_1 + \sigma_2, \quad (4.6)$$

де σ_κ , σ_1 , σ_2 – напруження в диску від дії: питомих навантажень в парах тертя; температурних градієнтів на його робочій поверхні; об'ємної температури: кріпильного фланця t_ϕ і диска t_δ при умові $t_\delta > t_\phi$.

$$\sigma_\kappa = \frac{N}{2\pi K_{\epsilon 3} B \delta_\delta}, \quad (4.7)$$

де $K_{\epsilon 3}$ – коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя; B , δ_δ – ширина бігової доріжки і товщина диска.

$$\sigma_1 = \frac{\beta_t E (t_1 - t'_1)}{2(1 - \mu)}, \quad (4.8)$$

де β_t – коефіцієнт лінійного розширення; E – модуль пружності; t_1 , t'_1 – температури: робочої і внутрішньої поверхонь диска; μ – коефіцієнт Пуассона.

$$\sigma_2 = \frac{\beta_t E (t_{v\phi} - t_{vcm})}{1 + A_\phi / A_{cm}}, \quad (4.9)$$

де $t_{v\phi}$, t_{vcm} – об'ємна температура кріпильного фланця і маточини колеса; A_ϕ , A_{cm} – площі поперечних перерізів кріпильного фланця і маточини колеса.

Для більш точного визначення складових σ_1 і σ_2 в залежність (4.8) замість

$(t_1 - t'_1)$ підставимо доданок $\tau \left(\frac{\partial t_1}{\partial \tau_1} - \frac{\partial t'_1}{\partial \tau'_1} \right)$ (де τ – час гальмування; τ_1 , τ'_1 – час

досягнення температур t_1 і t'_1), який характеризує темп нагрівання ободу шківів,

а в залежність (4.9) замість $(t_{v\phi} - t_{vcm})$ – вираз $\delta_{cp} \left(\frac{\partial t_{1cp}}{\partial \delta_\phi} - \frac{\partial t_{2cp}}{\partial \delta_{cm}} \right)$ (де δ_ϕ , δ_{cm} , δ_{cp} –

товщини: кріпильного фланця; маточини колеса; їх середня величина), який характеризує температурні градієнти по товщині розглянутих елементів.

Інтенсивність зародження та розвитку тріщин на робочій поверхні ободів гальмівних шківів оцінюється коефіцієнтом опору тепловому удару

$$S_{my} = \sigma_0 / \sigma_t, \quad (4.10)$$

де σ_0 , σ_t – напруження: опору тріщиноутворенню; максимальне теплове.

Вихідними передумовами моделі є: матеріали плям контакту мікровиступів (однорідні та ізотропні); контакт має дискретний характер і відбувається по вершинах окремих мікровиступів; деформація мікровиступів

має пружний характер і описується залежністю Герца для контакту двох криволінійних гладких тіл з початковим точковим дотиком; розміри одиничних плям контакту малі в порівнянні з розмірами зони взаємодії і радіусами кривини мікрориступів в точці дотику; в зоні контакту діють тільки імпульсні нормальні сили і сили тертя; розподіл плям контакту по поверхні пар тертя є рівномірним. Вихідними даними для розрахунку є характеристики мікрогеометрії поверхонь - максимальна висота R_p мікрориступів над середньою лінією профілю і їх максимальний радіус $r_{\max}$ заокруглення; фізико-механічні характеристики матеріалу - модуль пружності (модуль Юнга) E , коефіцієнт Пуассона μ , питомий електричний опір матеріалу ρ' ; експлуатаційні характеристики, імпульсна нормальна сила, що стискає контакт [95].

У табл. 4.1 наведено основні залежності для розрахунку характеристик одиничного контакту двох сферичних мікрориступів плями контакту.

Таблиця 4.1

Механічні та електричні характеристики плями контакту двох сферичних мікрориступів металополімерних пар тертя

Назва параметра		Розрахункова залежність
Радіус одиничної плями контакту		$r_n = (0,75Nr_{\max} / E)^{2/3}; \quad (4.11)$
Деформація контактуючих мікрориступів		$D = \frac{r_n^2}{r_{\max}} = \left[(0,56N^2 / (r_{\max} E^2)) \right]^{0,25}; \quad (4.12)$
Питоме навантаження на плямі контакту мікрориступів	максимальне	$p_1 = \left(\frac{6NE^2}{\pi^2 r_n^2} \right) = 1,5N / (\pi r_n^2); \quad (4.13)$
	середнє	$p_2 = 0,66 p_1 = N / (\pi r_n^2); \quad (4.14)$
Зведений модуль Юнга		$1/E = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2. \quad (4.15)$
Сила струму		$I = \sqrt{\frac{t_{\max} \cdot \alpha_L \cdot (dt/dL) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho' \cdot N}}. \quad (4.16)$

У табл. 4.1 в залежності 4.16 застосовано такі умовні позначення: $t_{\max}$ – максимальна температура на плямі контакту мікрориступів, °С; α_L – коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі, Вт/(м²·°С); R_k – термічний опір контакту, °С/Вт; ρ' – питомий електричний опір, (Ом·мм²)/м; L – довжина контакту, мм.

Комп'ютерна модель практично реалізована у вигляді windows-додатку, написаному мовою C ++ з використанням бібліотеки класів Borland. Програмно модель входить до основного розрахункового модуля, в який включено оцінку зовнішніх і внутрішніх параметрів металополімерних пар тертя на макро, - мікро - і нанорівнях.

Окрім основного модуля є додатковий, що відповідає за зручність представлення даних та інтерфейс користувача. Результатом роботи є значення експлуатаційних характеристик контакту, представлені у вигляді таблиці. Для наочності на основі запропонованих формул передбачена можливість побудови графіків залежностей характеристик контакту від зовнішніх чинників, якими є потоки омиваючого повітря і компонентів сумішей.

У рамках комп'ютерної моделі розрахунок характеристик контакту відбувається так. Генерується пара випадкових чисел, розподілених по заданому закону, відповідних висоті і радіусу мікровиступу шорсткої поверхні. Логіку роботи програми ілюструє блок-схема основного розрахункового модуля для параметрів механічного, електричного і теплового полів (рис. 4.1).

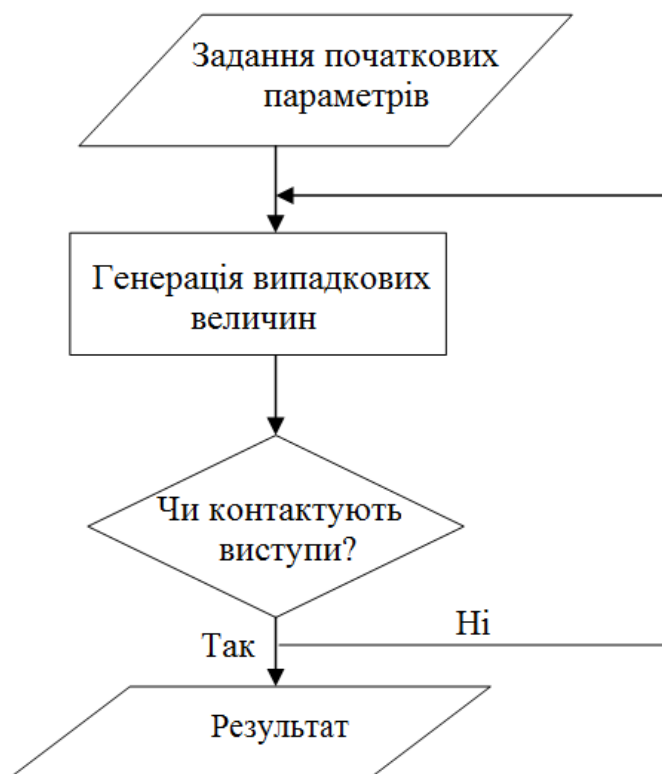


Рис. 4.1 – Блок-схема основного розрахункового модуля для параметрів механічного, електричного та теплового полів пар тертя гальма

Програма пов'язана з базою даних MS Access, що складається з двох таблиць, кожна з яких включає в себе 33 поля. Перша таблиця містить значення вихідних проміжних даних, а друга - значення результатів. Таблиці використовуються для побудови графіків.

При цьому перше поле кожної таблиці зарезервовано для перевіреної початкової комбінації вихідних параметрів і використовується тільки на початку роботи і тільки для читання. Насамперед програма зчитує початкову комбінацію вихідних параметрів з бази даних і доповнює цими значеннями поля вихідних даних. Потім користувач редагує їх, виконує розрахунок, після чого заповнюється таблиця значень і по ній будується графік.

4.2 Природа руйнування тепловими імпульсами зарядів, що генеруються мікрровиступами поверхонь тертя

Робота з формування нанорозмірних структур починається з реалізації ефекту масопереносу між парами тертя «полімер - метал» і «метал - полімер» в залежності від енергетичних рівнів плям контактів їх мікрровиступів. Енергетичні рівні мікрровиступів плям контактів залежать від їхньої площі і збільшуються до завершення процесу електротермічного тертя.

Для опису процесів, що відбуваються при руйнуванні заряду тепловими імпульсами, вважаємо, що інжектвані заряди є позитивними. Їх знаходимо за допомогою рівняння Пуассона:

$$\partial E(x, \tau) / \partial x = \rho(x, \tau) / \varepsilon_0 \varepsilon, \quad (4.17)$$

і скориставшись залежність вигляду:

$$\varepsilon_0 \varepsilon V(t) = \int_0^S \rho(x, \tau) (S - x) dx, \quad (4.18)$$

в якій x і S - функції часу.

Тепловий імпульс спричинює об'ємне розширення поверхневого шару полімеру, який є неоднорідним, оскільки збурення бере початок на поверхні плівки полімеру, яка заряджається. Унаслідок цього виникає тепловий імпульс,

який поступово розповсюджується по всій плівці. Оскільки повний заряд

$$\bar{\sigma} = \int_0^{s(\tau)} \rho[x(\tau), \tau] dx(\tau) \text{ у процесі розширення зберігається, залежність (4.18)}$$

можна записати у вигляді:

$$V(\tau) = \bar{\sigma}[s(\tau) - \bar{r}(\tau)] / \varepsilon_0 \varepsilon, \quad (4.19)$$

де $\bar{r}(\tau)$ - середня глибина зарядженої хмари зарядів плівки.

За зміною $V(\tau)$ в момент $\tau=0$, коли тепловий імпульс проб'є товщину плівки і її температура стане усюди однаковою, можна визначити ту середню глибину $\bar{r}_0$, яка відповідає остаточному розташуванню зарядів в об'ємі плівки.

Зв'язок зарядів в об'ємі плівки має вигляд:

$$\Delta V_{\tau=\Theta} / \Delta V_{\tau=0} = (s_0 - \bar{r}_0) / s_0 \quad (4.20)$$

Рівність отримуємо в такий спосіб. При $\tau=0$ різниця змінюється на величину $\Delta(s_0 - \bar{r}_0)$ внаслідок локального розширення у вузькому шарі плівки товщиною δ_l поблизу поверхні ($x=0$)

$$\Delta(s_0 - \bar{r}_0) = \beta_t l \Delta t', \quad (4.21)$$

де β_t – коефіцієнт теплового розширення матеріалу полімерної плівки; $\Delta t'$ - локальне підвищення температури у вузькому шарі плівки.

Це обмежене в просторі розширення відводить всю заряджену хмару зарядів далі від нижньої поверхні плівки.

При $\tau=0$ розширення плівки є однорідним, тому

$$\Delta(s - \bar{r}) = \alpha(s - \bar{r}_0) \Delta t, \quad (4.22)$$

де Δt – однорідне за об'ємом підвищення температури всієї плівки. Припускаючи відсутність теплових втрат протягом імпульсу, одержимо рівняння балансу теплоти у вигляді:

$$l \Delta t' = s_0 \Delta t. \quad (4.23)$$

Об'єднуючи тепер (4.21) - (4.23), прийдемо до рівності (4.20).

Замість теплового імпульсу для створення локального розширення плівки використовується імпульс нормальних зусиль, який можна визначити розрахунковим шляхом в імпульсі питомих навантажень. Останній метод може

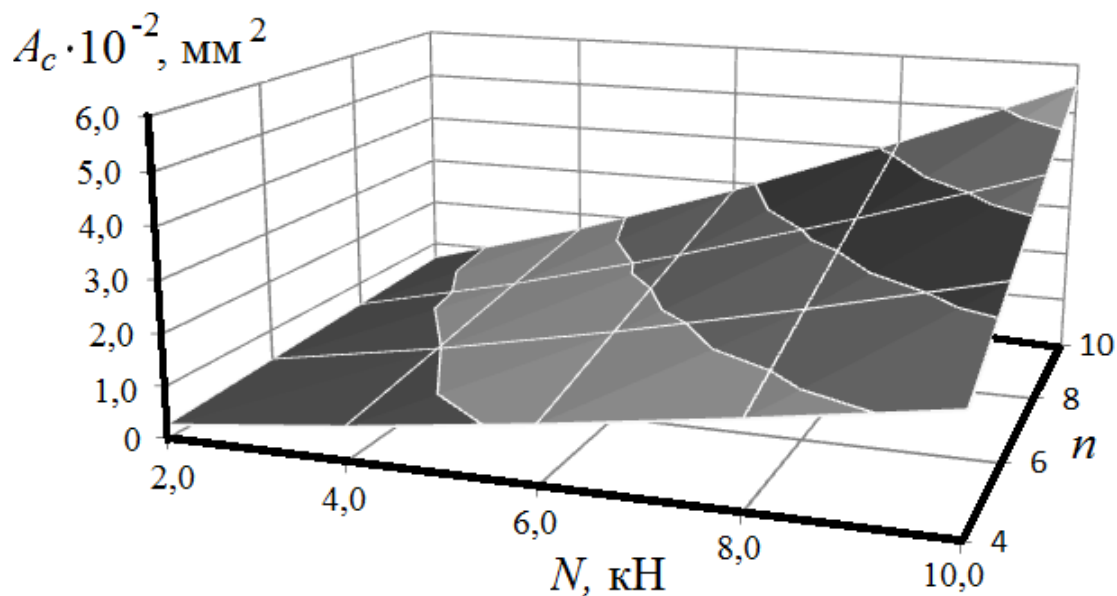


Рис. 4.2 – Залежність площ (A_c) плям контактів металевих мікровиступів та їх кількості (n) від діючих імпульсних нормальних зусиль N

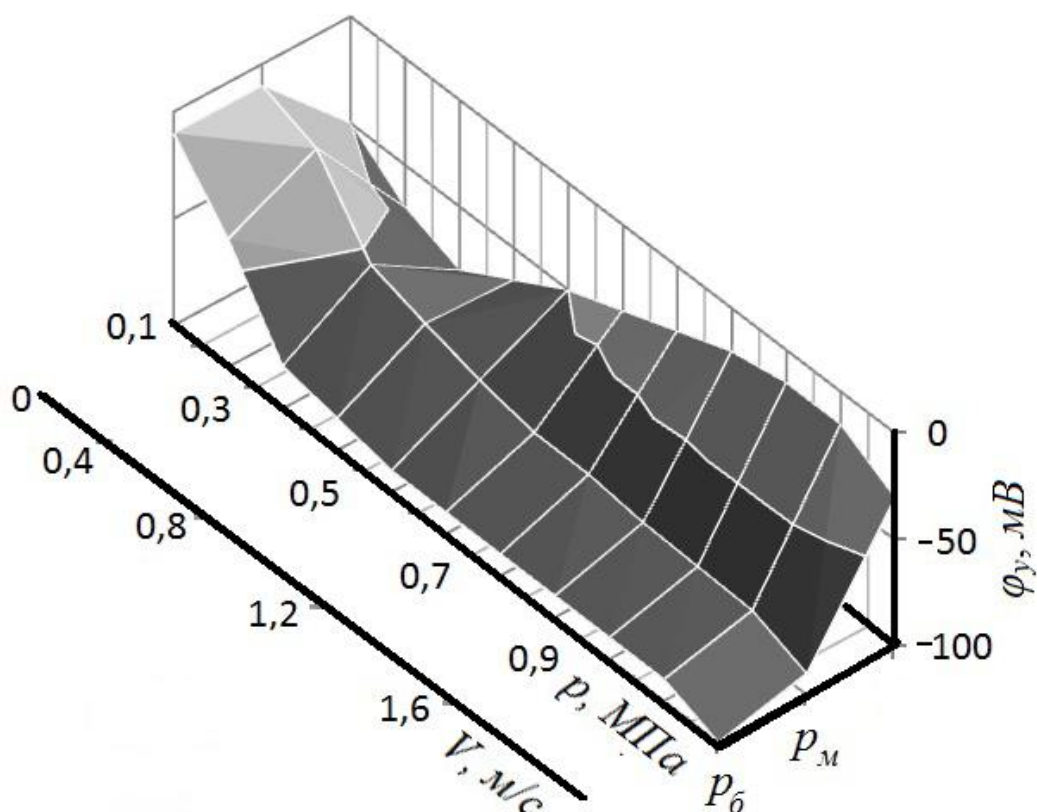


Рис. 4.3 – Залежність електродного потенціалу (ϕ_y) від швидкості ковзання ($V_{\text{кв}}$) і питомого навантаження, що змінюється великими (p_0) і малими (p_m) стрибками на плямах контактів мікровиступів металополімерних пар тертя

застосовуватися як в зарядових, так і в струмових вимірах. Він не вимагає для знаходження розподілу зарядів ускладненої процедури звернення, оскільки протягом поширення стрибка питомих навантажень через металевий мікровиступ (пляму контакту) локальне стиснення однакове у всіх точках. Недоліком є те, що цей метод потребує складної вимірювальної апаратури [49].

На рис. 4.2 наведено залежність площ A_c плям контактів металевих мікровиступів та їхньої кількості n від діючих імпульсних нормальних зусиль N . Ці залежності отримані аналітично. При цьому використовували такі дані: характеристики мікрогеометрії поверхонь мікровиступів над середньою лінією профілю R_p і максимальний радіус заокруглення мікровиступів r_{max} ; l_m – відстань між мікровиступами; фізико-механічні характеристики матеріалу – модуль пружності E (модуль Юнга), коефіцієнт Пуассона μ , питомий електричний опір матеріалу ρ' , імпульсна нормальна сила N , що стискає контакт [68]. Аналіз даних, наведених на рис. 4.2, показав таке:

- збільшення відстані між мікровиступами і площі плям їх контакту при одночасному зростанні імпульсних нормальних зусиль сприяло зменшенню питомих навантажень;

- зростання кількості плям контактів сприяло збільшенню їх площі і, як наслідок, зменшенню питомих навантажень.

Експериментальні дані, що стосуються залежності величини електродного потенціалу ϕ_y від швидкості ковзання $V_{ке}$ та імпульсного питомого навантаження p , що змінюється великими p_e і малими p_m стрибками на плямах контактів мікровиступів металополімерних пар тертя, показані на рис. 4.3 [57]. Аналіз даних, наведених на рис. 4.3, показав таке:

- збільшення швидкості ковзання супроводжується зростанням імпульсних питомих навантажень і, як наслідок, зменшенням електродного потенціалу;

- стрибки імпульсних питомих навантажень на плямах контактів мікровиступів сприяють збільшенню електродного потенціалу до кінця завершення процесу фрикційної взаємодії.

4.3 Особливості розрахунку конструктивних параметрів гальмівних дисків

4.3.1 Обмеження при розрахунку металополімерних пар тертя гальм

Правильно спроектований фрикційний вузол дисково-колодкового гальма піднімально-транспортних машин і транспортних засобів з оптимальними конструктивними параметрами їх елементів і з прогнозованими зносо-фрикційними властивостями повинен вписуватися в обмеження, які на них накладаються.

Оптимізація геометричних параметрів фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм потребує врахування таких обмежень:

- зусилля, що прикладається до педалі гальма, не повинно перевищувати допустимої величини, тобто 150...200 Н;
- питомі навантаження у взаємодіючих парах фрикційних вузлів гальма не повинні перевищувати допустимої величини, тобто $[p] = 4,0$ МПа (матеріал пари тертя ФК-24 А – СЧ 15);
- кутові швидкості гальмівного диска не повинні перевищувати технологічно допустимих значень.

Оптимізація геометричних параметрів гальмівного диска вимагає врахування таких обмежень:

- інтенсивність приросту об'ємної температури гальмівного диска не повинна перевищувати приросту температури його робочої поверхні;
- об'ємна температура диска не повинна перевищувати допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки;
- технічний стан бігової доріжки гальмівного диска повинен бути таким, щоб довжина і ширина втомних термічних тріщин була набагато меншою допустимих величин (відповідно, 50,0 і 0,5 мм);
- товщина гальмівного диска повинна бути такою, щоб між його боковими поверхнями був температурний перепад, що забезпечує цим поверхням

інтенсивний радіаційний і конвективний (природний і вимушений) теплообміни зі швидкісними потоками омиваючого середовища;

- сумарні механічні й термічні напруження не повинні повністю «прошивати» товщину диска, а гаснути, не досягаючи до 1/2 його товщини;

- механічні й теплові деформації гальмівного диска не повинні впливати на його фланець і прилеглі до нього деталі.

У той же час згідно з ГОСТ 1986 фрикційні накладки повинні відповідати таким вимогам:

- високий динамічний коефіцієнт тертя, що мало змінюється від поверхневої температури, питомого навантаження, швидкості буксування ($f=0,28 \dots 0,62$);

- високі зносостійкість і міцність (накладки повинні витримати без розриву від колодки максимальну кутову швидкість гальмівного диска;

- плавне зростання сили тертя, яка є пропорційною імпульсному нормальному зусиллю;

- достатня термостійкість і теплопровідність (температура накладок при тривалій роботі не повинна перевищувати 200 °С, при короткочасній – 350 °С).

У своєму складі фрикційні матеріали на основі термореактивних смол повинні містити компоненти, що виконують такі функції:

- підвищення зносостійкості - смоляні частинки і графіт;
- підвищення теплопровідності і плавності вмикання - мідь, латунь, бронза, алюміній (у вигляді порошку, стружки або дроту);
- підвищення стабільності динамічного коефіцієнта тертя - цинк;
- зменшення зносу і задироутворення - свинець.

У той же час зародження і розвиток тріщин на робочих поверхнях гальмівного диска і фрикційних накладок відбувається за трьома стадіями:

- утворення сітки тріщин за рахунок електричних і теплових струмів, виникнення яких супроводжуються електричними і тепловими розрядами, появою поверхневих температурних градієнтів у радіальному напрямку бігової доріжки тертя і решти поверхонь диска і накладок, процесами

термоелектростимульованої і електростимульованої поляризації і деполяризації плям контактів мікровиступів поверхонь тертя;

- зростання тріщин у радіальному напрямку і вглиб диска, а також по довжині накладки, злиття деяких з них в робочих шарах під дією ослаблюючих змінних питомих навантажень, що спричиняють виникнення пластичних деформацій поверхневих і приповерхневих шарів диска і накладок, а також температурних градієнтів на них, зумовлених аперіодичним перебігом процесів нагрівання і вимушеного охолодження поверхневих і приповерхневих шарів з неоднаковим поперечним перерізом на дузі взаємного перекриття пар тертя і решти поверхонь диска;

- крихкий розрив диска, що відбувається, як правило, при великих термічних напруженнях, які виникають при позитивних чи негативних температурах навколишнього повітря; механічний розрив відбувається при 50...60 %-му зносі від його допустимої величини; інтенсифікується знос робочих поверхонь накладок, їх механічний розрив настає при 60...70 %-му зносі від товщини фрикційної накладки.

Оптимізація геометричних параметрів гальмівної колодки вимагає врахування таких вимог:

- гальмівна колодка повинна бути виготовлена з матеріалу, який має високу піддатливість, що забезпечить максимальні коефіцієнти взаємного перекриття в парах тертя «колодка-накладка» і «накладка-диск»;

На підставі вищевикладеного розглянемо проектний розрахунок гальмівних дисків.

4.3.2 Уплив експлуатаційних параметрів дисково-колодкового гальма на енергонавантаженість його дисків

Одним з основних конструктивних параметрів гальмівного диска є його товщина, яка визначає, в основному, його металомісткість та енергоемність.

Перенесення теплоти від поверхні контакту «бігова доріжка тертя диска - робоча поверхня накладки» в їхню глибину здійснюється пружними тепловими коливаннями електронів та іонів та тепловим рухом провідності. На початковій стадії фрикційної взаємодії відбувається нагрівання поверхневого шару, і фронт прогріву поширюється всередину контактуючих елементів тертя з деякою кінцевою швидкістю.

Тривалість дії теплового потоку при гальмуванні характеризується критерієм Фур'є

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{\delta}, \quad (4.24)$$

де α – коефіцієнт температуропровідності матеріалу елемента тертя; τ - час гальмування; δ - товщина елемента, що нагрівається.

У табл. 4.2 наведено параметр A' , розрахований для елементів тертя, виготовлених з різних матеріалів. Критерій Фур'є може бути визначений за формулою $Fo = 10^{-3} A \tau$.

Таблиця 4.2

Залежність параметра A' від товщини нагріваючого елемента

Матеріал елемента тертя	Параметр A' при глибині нагрівання, δ , мм						
	10	20	30	50	60	70	80
Сталь	114,0	28,5	12,667	4,560	3,167	2,327	1,781
Чавун	104,0	26,0	11,556	4,160	2,889	2,122	1,625
Композиція	4,0	1,0	0,444	0,160	0,111	0,0816	0,0625

У табл. 4.3 представлено результати розрахунків величин критерію Fo залежно від імпульсного і тривалого підведення теплоти до елемента тертя (гальмівного диска) різної товщини. Аналіз даних, наведених у табл. 4.3, дозволяє зробити такі висновки:

- при сталому коефіцієнті температуропровідності досліджуваних матеріалів і зміні часу імпульсного підведення теплоти до диска від 0,0002 до 0,014 с та його товщини від 10,0 до 80,0 мм критерій Фур'є за величиною змінився від $0,228 \cdot 10^{-4}$ до $0,0088 \cdot 10^{-6}$;

– при сталому коефіцієнті температуропровідності досліджуваних матеріалів і зміні часу тривалого підведення теплоти до диска від 2,0 до 14,0 с та його товщини від 10,0 до 80,0 мм критерій Фур'є за величиною змінювався від 0,228 до $0,088 \cdot 10^{-4}$.

За зміною величини критерію Fo підтверджена гіпотеза про те, що швидкість імпульсного підведення теплоти до пар тертя дисково-колодкового гальма в 10^4 разів є вищою, ніж тривалого.

Розглянемо взаємозв'язок експлуатаційних параметрів динамічної моделі дисково-колодкового гальма $f = \varphi(W_{mp}, p)$, $M_{\Gamma} = \varphi(W_{mp}, p)$ і $M_{\Gamma} = \varphi(K_{\epsilon z}, t_n)$. Проаналізуємо кожен з функціональних залежностей.

Згідно з рис. 4.5 а збільшення динамічного коефіцієнта тертя сприяє зростанню роботи тертя та імпульсних питомих навантажень.

У функціональній залежності $M_{\Gamma} = \varphi(W_{mp}, p)$ експлуатаційні параметри пов'язані безпосередньо через N (імпульсне нормальне притискне зусилля) і динамічний коефіцієнт тертя f , а також імпульсну силу тертя F_T . Окрім того, на величину гальмівного моменту M_{Γ} істотний вплив чинить середній радіус r_m бігової доріжки тертя гальмівного диска. Різне збільшення гальмівного моменту, що розвивається парами тертя дисково-колодкового гальма, пов'язане із зростанням роботи тертя, виконуваної його фрикційними вузлами, а також реалізованими ними питомими навантаженнями.

Функціональна залежність $M_{\Gamma} = \varphi(K_{\epsilon z}, t_n)$ є особливою, оскільки між M_{Γ} і t_n знаходиться $K_{\epsilon z}$. Коефіцієнт взаємного перекриття характеризує відношення фактичних площ взаємодії (безпосередніх і непрямих), від величини якого залежать імпульсні питомі навантаження (складова - імпульсне притискне зусилля), а також робота тертя W_{mp} . Збільшення останньої спричинює зростання поверхневої температури пар тертя. Збільшення $K_{\epsilon z}$ сприяє значному зростанню кількості зарядів (електронів та іонів) на фрикційних поверхнях вузлів тертя гальма. Отже, збільшення $K_{\epsilon z}$ сприяє підвищенню поверхневої температури t_n пар тертя при уповільненому зростанні гальмівного моменту.

Таблиця 4.3

Залежність критерію Фур'є від товщини елемента тертя при імпульсному (у чисельнику) і тривалому (у знаменнику) гальмуванні (помножений: у чисельнику на 10^{-4} , а в знаменнику – на 1,0)

Матеріал елемента тертя, що нагрівається	Час гальмування, τ_z , с	Критерій Фур'є (помножений: при імпульсному на 10^{-4} ; тривалому – на 1,0) при глибині нагрівання, δ , мм						
		10	20	30	50	60	70	80
Сталь	$\frac{0,0002}{2,0}$	0,228	0,057	0,025	0,009	0,006	0,005	0,004
	$\frac{0,0004}{4,0}$	0,456	0,114	0,051	0,018	0,013	0,009	0,007
	$\frac{0,0006}{6,0}$	0,684	0,171	0,076	0,027	0,019	0,014	0,011
	$\frac{0,0008}{8,0}$	0,912	0,228	0,101	0,036	0,025	0,019	0,014
	$\frac{0,0010}{10,0}$	1,140	0,285	0,127	0,046	0,032	0,023	0,018
	$\frac{0,0012}{12,0}$	1,368	0,342	0,152	0,055	0,038	0,028	0,021
	$\frac{0,0014}{14,0}$	1,596	0,399	0,177	0,064	0,044	0,033	0,025
Чавун	$\frac{0,0002}{2,0}$	0,208	0,052	0,023	0,008	0,006	0,004	0,003
	$\frac{0,0004}{4,0}$	0,416	0,104	0,046	0,017	0,012	0,008	0,007
	$\frac{0,0006}{6,0}$	0,624	0,156	0,069	0,025	0,017	0,013	0,010
	$\frac{0,0008}{8,0}$	0,832	0,208	0,092	0,033	0,023	0,017	0,013
	$\frac{0,0010}{10,0}$	1,040	0,260	0,116	0,042	0,029	0,021	0,016
	$\frac{0,0012}{12,0}$	1,248	0,312	0,139	0,050	0,035	0,025	0,020
	$\frac{0,0014}{14,0}$	1,456	0,364	0,162	0,058	0,040	0,030	0,023
Композиція	$\frac{0,0002}{2,0}$	0,008	0,002	0,00089	0,00032	0,00022	0,00016	0,00013
	$\frac{0,0004}{4,0}$	0,016	0,004	0,00178	0,00064	0,00044	0,00033	0,00025
	$\frac{0,0006}{6,0}$	0,024	0,006	0,00266	0,00096	0,00067	0,00049	0,00038
	$\frac{0,0008}{8,0}$	0,032	0,008	0,00355	0,00128	0,00089	0,00065	0,00050
	$\frac{0,0010}{10,0}$	0,040	0,010	0,00444	0,00160	0,00111	0,00082	0,00063
	$\frac{0,0012}{12,0}$	0,048	0,012	0,00533	0,00192	0,00133	0,00098	0,00075
	$\frac{0,0014}{14,0}$	0,056	0,014	0,00622	0,00224	0,00155	0,00114	0,00088

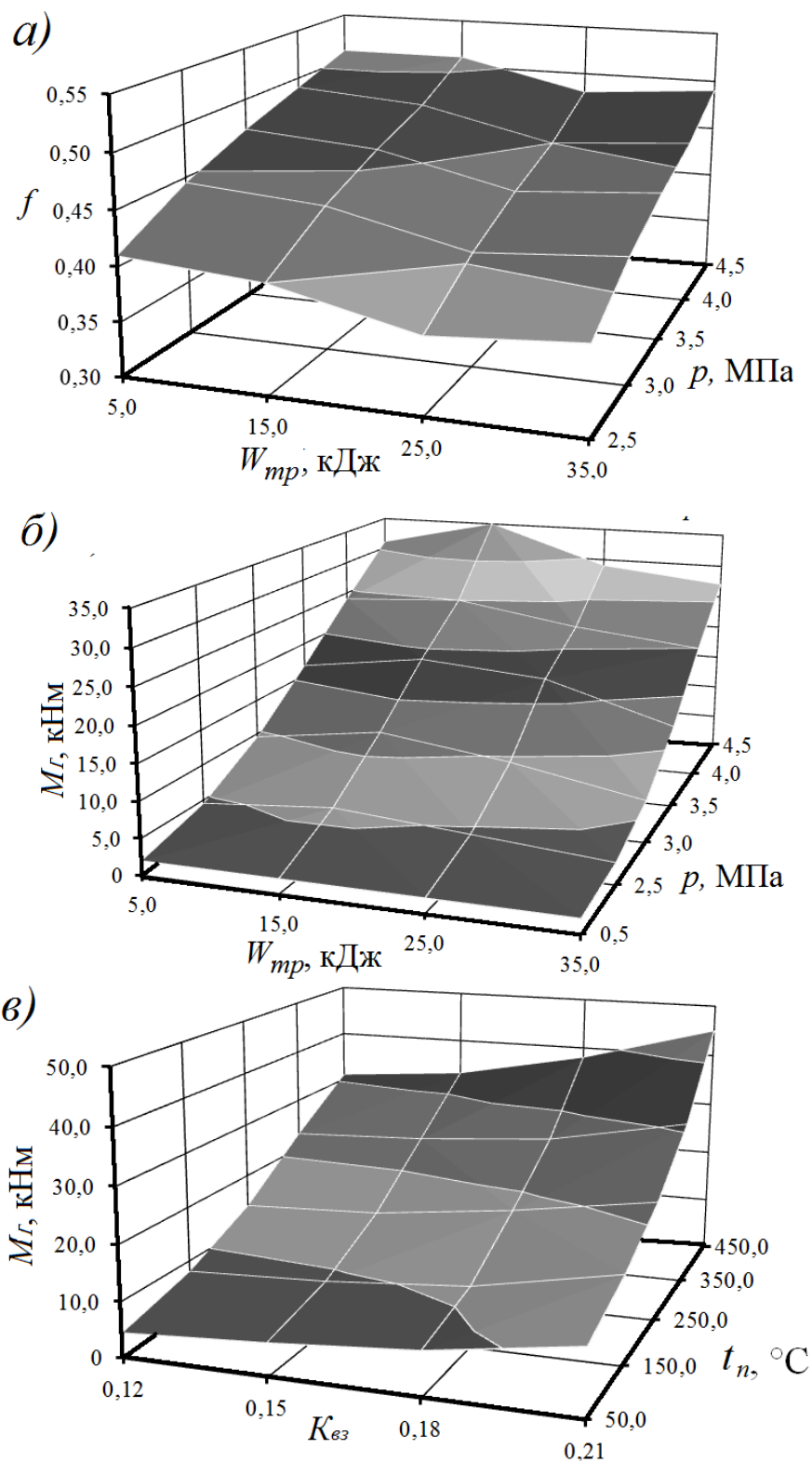


Рис. 4.5 а, б, в – Закономірності зміни: динамічного коефіцієнта тертя f (а) і гальмівного моменту (б і в) від роботи тертя $W_{тр}$ при різних значеннях імпульсних питомих навантажень p і коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя $K_{вз}$ при різних значеннях поверхневих температур t_n фрикційних вузлів динамічної моделі дискових гальм

Закономірність зміни питомих навантажень і гальмівного моменту в парах тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма від часу при екстремому та одиничному гальмуванні наведена в додатку Ж.

Наявність банку даних з експериментальних та конструктивних параметрів фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма дозволяє перейти до розгляду оптимізації конструктивних параметрів їх гальмівних дисків.

4.4 Визначення оптимальних конструктивних параметрів енергонавантажених гальмівних дисків

У модульних технологіях вирішальну роль відіграє проектний розрахунок конструктивних параметрів вузлів і деталей виробів. При цьому розрахунок повинен виконуватися з урахуванням критеріїв працездатності, до яких належать міцність, жорсткість, теплостійкість, довговічність і вібростійкість.

Етапи проектного розрахунку гальмівних дисків. На першому етапі проводиться визначення гальмівного моменту (M_{Γ}) залежно від типу фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма з:

обертним диском

$$M_{\Gamma} = f N r_m n', \quad (4.25)$$

де n' – число плоских колодок з накладками;

нерухомим корпусом

$$M_{\Gamma} = 2 f N r_m r_u n_u / (r_u \cdot \operatorname{tg} \alpha'), \quad (4.26)$$

де r_u, r_m – відстань від осі обертання до осі робочого циліндра і до осі кульки; n_u – число робочих циліндрів; α' – кут виїмки в рухомому диску;

обертним корпусом

$$M_{\Gamma} = 2 f N r_m r_u n_u / (r_u \cdot \operatorname{tg} \alpha' - f r_m), \quad (4.27)$$

щоб гальмівний пристрій не заклинило, повинна виконуватися умова $\operatorname{tg} \alpha' > f r_m / r_u$; зазвичай $\alpha' = 30 \dots 35^\circ$. Схеми дисково-колодкових гальм і розрахунки їх гальмівних моментів проілюстровані в додатку З.

На другому етапі визначають площу полірованої поверхні гальмівного диска, виходячи з умови, що коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя $K_{\text{вз}}$ дорівнює 0,1...0,2.

На третьому етапі визначають площу матової поверхні гальмівного диска, виходячи з величини відношення коефіцієнтів випромінювання $C_{\text{Лм}}$ матової поверхні до полірованої $C_{\text{Лп}}$, вона має дорівнювати відношенню площ цих поверхонь. У вигляді співвідношень отримуємо:

для дисково-колодкового гальма (гальмівні диски виготовлені з чавуну) при $C_{\text{Лм}}/C_{\text{Лп}} = 3,748/1,134 = 3,3$;

суцільний диск

$$A_{\text{м}} = A_{\text{п}} \cdot C_{\text{Лм}} / C_{\text{Лп}}; \quad (4.28)$$

самовентильований диск

$$\sqrt[3]{A_{\text{м}}} = A_{\text{п}} \cdot C_{\text{Лм}} / C_{\text{Лп}}; \quad (4.29)$$

На четвертому етапі за величиною співвідношення $\rho_R = R_2/R_1$, виходячи з умови, що $\rho_R = 0,6...0,8$, визначають величину радіуса R_2 з рівняння вигляду:

$$A_{\text{м}} = \pi \left(\frac{R_2}{\rho_R} - R_2 \right)^2 - A_{\text{п}}.$$

Після підстановки в R_2/ρ_R значення ρ_R отримуємо $R_2/\rho_R = (1,25...1,66) R_2$. В остаточному вигляді маємо:

$$A_{\text{м}} = (0,062 - 0,436)R_2^2 - A_{\text{п}} \text{ і маємо } R_2 = \frac{\sqrt{A_{\text{м}} + A_{\text{п}}}}{(0,062 - 0,436)}. \quad (4.30)$$

На п'ятому етапі знаходять товщину $\delta_{\text{д}}$ гальмівного диска, виходячи з умови мінімізації його металомісткості і підвищеної енергоємності.

Визначають товщину гальмівного диска за залежністю вигляду:

$$\delta_{\text{д}} = \sqrt{\frac{3p(R_1 - R_2)^2}{4[\sigma_t]}}, \quad (4.31)$$

де p – питомі навантаження в парах тертя, МПа; $[\sigma_t]$ – допустиме термічне напруження гальмівного диска, МПа.

У свою чергу, момент інерції гальмівного диска дорівнює:

$$I' = \frac{(R_1 - R_2)^3 \delta_{\text{д}}}{12}. \quad (4.32)$$

Масу гальмівного диска визначають за залежністю вигляду:

$$m_{\partial} = \pi \rho \delta_{\partial} (R_1 - R_2)^2, \quad (4.33)$$

де ρ – густина матеріалу гальмівного диска.

На шостому етапі оцінюють напружено-деформований стан гальмівного диска (при обчислених геометричних параметрах A_n , A_m , R_1 , R_2 і δ_{∂}) за раніше отриманими залежностями (2.35 – 2.38) (див. рис. 2.1).

Напруження і радіальне переміщення на внутрішньому контурі диска ($r=a$; $y=1$) дорівнюють:

$$\sigma_{ar} = 0; \quad \sigma_{a\theta} = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2\alpha'^2}{\alpha'^2 - 1} \right);$$

$$\Delta_a = a \beta_t \left[\frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right) + t_b \right].$$

Напруження і радіальне переміщення на зовнішньому контурі диска ($r=b$; $y=\alpha$):

$$\sigma_{br} = 0; \quad \sigma_{b\theta} = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right);$$

$$\Delta_b = b \beta_t \left[\frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right) + t_b \right].$$

На сьомому етапі уточнюють геометричні параметри гальмівного диска, використовуючи елементи теорії геометричного програмування, що включають в себе цільову функцію. Ця функція мінімізує негативні фактори-вартості: гальмівного диска ($c_{\partial 1}$) і викликані виникненням на його робочій поверхні і по товщині диска термічних напружень ($c_{\partial 2}$)

$$c = c_{\partial 1} + c_{\partial 2}. \quad (4.34)$$

Всі сім етапів методу визначення геометричних параметрів дисків дисково-колодкових гальм піднімально-транспортних машин (додаток К) та транспортних засобів реалізуються в запропонованому алгоритмі розрахунку.

Визначимо конструктивні параметри гальмівного диска за допомогою елементів теорії геометричного програмування [87, 100]. Після перевірки на

існування оптимальної величини мінімізованого моменту інерції гальмівного диска переходимо до подання в канонічному вигляді цільової функції-позинома $g(D_1, D_2, \delta_\theta)$, який мінімізує масу диска і виникнення в його ободі термічних напружень.

$$g(D_1 - D_2, \delta_\theta) = C_1(D_1 - D_2)^{a_{11}} \delta_\theta^{a_{12}} + C_2(D_1 - D_2)^{a_{21}} \delta_\theta^{a_{22}} \rightarrow \min, \quad (4.35)$$

де $C_1(D_1 - D_2)^{a_j} \delta_\theta^{a_2}$ и $C_2(D_1 - D_2)^{a_3} \delta_\theta^{a_4}$ - мономи, які мінімізують масу гальмівного диска і виникнення в його ободі термічних напружень; C_1, C_2 – коефіцієнти мономів; $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}$ – показники ступеня мономів (перший індекс вказує на порядковий номер моному, другий - на незалежну змінну).

Для визначення невідомих коефіцієнтів і показників ступеня запишемо залежності, що визначають вплив маси і термічних напружень диска на його конструктивні параметри:

$$C_1(D_1 - D_2)^{a_{11}} \delta_\theta^{a_{12}} = \pi \rho \delta_\theta (D_1 - D_2)^2, \quad (4.36)$$

де a_{11} – ваговий коефіцієнт, який враховує мінімізацію маси гальмівного диска.

Залежність для визначення впливу термічних напружень, що виникають в гальмівному диску, має вигляд:

$$C_2(D_1 - D_2)^{a_{21}} \delta_\theta^{a_{22}} = \frac{a_2 \beta_t E (t_{n2} - t_{n1})}{(1 - \mu^2)}, \quad (4.37)$$

де a_2 – ваговий коефіцієнт, який враховує вплив термічних напружень; β_t, E, μ – температурний коефіцієнт лінійного розширення, модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу ободу гальмівного диска; t_{n1}, t_{n2} – поверхневі температури доріжки тертя диска до і після гальмування.

Різницю температур на поверхні ободу шківів визначаємо за умови, що вся робота тертя на доріжці диска перетворюється на теплову енергію. Остання акумулюється в тілі диска і визначається за допомогою залежності:

$$\Delta E_{uu} = M_\Gamma \alpha_{ТП} \omega \Delta \tau, \quad (4.38)$$

де M_Γ – гальмівний момент, що розвивається фрикційними вузлами гальма; ω – кутова швидкість гальмівного диска; $\Delta \tau$ – інтервал часу гальмування; $\alpha_{ТП}$ – коефіцієнт розподілу теплових потоків між елементами тертя гальма.

Гальмівний момент M_T визначаємо по залежностях (4.25)-(4.27) для різних типів фрикційних вузлів гальма.

Різниця температур на робочій поверхні диска дорівнює:

$$(t_{n2} - t_{n1}) = \frac{\Delta E_{\text{ш}}}{cm_{\delta}} = \frac{\pi p f \alpha_{\text{ТП}} D_1^2 \omega \Delta \tau}{4 \pi c \rho \delta_{\delta} (D_1 - D_2)^2}. \quad (4.39)$$

Підставивши (4.39) у (4.37), отримуємо:

$$C_2 (D_1 - D_2)^{a_{21}} \delta_{\delta}^{a_{22}} = \frac{a_2 \beta_t E p f \alpha_{\text{ТП}} D_1 \omega \Delta \tau}{4(1 - \mu^2) c \rho \delta_{\delta} (D_1 - D_2)^2}. \quad (4.40)$$

Після підстановки (4.40) у (4.35) залежність для визначення цільової функції набуває вигляду:

$$g(D_1 - D_2, \delta_{\delta}) = C_1 (D_1 - D_2) \delta_{\delta}^2 + C_2 (D_1 - D_2) \delta_{\delta}^{-1} \rightarrow \min. \quad (4.41)$$

Коефіцієнти мономів визначаються з таких виразів:

$$C_1 = a_1 \pi p n_2 (D_1 - D_2); \quad (4.42) \quad C_2 = \frac{a_2 \beta_t E p f \alpha_{\text{ТП}} (D_1 - D_2) \omega \Delta \tau}{2(1 - \mu^2) c \rho}. \quad (4.43)$$

На параметри оптимізації додатково накладається обмеження - реалізований необхідний гальмівний момент. При цьому повинна дотримуватися умова, що сумарний гальмівний момент, який розвивається фрикційними вузлами гальма, не менший за необхідний гальмівний момент.

Необхідний гальмівний момент для транспортного засобу визначається, як відомо, за залежністю:

$$M_{\min} = 1,05 G_a j_c r_{\delta}, \quad (4.44)$$

де: 1,05 - коефіцієнт запасу; G_a - повна маса транспортного засобу; j_c - регламентоване сповільнення для даної категорії транспортних засобів; r_{δ} - динамічний радіус колеса.

Сумарний гальмівний момент, який розвивається гальмами транспортного засобу, дорівнює:

$$\sum M_T = \frac{2M_T}{1 - \gamma'} = \frac{f r_T p n}{2(1 - \gamma')}, \quad (4.45)$$

де: γ' - коефіцієнт розподілу гальмівних сил між мостами транспортного засобу.

Отже, умова створення необхідного гальмівного моменту виконується, коли сумарний гальмівний момент не менший за необхідний гальмівний момент. Порівнявши вирази (4.43) і (4.44), отримали:

$$c' = \frac{2,1(1-\gamma')G_a j_c r_\delta}{fnp\delta_\delta} \leq 1. \quad (4.46)$$

Система для визначення цільової функції доповниться рівнянням $c' = C_3 \delta_\delta^{-1} (D_1 - D_2)^2 \leq 1$.

При вирішенні завдання оптимізації змінними є зовнішній діаметр D_1 і товщина гальмівного диска δ_δ , кількість сталих членів дорівнює 3.

Порівнявши вирази (4.42) і (4.43) і після визначення ширини гальмівного диска $(D_1 - D_2)$, отримали:

$$g_1(D_1 - D_2, \delta_\delta) = \frac{2K_\delta j_c G_a}{fp\beta_t n_2 (D_1 - D_2)^2 \delta_\delta} \leq 1, \quad (4.47)$$

де K_δ - коефіцієнт безпеки гальма.

Цільова функція - позином доповнюється мономом

$$g_1(D_1 - D_2, \delta_\delta) = C_3 \delta_\delta^{-1} (D_1 - D_2)^2 \leq 1. \quad (4.48)$$

Коефіцієнт C_3 монома дорівнює:

$$C_3 = \frac{2K_\delta a_c G_a l}{fp\beta_t n_2}. \quad (4.49)$$

Отже, отримали завдання геометричного програмування з обґрунтованими обмеженнями.

Визначаємо ступінь складності поставленого завдання геометричного програмування DOD (degree of difficulty).

$$DOD = n_m - (m_{ind} + 1), \quad (4.50)$$

де n_m – сумарне число мономів: m_{ind} – число незалежних змінних. Записуємо матрицю експонент:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 2 \\ 1 & -1 \\ -2 & -1 \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

Координатами вектора коефіцієнтів позиномів є:

$$C = (C_1; C_2; C_3). \quad (4.52)$$

Наведемо залежність для знаходження максимуму до двоїстої функції:

$$v(w) = \left(\frac{C_1}{w_1}\right)^{w_1} \left(\frac{C_2}{w_2}\right)^{w_2} \left(\frac{C_3}{w_3}\right)^{w_3} w_3^{w_3} \rightarrow \max, \quad (4.53)$$

де w_1, w_2, w_3 – двоїсті змінні.

Двоїсті змінні визначаються за допомогою розв'язку системи рівнянь (умови нормальності й ортогональності):

$$\begin{cases} w_1 + w_2 = 1; \\ w_1 + w_2 - 2w_3 = 0; \\ 2w_1 + w_2 - w_3 = 0; \\ w_i > 0, i=1,2,3. \end{cases} \quad (4.54)$$

При цьому в (4.54) $w_1 = w_2 = w_3 = 0,5$.

Згідно з основною теоремою двоїстості

$$v(w)_{\max} = g(D_1 - D_2, \delta_\partial)_{\min} = 2C_1^{\frac{1}{2}}C_2^{\frac{1}{2}}C_3^{\frac{1}{2}}. \quad (4.55)$$

Мономи з (4.53) і (4.54) визначаються з виразів:

$$\begin{cases} C_1(D_1 - D_2)\delta_\partial^2 = w_1 g(D_1 - D_2, \delta_\partial)_{\min}; \\ C_2(D_1 - D_2)\delta_\partial^{-1} = w_2 g(D_1 - D_2, \delta_\partial)_{\min}; \\ C_3(D_1 - D_2)\delta_\partial^{-2} = w_3 g(D_1 - D_2, \delta_\partial)_{\min}. \end{cases} \quad (4.56)$$

Після підстановки (4.55) у (4.56) величини параметрів оптимізації визначаються із системи рівнянь:

$$\begin{cases} \delta_\partial = C_2^{\frac{1}{2}}C_1^{-\frac{1}{2}}; \\ D_1 = C_3^{\frac{1}{2}}C_2^{-\frac{1}{2}}; \\ (D_1 - D_2) = n_2 \delta_\partial. \end{cases} \quad (4.57)$$

Після підстановки рівнянь (4.54), (4.55) і (4.56) у систему (4.57) отримуємо оптимальні параметри ободу гальмівного диска:

$$\delta_{\partial} = \left(\frac{a_2 \beta_t E p f \alpha_{III} \omega \Delta \tau}{2(1 - \mu^2) c \rho^2 a_1 \pi n_2} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.58)$$

$$D_1 = \left(\frac{4K_{\delta} j_c G_a l (1 - \mu^2) c \rho}{f^2 p^2 \beta_t n_2 a_2 E \alpha_{III} \omega_T \Delta \tau} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.59)$$

$$D_1 - D_2 = \left(\frac{a_2 \beta_t E p f \alpha_{III} \omega \Delta \pi_2^2}{2(1 - \mu^2) c \rho^2 a_1 \pi} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.60)$$

Конструкція гальмівного диска з оптимізованими геометричними параметрами повинна відповідати певним вимогам. Перевірка на відповідність їм виконана в раніше представлених етапах розрахунку.

4.5 Особливості алгоритму, програма розрахунку і результати обчислень конструктивних параметрів гальмівних дисків

Метод визначення конструктивних параметрів гальмівних дисків дисково-колодкових гальм відрізняється від вищенаведених уточненням з використанням елементів теорії геометричного програмування. Ця теорія включає в себе цільову функцію, яка мінімізує негативні фактори вартості гальмівного диска ($c_{\partial 1}$) і умови виникнення на його робочій поверхні термічних напружень ($c_{\partial 2}$)

$$c = c_{\partial 1} + c_{\partial 2}, \quad (4.61)$$

де

$$c_{\partial 1} = C_1 \delta_{\partial}^2 (n_1 D_1 - n_2 \delta_{\partial}); \quad (4.62) \quad c_{\partial 2} = C_2 \left[\delta_{\partial}^2 (n_1 D_1 - n_2 \delta_{\partial})^{-1} \right]; \quad (4.63)$$

$$C_1 = a_1 \pi p (D_1 - D_2); \quad (4.64) \quad C_2 = \frac{a_2 \beta_t E k M_T \omega \tau}{2 S_0 \pi c \rho (1 - \mu^2)}; \quad (4.65)$$

де a_1 , a_2 , β_t – коефіцієнти: вагові й температурний лінійного розширення матеріалу гальмівного диска; k – коефіцієнт, що враховує частину акумульованої гальмівним диском енергії в процесі гальмування; ω – кутова швидкість гальмівного диска перед початком гальмування, с^{-1} ; τ – час

гальмування, $\tau = \sqrt{2S / j_{cp}}$, с; S – гальмівний шлях транспортного засобу, м; j_{cp} – середнє сповільнення за час гальмування, м/с²; S_0 – кількість пар тертя гальма; c – теплоємність матеріалу гальмівного диска, Дж/К.

Записавши умову:

$$c = c_1 \cdot \delta_\theta^2 (n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot \delta_\theta) + c_1 [\delta_\theta^2 (n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot \delta_\theta)^{-1}] \rightarrow \min, \quad (4.66)$$

отримуємо залежності для визначення конструктивних параметрів гальмівного диска:

$$D_1 = c_3 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2}{a_1} \frac{\beta_t \cdot E \cdot k \cdot M_T \cdot \omega \cdot \tau (1 - \mu^2)}{2S_0 \cdot c}}; \quad (4.67)$$

$$D_1 - D_2 = c_4 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2}{a_1} \frac{\beta_t \cdot E \cdot k \cdot M_T \cdot \omega \cdot \tau}{2S_0 \cdot c (1 - \mu^2)}} \sqrt{\frac{4\sigma_t}{3[p]}}; \quad (4.68)$$

$$\delta_\theta = c_5 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2}{a_1} \frac{\beta_t \cdot E \cdot k \cdot M_T \cdot \omega \cdot \tau}{2S_0 \cdot c (1 - \mu^2)}}, \quad (4.69)$$

де c_3, c_4, c_5 – коефіцієнти, що враховують зв'язок між експлуатаційними параметрами гальмівних дисків.

Приклад перевірки на відсутність самозаклинювання пар тертя дисково-колодкового гальма наведено в додатку Л.

Згідно з наведеною послідовністю проектного і перевірного розрахунків гальмівних дисків розроблено алгоритм визначення їх конструктивних параметрів (рис. 4.6), на основі якого створено програму з використанням мови програмування DELPHI.

Розглядаючи характеристики і конструктивні параметри елементів тертя гальмівного вузла динамічної моделі, бачимо, що оптимальним є гальмівний диск з діаметром $D_1=0,40$ м, товщиною $\delta_\theta=0,0421$ м і шириною $D_1-D_2=0,219$ м (рядок 1, табл. 4.4). При таких розмірах досягається зниження оберальної маси η на 14,9 %. При використанні фрикційних накладок з коефіцієнтом тертя $f=0,48$ оптимальним є диск з $D_1=0,40$ м, товщиною $\delta=0,0401$ м і шириною $D_1-D_2=0,207$ м; $\eta=23,5$ % (рядок 2, табл. 4.4). Розглянуті варіанти вказують на

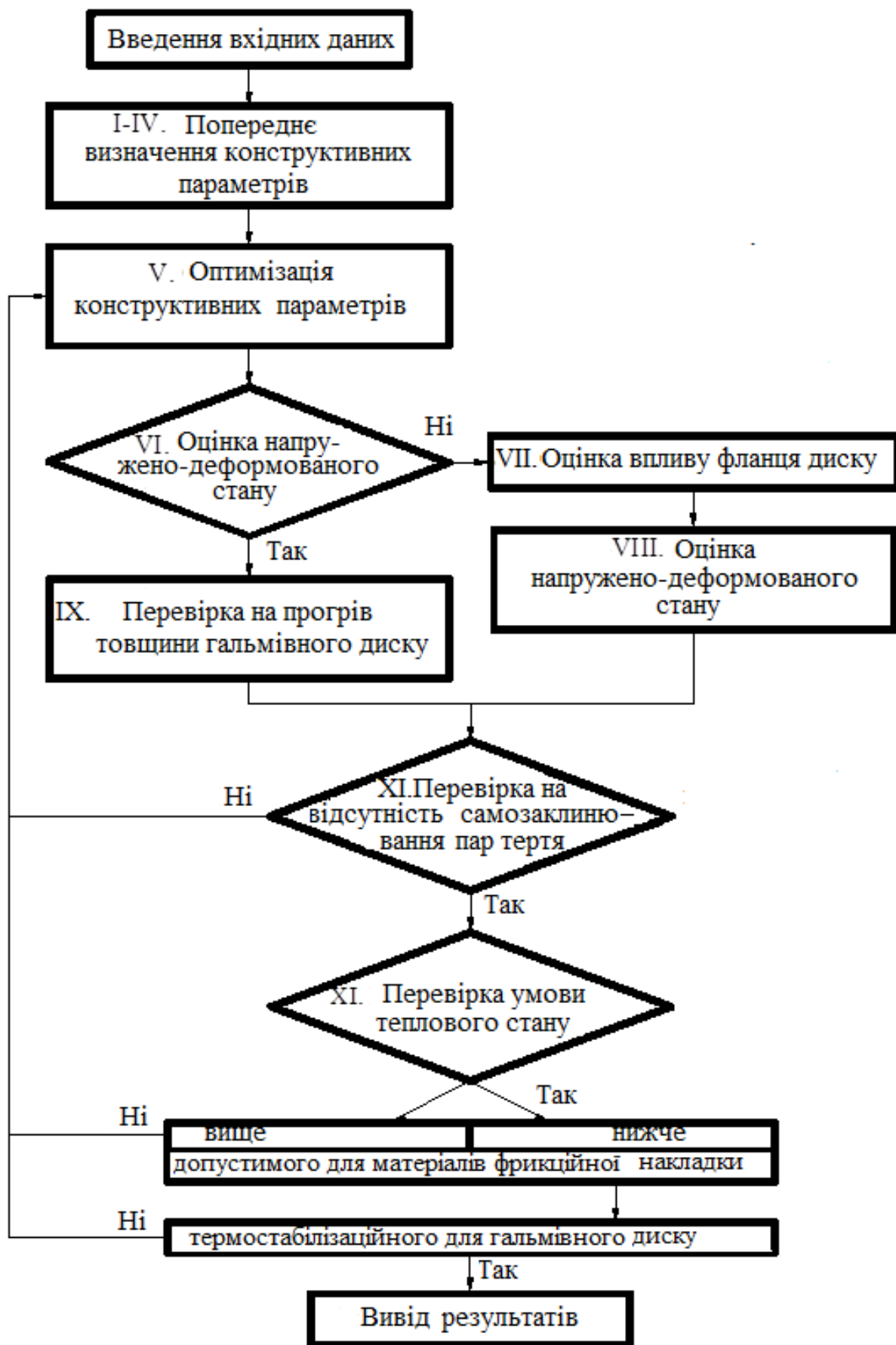


Рис. 4.6 – Алгоритм визначення конструктивних параметрів дисків дисково-колодкового гальма

Таблиця 4.4

Результати оптимізованих розрахунків переднього гальмівного механізму динамічної моделі

№ п/п	Повна маса, т	Динамічний коефіцієнт тертя	Зведене зусилля (кН) в гальмівних механізмах		Коефіцієнт розподілу гальмівного моменту	Питомі навантажен ня (МПа) в парах тертя ГМ *		Коефіцієнт запасу гальмівного моменту	Оптимізовані параметри обода гальмівного диска (м) при різних зовнішніх діаметрах						Зниження обертальної маси,%	
			передньому	задньому		переднього	заднього		постійному			змінному				
									D_1	δ	D_1-D_2	D_1	δ	D_1-D_2		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	8,0	0,42	7,9	5,35	0,41	4,09	1,32	1,0	0,40	0,0421	0,219	-	-	-	14,9	-
2		0,48		5,35	0,41	4,0	1,32	1,0		0,0401	0,207	-	-	-	23,5	-
3		0,42		5,35	0,41	4,09	1,32	1,05		0,0478	0,229	-	-	-	6,7	-
4		0,48		5,35	0,41	4,0	1,32	1,05		0,0421	0,218	0,42	0,0385	0,20	15,0	25,0
5		0,42		7,9	0,5	4,1	1,95	1,3		0,046	0,24	-	-	-	0	-
6		0,48		7,9	0,5	4,0	1,75	1,3				-	-	-		-
7		0,42		5,35	0,41	4,1	1,32	1,1				-	-	-		-
8		0,48		5,35	0,41	4,0	1,19	1,14				-	-	-		-

Продовження таблиці 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
9	8,4	0,42	7,9	5,35	0,41	4,09	1,32	1,0	0,40	0,046	0,24	-	-	-	0	-	
10	8,4	0,48		5,35	0,41	4,09	1,32	1,14				-	-	-		-	
11	8,0	0,42		6,63	0,46	4,1	1,63	1,21				0,42	0,0385	0,200		24,9	
12	7,6	0,48	7,9 (7,2)	6,63 (6,0)	0,46	1,0	1,47	1,25					0,0418	0,218		12,5	
13	8,49	0,42	7,9	6,63	0,46	1,09	1,63	1,09					0,0422	0,219		10,6	
14	8,49	0,48	7,9	6,63	0,46	1,0	1,63	1,25					0,0431	0,222		7,9	
15	7,6	0,42	10,0 (8,2)	6,63 (5,5)	0,40	1,28	1,48	1,13					0,0427	0,221		8,9	
16	7,6	0,48	10,0 (7,2)	6,63 (4,8)	0,40	1,09	1,29	1,13					0,0423	0,219		10,6	
17	9,4	0,42	10,0	6,63	0,40	1,39	1,63	1,13					0,0428	0,220		9,0	
18	10,7	0,48	10,0	6,63	0,40	1,39	1,63	1,13				0,44	0,0391	0,202		20,0	
19	7,6	0,42	11,7 (8,2)	6,63 (4,7)	0,36	1,14	1,14	1,06				0,42	0,0428	0,220		9,0	
20	7,6	0,48	11,7 (7,2)	6,63 (4,1)	0,36	1,0	1,0	1,06								9,0	
21	10,9	0,42	11,7	6,63	0,36	1,63	1,63	1,07								8,7	
22	12,5	0,48	11,7	6,63	0,36	1,63	1,63	1,06								8,7	

Примітка: *ГМ – гальмівний механізм

те, що при коефіцієнті запасу гальмівного моменту $K_3=1,0$ регламентоване сповільнення транспортного засобу не забезпечується.

Визначимо оптимальні конструктивні параметри диска при $K_3=1,05$. При $f=0,42$ (рядок 3, табл. 4.4) отримуємо: $D_1=0,40$ м, $\delta_o=0,0478$ м, $D_1-D_2=0,229$ м, $\eta=6,7\%$. При збільшенні коефіцієнта тертя до $f=0,48$ (рядок 4, табл. 4.4) маємо: $D_1=0,40$ м, $\delta_o=0,0421$ м, $D_1-D_2=0,218$ м, $\eta=15,0\%$. При збільшенні зовнішнього діаметра диска до $D_1=0,42$ м досягається зниження обертових мас на $25,0\%$ при $\delta_o=0,0385$ м і $D_1-D_2=0,2$ м.

У зв'язку з тим, що вимоги до ефективності дисково-колодкових гальм транспортних засобів постійно підвищуються, при проектуванні гальмівного механізму рекомендується приймати $K_3=1,3\dots 1,5$. Розглянемо випадок при $K_3=1,3$ (рядки 5 і 6, табл. 4.4), коли коефіцієнт γ' розподілу гальмівних моментів по осях транспортного засобу досягає $0,5$, що призводить до перевищення допустимих питомих навантажень на поверхнях тертя переднього гальмівного механізму.

Виходячи з існуючих конструктивних параметрів гальмівного диска з урахуванням повної маси транспортного засобу, умова $K_3=1,3$ не виконується. У даному випадку необхідно збільшити діаметр диска і, як наслідок, площу взаємодії пар тертя в передньому гальмі. Окрім того, обчислена величина $\gamma'=0,5$ не відповідає теоретичному значенню, тому необхідно регулювати розподіл гальмівних сил між осями транспортного засобу.

Визначимо коефіцієнти запасу гальмівних моментів для різних привідних зусиль у гальмівних механізмах при збільшенні повної маси транспортного засобу (див. табл. 4.4). Умовою забезпечення максимального коефіцієнта запасу гальмівного моменту відповідають дані, наведені в рядках 11, 12 і 13. Умовою забезпечення максимального збільшення повної маси транспортного засобу відповідають рядки 21 і 22. При врахуванні відразу двох зазначених умов необхідно оперувати рядками 14, 17 і 18.

На цьому визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмівних дисків завершується. Виконаємо порівняльну оцінку експлуатаційних параметрів серійних й удосконалених фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм.

4.6 Метод оцінки енергетичної навантаженості пар тертя дисково-колодкових гальм шахтної піднімальної машини

Проаналізуємо можливості використання енергетичної навантаженості динамічної моделі дисково-колодкових гальм стосовно модульних дисково-колодкових гальм шахтної піднімальної машини. Для останньої розглянуто двоступеневу систему керування модульним дисково-колодковим гальмом з експлуатаційними параметрами роботи його пар тертя, наведеними у підрозділі 1.5

Особливістю підходу до енергетичної оцінки модульних дисково-колодкових гальм шахтних підйомних машин є те, що в них превалює маса вантажу над швидкістю його підйому і, отже, над швидкістю ковзання фрикційній взаємодії пар тертя гальма. У той же час у будь-яких транспортних засобах, обладнаних дисково-колодковими гальмами, превалює їх швидкість руху над навантаженням від ваги, що припадає на передню вісь транспортного засобу. Виходячи з вищевикладеного вважаємо, що метод оцінки енергонавантаженості пар тертя модульного дисково-колодкового гальма повинен базуватися на характеристиках потужності фрикційної взаємодії та моменту вузла гальма, виходячи з їх еквівалентності, зазначеним характеристикам динамічним моделям дисково-колодковим гальмах транспортним засобам.

Складовими характеристики потужності дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини є: вага (G_e , кН) вантажу, що піднімається і швидкість (V_n , м/с) його підйому. Складовими моментної характеристики дисково-колодкового гальма є: нормальне притискне зусилля (N , кН), питомі

навантаження (p , МПа) в зоні контакту і динамічний коефіцієнт тертя f при фрикційній взаємодії пар тертя гальм, середній радіус R_{cp} бігової доріжки тертя.

Технічні характеристики підйомних машин наведено в додатку М.

Аналіз отриманих графічних залежностей (рис. 4.7 *а, б, в, г* і 4.8 *а, б, в, г*), які стосуються характеристики потужності пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини на I-ій і II-ій стадії керування їх фрикційними вузлами, дозволив встановити таке:

- потужність для фрикційних вузлів модульного дисково-колодкового гальма на I-ій стадії їх керування коливається від 0,8 до 2,8 МВт при регульованому дискретному запобіжному гальмуванні з наступним вмиканням окремих незалежних гальм (або їх груп) при рекомендованому їх числі не менше шести - восьми;

- при середній вазі вантажу $G_e = 300,0$ кН, який піднімається із середньою швидкістю 11,0 м/с, число пар тертя гальм становить 3...5, що гарантує безпечну роботу фрикційних вузлів групи гальм на зазначеному режимі;

- потужність для фрикційних вузлів модульного дисково-колодкового гальма на II-ій стадії їх керування коливається від 0,8 до 7,0 МВт при регульованому дискретному запобіжному гальмуванні з наступним вмиканням окремих незалежних гальм (або їх груп) при рекомендованому їх числі, яке має бути не менше шести - шістнадцяти;

- при середній вазі вантажу $G_e = 300,0$ кН, який піднімається із середньою швидкістю 11,0 м/с, кількість незалежних пар тертя гальм становить 6...11, що гарантує безпечну роботу фрикційних вузлів групи гальм на зазначеному режимі.

Аналіз отриманих графічних залежностей (рис. 4.9 *а, б, в, г* і 4.10 *а, б, в, г*), які стосуються моментної характеристики пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини на I-ій і II-ій стадії гальмування і керування їх фрикційними вузлами, дозволив встановити таке:

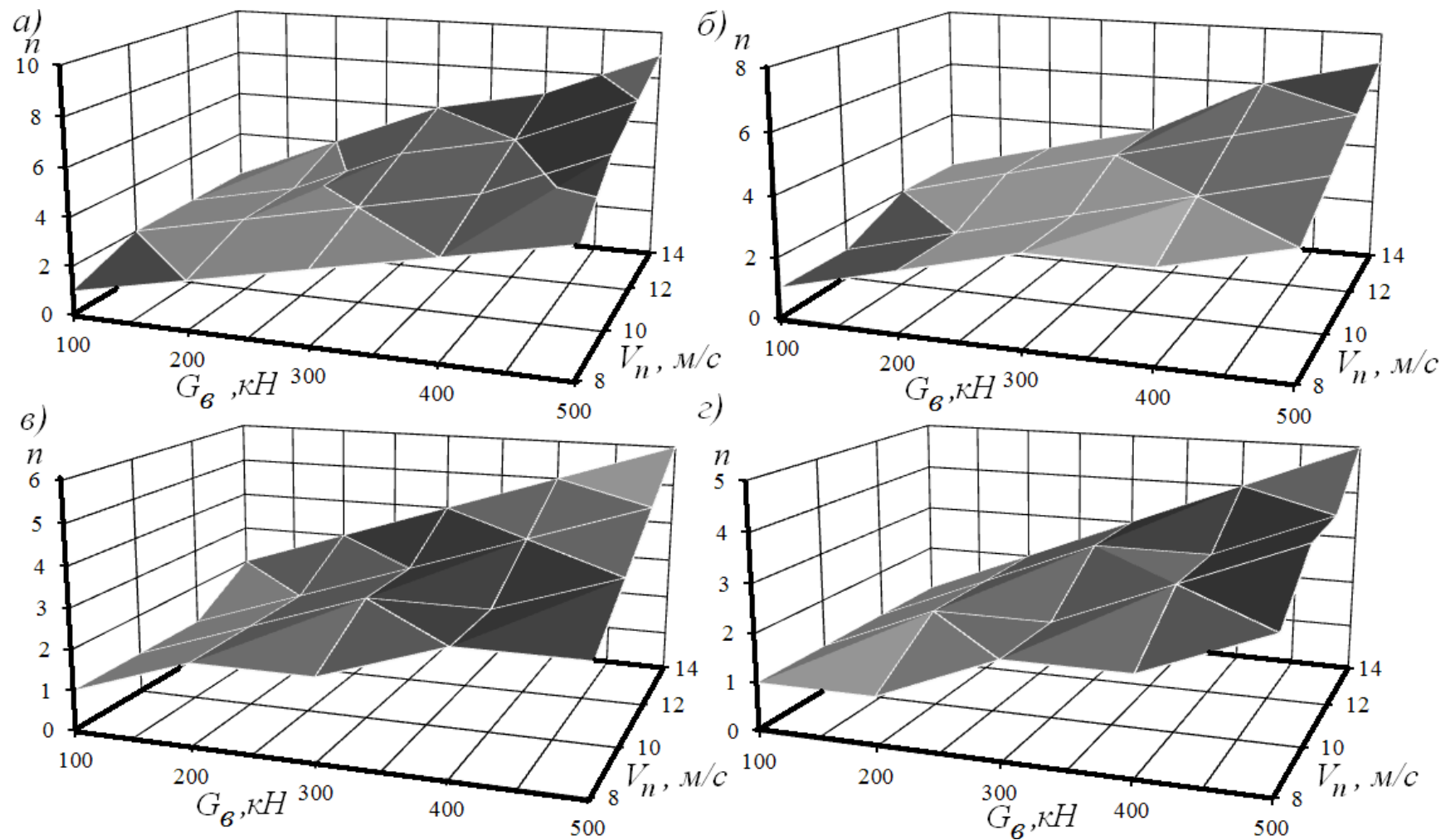


Рис. 4.7 а, б, в, з – Закономірності зміни кратності n гальмівного зусилля при оцінці за потужністю від швидкості V_n підйому вантажу вагою G_θ на I-й ступені керування модульним дисково-колодковим гальмом шахтної піднімальної машини при порівнянні з передніми дисково-колодковими гальмами динамічної моделі вагою $G_m = 26,7$ кН при різних швидкості руху: а - $V_m = 12,0$ м/с; б - $V_m = 16,0$ м/с; в - $V_m = 20,0$ м/с; з - $V_m = 24,0$ м/с

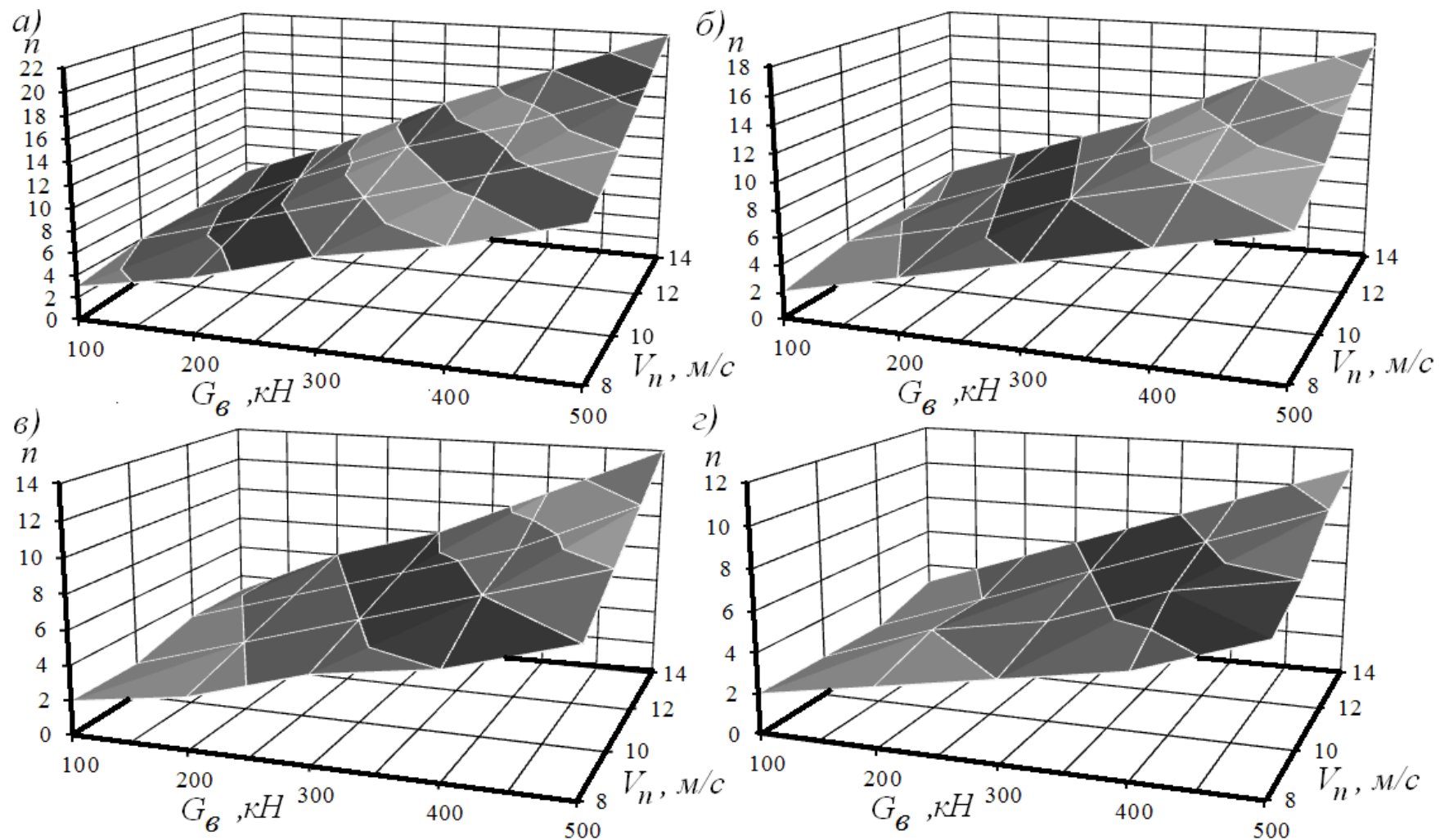


Рис. 4.8 а, б, в, з – Закономірності зміни кратності n гальмівного зусилля при оцінці за потужністю від швидкості V_n підйому вантажу вагою G_θ на II-ій ступені керування модульним дисково-колодковим гальмом шахтної піднімальної машини при порівнянні з передніми дисково-колодковими гальмами динамічної моделі вагою $G_m = 26,7$ кН при різній швидкості руху: а - $V_m = 12,0$ м/с; б - $V_m = 16,0$ м/с; в - $V_m = 20,0$ м/с; з - $V_m = 24,0$ м/с

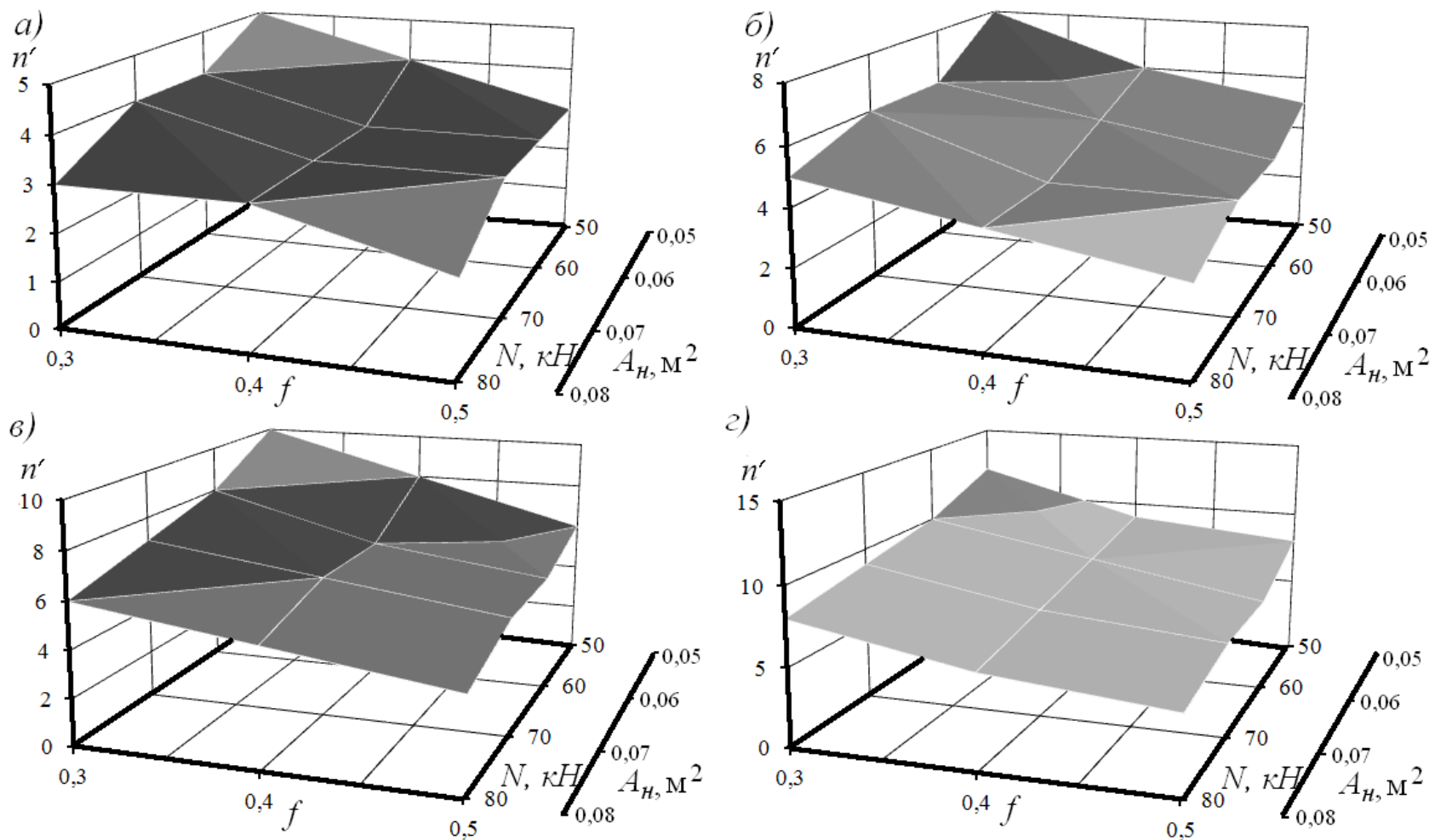


Рис. 4.9 *а, б, в, з* – Закономірності зміни кратності n' гальмівного зусилля при моментній оцінці від притисного зусилля N в парах тертя, площі фрикційної накладки A_n (при питомих навантаженнях 1,0 МПа) і динамічного коефіцієнта тертя f , що розвивається на середньому радіусі бігової доріжки тертя диска ($R_{cp} = 1,825$ м) на I-ій ступені керування модульним дисково-колодковим гальмом шахтної піднімальної машини, при вазі вантажу: *а* – $G_g = 200$ кН; *б* – $G_g = 300$ кН; *в* – $G_g = 400$ кН; *з* – $G_g = 500$ кН

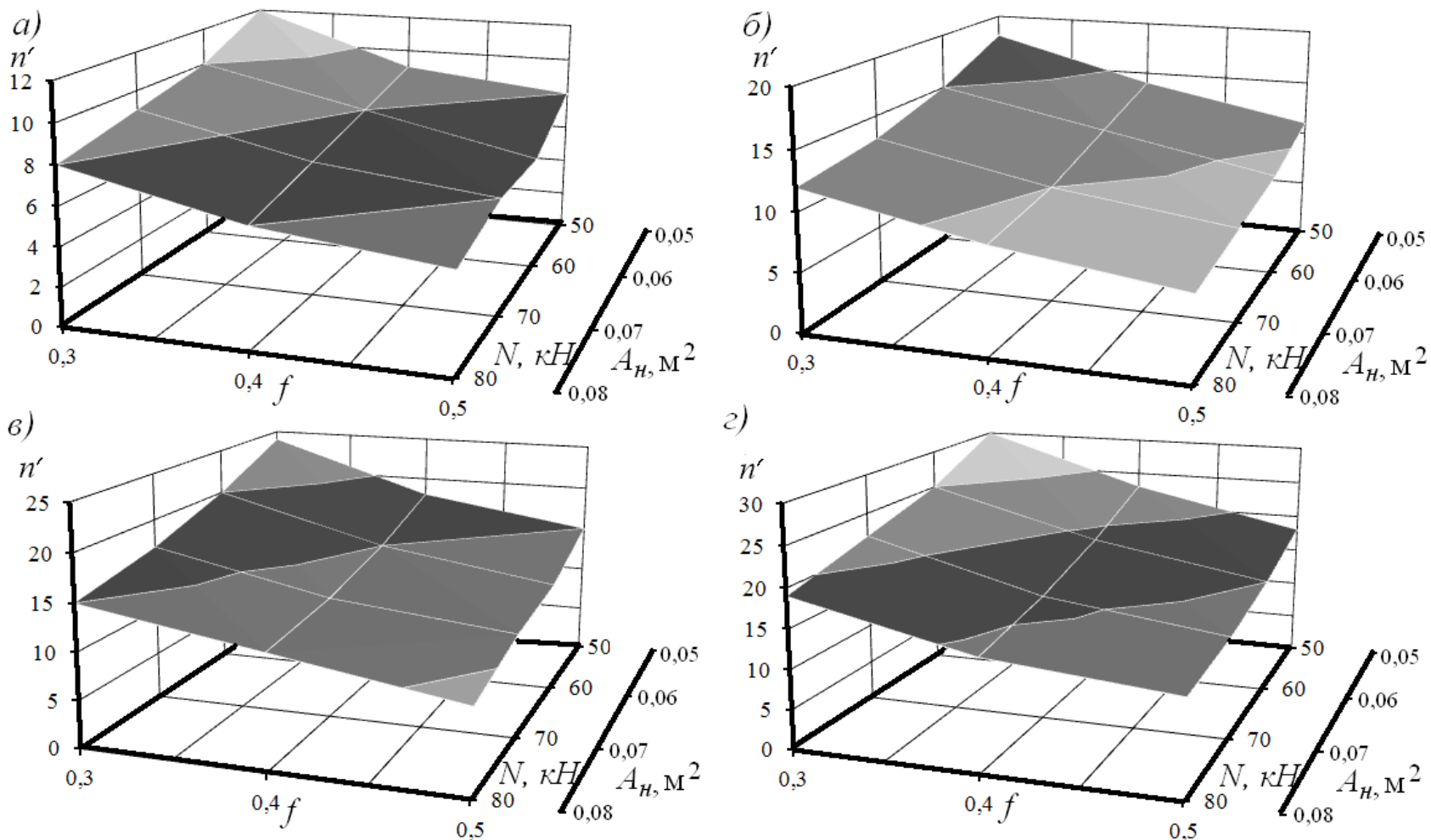


Рис. 4.10 а, б, в, г – Закономірності зміни кратності n' гальмівного зусилля при моментній оцінці від притискного зусилля N в парах тертя, площі фрикційної накладки A_n) (при питомих навантаженнях 1,0 МПа) і динамічного коефіцієнта тертя f , що розвивається на середньому радіусі бігової доріжки тертя диска ($R_{cp} = 1,825$ м) на II-ій ступені керування модульним дисково-колодковим гальмом шахтної піднімальної машини, при вазі вантажу: а – $G_g = 200$ кН; б – $G_g = 300$ кН; в – $G_g = 400$ кН; г – $G_g = 500$ кН

- моментна характеристика для фрикційних вузлів модульного дисково-колодкового гальма на I-ій стадії їх керування коливається від 27,38 кНм до 29,2 кНм при регульованому дискретному запобіжному гальмуванні з наступним вмиканням окремих незалежних гальм (або їх груп) при рекомендованому їх числі, яке має бути не менше шести - восьми;

- при середній вазі вантажу $G_e = 350,0$ кН, який піднімається із середнім зусиллям притискання робочих поверхонь фрикційних накладок до дискового ободу, який має середній радіус бігової доріжки тертя $R_{cp} = 1,825$ м канатного барабана, яке становить $N = 65,0$ кН, при середньому динамічному коефіцієнті тертя $f = 0,4$ і питомому навантаженні $p = 0,8$ МПа, що забезпечує регламентоване утримання вантажу у висячому положенні на будь-якій ділянці його підйому, тому число пар тертя гальм на I-ій і II-ій ступені гальмування має бути не менше, відповідно, 5 і 12.

- моментні характеристики для фрикційних вузлів модульного дисково-колодкового гальма на II-ій ступені їх гальмування коливаються від 27,38 кНм до 73,0 кНм при регульованому дискретному запобіжному гальмуванні з наступним вмиканням незалежних пар тертя гальм (або їх груп) при прогнозованому їх числі, яке має бути не менше шести - двадцяти двох.

Порівняльний аналіз кількості окремих пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини на I-ій і II-ій ступенях гальмування при конструктивному співвідношенні R_{cp} / R_{ϕ} (R_{ϕ} – радіус бочки канатного барабана), основних експлуатаційних параметрах (N , f) при підйомі вантажу вагою G_e дозволив констатувати таке (у табл. 4.5 жирним шрифтом зазначено непарну кількість пар тертя гальм, яку необхідно збільшити на одиницю):

- складові моментної характеристики (R_{cp}/R_{ϕ} , N і f) по-різному впливають на вибір кількості пар тертя гальм; так, збільшення співвідношення R_{cp}/R_{ϕ} , N і f при підйомі вантажу вагою G_e від 200 до 500 кН потребує збільшення пар тертя гальм від 2-ох до 6-ти на I-ій ступені гальмування;

Таблиця 4.5

Визначення кількості пар тертя при заданих конструктивних й експлуатаційних параметрах на I-й і II-й ступенях гальмування модульним дисково-колодковим гальмом при підйомі вантажу шахтною машиною

R_{cp} / R_{δ}	N, кН	f	G_{δ} , кН											
			200			300			400			500		
			Ступені гальмування											
			I	II	II- I	I	II	II- I	I	II	II- I	I	II	II- I
			n'											
1,1	50	0,3	5	12	6	8	18	10	10	24	14	12	30	18
		0,4	4	9	6	6	14	8	8	18	10	9	23	14
		0,5	3	8	4	5	11	6	6	15	10	8	18	10
	60	0,3	4	10	6	6	15	10	8	20	12	10	25	16
		0,4	3	8	4	5	12	6	6	15	10	8	19	12
		0,5	3	6	2	4	9	6	5	12	6	6	15	10
	70	0,3	4	9	6	6	13	8	7	17	10	9	22	12
		0,4	3	7	4	4	10	6	6	13	6	7	16	8
		0,5	3	6	2	4	8	4	5	11	6	6	13	8
	80	0,3	3	8	4	5	12	6	6	15	10	8	19	12
		0,4	3	6	2	4	9	6	5	12	6	6	14	8
		0,5	2	5	4	3	7	4	4	9	6	5	12	6
1,3	50	0,3	5	11	6	7	16	8	9	21	12	11	26	14
		0,4	4	8	4	5	12	6	7	16	8	8	20	12
		0,5	3	7	4	4	10	6	5	13	8	7	16	8
	60	0,3	4	9	6	6	13	8	7	18	10	9	22	12
		0,4	3	7	4	4	10	6	6	13	8	7	17	10
		0,5	3	6	2	4	8	4	5	11	6	6	13	8
	70	0,3	3	8	4	5	11	6	6	15	10	8	19	12
		0,4	3	6	2	4	9	6	5	11	6	6	14	8
		0,5	2	5	4	3	7	4	4	9	6	5	11	6
	80	0,3	3	7	4	4	10	6	6	13	10	7	17	10
		0,4	2	5	4	3	8	4	4	10	6	5	13	8
		0,5	2	4	2	3	6	2	4	8	4	4	10	6
1,5	50	0,3	4	9	6	6	14	8	8	18	10	9	23	14
		0,4	3	7	4	4	10	6	6	14	8	7	17	10
		0,5	3	6	2	4	8	4	5	11	6	6	14	8
	60	0,3	3	8	4	5	12	6	6	15	10	8	19	12
		0,4	3	6	2	4	9	6	5	12	6	6	14	8
		0,5	2	5	4	3	7	4	4	9	6	5	12	6
	70	0,3	3	7	4	4	10	6	6	13	8	7	16	8
		0,4	2	5	4	3	8	4	4	10	6	5	12	6
		0,5	2	4	2	3	6	2	4	8	4	4	10	6
	80	0,3	3	6	2	4	9	6	5	12	6	6	14	8
		0,4	2	5	4	3	7	4	4	9	6	5	11	6
		0,5	2	4	2	2	5	4	3	7	4	4	9	6

- на II-ій ступені гальмування (згідно з даними, наведеними в табл. 4.5) для підйому вантажу вагою G_e від 200 до 500 кН потрібне вмикання додаткових пар тертя гальм в кількості від 4-ох до 12-ти.

На основі системного аналізу отриманих результатів для модульних дисково-колодкових гальм шахтних підйомних машин (типів ЦШ4-4, 1-3-2у, МПМБ-3,25×4, МПМН-4,2×3, МПМБ 5×4) сформовано ряди еквівалентності (табл. 4.6) за результатами теоретичних й експериментальних досліджень пар тертя дисково-колодкових гальм передньої осі з ваговим навантаженням для транспортних засобів, що дозволило підвищити ефективність й енергоємність пар тертя гальм, а також зменшити час промислових випробувань шахтних підйомних машин.

4.7 Підвищення ефективності та надійності металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин

За останнє 25-ти річчя дослідники звернули увагу на багатопарні фрикційні вузли барабанно- [78] та стрічково-колодкових гальм [78, 82, 86]. Проте серед них своєю ефективністю та надійністю виділяються пневмокамерні двоступеневі гальма до котрих відноситься розроблена конструкція стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

На рис. 4.11 *а* представлена кінематична схема пневмокамерного двоступеневого стрічково-колодкового гальма; на рис. 4.11 *б* – поперечний розріз А-А рис. 4.11 *а* – гальмо з барабаном лебідки; на рис. 4.11 *в* – показане збільшене зображення кріплення фрикційних накладок до пневмокамери в поздовжньому розрізі; на рис. 4.11 *г* проілюстровано загальний вигляд випуклої пластини з відбортовкою для кріплення фрикційних накладок [77].

Таблиця 4.6

Ряди еквівалентності за потужністю динамічних моделей дисково-колодкових гальм передньої осі транспортних засобів і модульних дисково-колодкових гальм шахтних підйомних машин

$V_n, \text{ м/с}$	$G_0, \text{ кН}$	$G_m, \text{ кН}$																																
		26,7												53,4										80,1										
		$V_m, \text{ м/с}$																																
		12				16				20				24				12				16				20				24				
		Кількість пар тертя (n) модульного гальма при																																
		ступені гальмування																																
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
8	100	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	
	200	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	0	
	300	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	
	400	4	10	6	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	2	4	2	1	3	2	1	2	1
	500	5	13	8	4	10	6	3	8	5	3	7	4	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	5	3	2	4	2	1	3	2
10	100	2	4	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	0	1	1	0	1	2	1	1	1	0	1	1	0	
	200	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	4	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1
	300	4	10	6	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	2	4	2	1	3	2	1	2	1
	400	5	13	8	4	10	6	3	8	5	3	7	4	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	5	3	2	4	2	1	3	2
	500	7	16	9	5	12	7	4	10	6	4	8	4	4	8	4	3	6	3	2	5	3	2	4	2	3	6	3	2	4	2	2	4	2
12	100	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	0	1	2	1	1	1	0	1	1	0	
	200	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1
	300	5	12	7	4	9	5	3	7	4	3	6	3	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	2	4	2	2	3	1	1	3	2
	400	6	15	9	5	12	7	4	9	5	3	8	5	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	5	3	2	4	2	2	3	1
	500	8	19	9	6	15	9	5	12	7	4	10	6	4	10	6	3	8	5	3	6	3	2	5	3	3	7	4	2	5	3	2	4	2
14	100	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	0	
	200	4	9	5	3	7	4	3	6	3	2	5	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1
	300	6	14	9	4	10	6	4	8	4	3	7	4	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	5	3	2	4	2	2	3	1
	400	7	18	9	6	14	8	5	11	6	4	9	5	4	9	5	3	7	4	3	6	3	2	5	3	3	6	3	2	5	3	2	4	2
	500	9	22	13	7	17	10	6	14	8	5	11	6	5	11	6	4	9	5	3	7	4	3	6	3	3	8	5	3	6	3	2	5	3

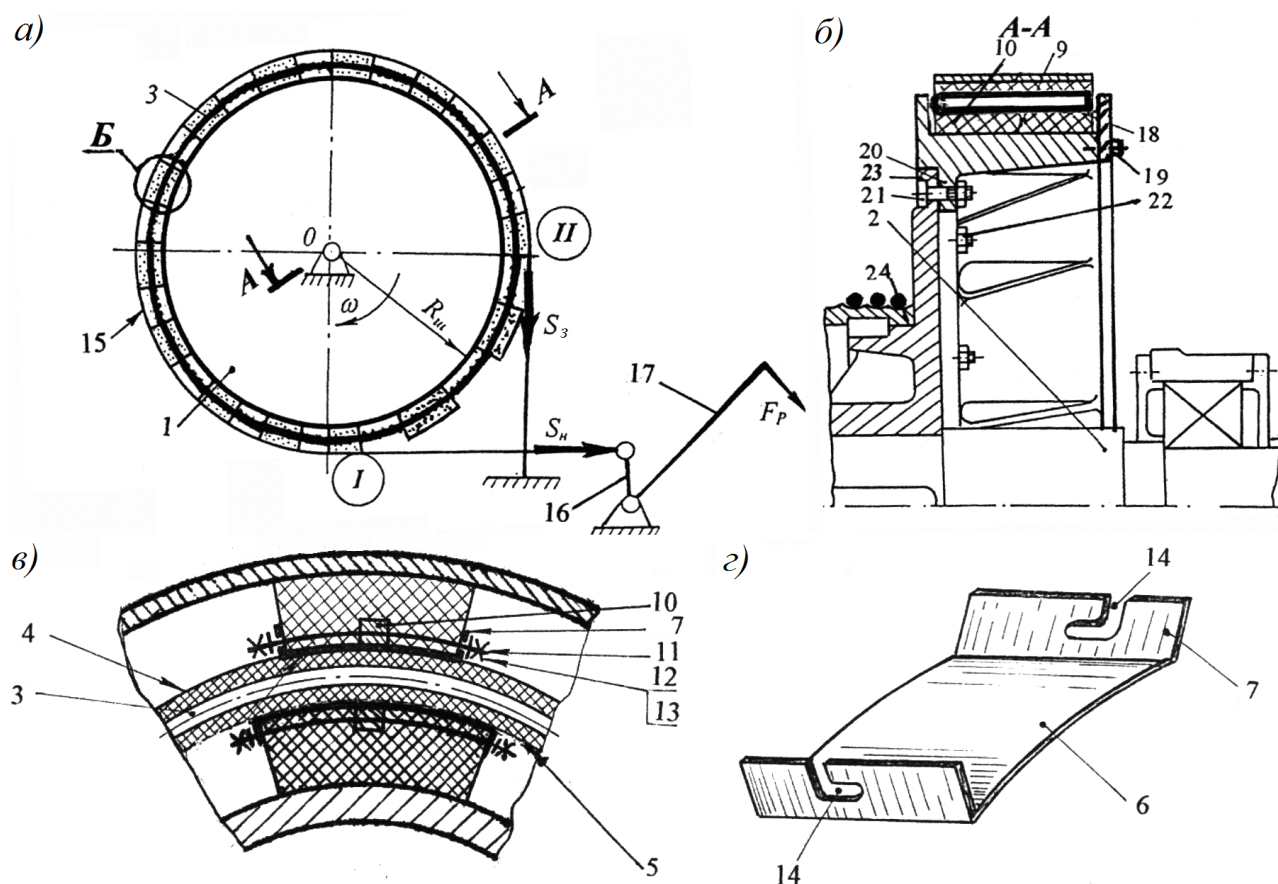


Рис. 4.11 *а, б, в, г* – Пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки: *а* – кінематична схема; *б* – поперечний розріз по А-А – гальмо з барабаном лебідки; *в* – поздовжній розріз кріплення фрикційних накладок до пневмокамери; *г* – випукла пластина з відбортовкою для кріплення накладок: 1, 18, 20 – гальмівний шків зі змінною ребордою та виступом; 2 – підйомний вал; 3, 4 і 5 – пневмокамера з внутрішньою та зовнішньою поверхнями; 6, 7, 14 – опукла пластина з відбортовкою та з г-подібними прорізами; 8, 9, 10 – основні та додаткові фрикційні накладки з поперечними пластинами; 11 – криволінійний поздовжній стрижень з різьбою; 12, 22 – кріпильні гайки; 13 – пружинні шайби; 15 – гальмівна стрічка з набігаючою (I) та збігаючою (II) гілками; 16 – кривошип колінчастого вала; 17 – важіль керування; 19, 21 – кріпильні гвинти та болти; 23, 24 – фланець барабана

Пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо містить гальмівний шків 1, який розташований на піднімальному валу 2. На шківі знаходиться торова оболонка гумової пневмокамери 3, виконана у вигляді кільця.

По периметру гумової пневмокамери 3 в її зовнішню 4 і внутрішню 5 поверхні заформовані з рівномірним кроком опуклі пластини 6, що мають відбортовку 7. На опуклі пластини 6 встановлюються основні 8 і додаткові 9 пластини 10, через яку проходить криволінійний поздовжній стрижень 11. На кінцях останнього нарізана метрична різьба, на яку нагвинчуються гайки 12 з пружинними шайбами 13. Відбортовка 8 опуклої пластини 6 має Г-подібні прорізи 14, ширина яких дорівнює діаметру криволінійного стрижня 11, причому зазначені прорізи виконані в протилежних напрямках. При монтажі основних 8 і додаткових 9 фрикційних накладок кінці стрижня 11 по черзі заводять спочатку в один проріз 14 відбортовки 7, потім в інший. Таке кріплення додаткових фрикційних накладок 9 оберігає їх від випадання при дії на них гравітаційних і відцентрових сил в зоні, що не охоплена гальмівною стрічкою 15, яка має набігаючу (I) і збігаючу (II) гілки. Набігаюча гілка (I) гальмівної стрічки 15 через кривошип колінчастого вала 16 зв'язана з важелем керування 17 гальмом.

Торова оболонка гумової пневмокамери 3 знаходиться під тиском повітря (нагнітається за допомогою піпеля, який на кресленні не показаний), що забезпечує посадку основних фрикційних накладок 8 з натягом на робочу поверхню гальмівного шківів 1. Монтаж і демонтаж торової оболонки гумової пневмокамери 3 з прикріпленими до неї основних 8 і додаткових 9 накладками здійснюється завдяки знімній реборді 18, яка кріпиться за допомогою гвинтів 19 до торця шківів 1. З защемленого краю шківів 1 його виступ 20 кріпиться за допомогою болтів 21 і гайок 22 до фланця 23 барабана 24.

Для забезпечення достатньої працездатності пневматичного двоступеневого стрічково-колодкового гальма повинні бути дотримані наступні умови:

- зовнішні 4 і внутрішні 5 поверхні тороподібної гумової пневмокамери сполучені з неробочими поверхнями додаткових 9 і основних 8 фрикційних накладок;

- робочі поверхні додаткових 9 і основних 8 фрикційних накладок сполучені з робочими поверхнями стрічки 15 і гальмівного шківа 1;

- робоча поверхня додаткової фрикційної накладки 9 менша за аналогічну поверхню основної накладки 8, що спричиняє великі питомі навантаження і менший коефіцієнт тертя на зовнішніх фрикційних вузлах («робоча поверхня гальмівної стрічки 15 - робочі поверхні додаткових фрикційних накладок 9»); на робочій поверхні основної фрикційної накладки 8 спостерігаються менші питомі навантаження і більший коефіцієнт тертя на внутрішніх фрикційних вузлах («робочі поверхні основних фрикційних накладок 8 - робоча поверхня гальмівного шківа 1»);

- посадка з натягом робочих поверхонь основних фрикційних накладок 8 на робочу поверхню гальмівного шківа 1 забезпечує декотре збільшення питомих навантажень на внутрішніх фрикційних вузлах, проте його сумарне значення завжди менше питомих навантажень, що розвиваються зовнішніми фрикційними вузлами;

- знос робочих поверхонь основних фрикційних накладок 8 при різній їх тепловій навантаженості компенсується з двох сторін: перша реалізується за рахунок підтискання внутрішньої поверхні торової оболонки гумової пневмокамери 3 основних накладок 8; друга - за рахунок теплового розширення обода гальмівного шківа 1; сукупність механічних і теплових факторів сприяє досягненню квазістабільності натягу внутрішніх фрикційних вузлів гальма;

- при гальмуваннях зовнішніми і внутрішніми фрикційними вузлами процес складається з трьох стадій: перша - початкова; працюють зовнішні пари тертя; друга - перехідна; здійснюється перехід від зовнішніх до внутрішніх пар тертя; третя - заключна; працюють внутрішні пари тертя.

Пневмокамерне стрічково-колодкове гальма працює таким чином.

На першій стадії гальмування при натисканні на важіль керування 17 гальмівна стрічка 15 своїми набігаючими (I) і збігаючими (II) гілками взаємодіє з зовнішніми поверхнями додаткових фрикційних накладок 9, викликаючи тим самим пригальмовування гальмівного шківа 1. При цьому основні фрикційні накладки 8 разом зі шківом 1 уповільнено обертаються.

У загальному випадку гальмівний момент, що розвивається зовнішніми парами тертя пневмокамерного стрічково-колодкового гальма, дорівнює

$$M_{T1} = (S_{H1} - S_{31})R_1, \quad (4.70)$$

де S_H , S_3 - натяг набігаючої (I) і збігаючої (II) гілок гальмівної стрічки 15; R_1 - радіус зовнішньої поверхні тертя.

Отже, в процесі гальмування справедлива нерівність, що $M_2 > M_1$ (де M_2 , M_1 - момент сил тертя щодо центру гальмівного шківа, котрі розвиваються внутрішніми і зовнішніми парами тертя гальма) або з урахуванням сил тертя - $F_2 > F_1$ (де F_2 , F_1 - сили тертя, що розвиваються у внутрішніх і зовнішніх парах тертя).

На другій стадії гальмування подальша затяжка гальмівної стрічки 15 призводить до того, що гальмівний момент (M'_T) в кінці першої стадії гальмування досягає максимальної величини, так як $(S'_{H1} - S'_{31}) > (S_{H1} - S_{31})$ при сталій величині R_1 і таким чином досягається умова, що $M'_2 = M'_1$ (при цьому $F'_2 = F'_1$ і здійснюється перехід від зовнішніх до внутрішніх пар тертя.

На третій стадії гальмування збільшення сили затяжки гальмівної стрічки 15 призводить до того, що відбувається послідовно від першої до n-ої основної фрикційних накладок 8 зрив натягу між внутрішніми парами тертя. Це сприяє тому, що гальмівна стрічка 15 затискає n-у кількість додаткових фрикційних накладок 9, а при цьому основні фрикційні накладки 8 своїми робочими поверхнями взаємодіють з робочою поверхнею гальмового шківа 1, що і викликає його зупинку.

У математичній формі робота внутрішніх пар тертя записується наступним чином:

$$(S_{H2} - S_{32}) > (S'_{H1} - S'_{31}), \quad (4.71)$$

при цьому R_1 зменшується на товщину додаткової 9 і основної 8 фрикційної накладки; в цьому випадку гальмівний момент, що розвивається внутрішніми парами тертя пневмокамерного стрічково- колодкового гальма, дорівнює

$$M_{T2} = (S_{H2} - S_{32})(R_2 - \delta). \quad (4.72)$$

Отже, в процесі гальмування діє нерівність, вигляду $M_1 > M_2$ і $F_1 > F_2$.

При цьому гальмівний момент (M_{T2}), котрий підсилюється додатковим гальмівним моментом (M_{T3}), який дорівнює

$$M_{T3} = n \cdot p_3 \cdot A \cdot f(R_1 - \delta), \quad (4.73)$$

де n - кількість внутрішніх пар тертя гальма; p_3 - тиск стисненого повітря в порожнині пневмокамери 3; A - площа внутрішніх пар тертя; f - коефіцієнт тертя ковзання у внутрішніх парах тертя.

Таким чином, величина різниці зусиль, що прикладаються до набігаючої (I) і збігаючої (II) гілки гальмівної стрічки 15 і визначають на якій стадії буде працювати пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо. Так, при пригальмовуванні шківів 1 реалізується робота гальма на першій стадії.

При екстреному гальмуванні, коли до важеля керування 17 гальма прикладається значне зусилля (F_p) реалізується його робота на третій стадії.

Інтенсивність зносу робочих поверхонь основних 8 і додаткових 9 фрикційних накладок буде різною: більша в основних 8 і менша в додаткових 9 накладках. Вибір товщини додаткових 9 і основних 8 фрикційних накладок залежить від роботи тертя, яка реалізується парами тертя гальма.

Після зносу робочих поверхонь основних 8 і додаткових 9 накладок до допустимої величини, тобто до $2/3$ їх товщини, знімають реборди 18 і здійснюють зтравлювання стисненого повітря з пневмокамери 3, і після чого бандаж демонтують з робочої поверхні гальмівного шківів 1. Надалі на шківів 1 встановлюють новий бандаж і пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо готове до експлуатації.

В подальшому процеси пригальмовування і повної зупинки гальмівного шківів повторюються.

Таким чином, за рахунок застосування торової оболонки гумової пневмокамери між основними і додатковими фрикційними накладками здійснюється вирівнювання питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх парах тертя, а також збільшується сумарний гальмівний момент в процесі гальмування.

Висновки

1. Запропоновано математичну модель електротермомеханічного контакту металополімерних пар тертя «диск-накладка» гальма при фрикційній взаємодії в єдиному полі (механічному, електричному і тепловому) з урахуванням інтенсивності руйнування тепловими імпульсами зарядів, що генеруються плямами контактів мікровиступів пар тертя гальма.

2. Установлено: вплив експлуатаційних параметрів дисково-колодкового гальма на енергонавантаженість його дисків, виходячи з тривалості дії теплового потоку при імпульсному і тривалому підведенні теплоти (критерій Фур'є); схеми циркуляції теплових струмів в тілі серійного диска і біметалевого з теплоізоляційною прокладкою у верхній і нижній частині його тіла, а також взаємозв'язок параметрів $f = \varphi(W_{mp}, p)$, $M_{\Gamma} = \varphi(W_{mp}, p)$ і $M_{\Gamma} = \varphi(K_{\epsilon z}, t_n)$.

3. Запропоновано метод розрахунку дисково-колодкових гальм, а саме оптимальних конструктивних параметрів гальмівного диска засобами геометричного програмування з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції обертальних мас і теплових напружень за умови запобігання термостабілізаційного стану гальмівного диска і метастабільного стану поверхневих шарів фрикційних накладок для забезпечення необхідного гальмівного моменту. При цьому розроблено алгоритм і програма розрахунку, за результатами якого металомісткість гальмівного диска з отриманими конструктивними параметрами на 10...13 % є меншою за серійний.

4. Установлено взаємозв'язок характеристик потужності та моментів між динамічними моделями пар тертя дисково-колодкових гальм передньої осі

різних видів транспортних засобів та парами тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтних підйомних машин (ЦШ4-4, 1-3-2у, МПМБ-3,25х4, МПМН-4,2х3, МПМБ 5х4 та ін.), а також сформовано ряди еквівалентності по характеристикам потужності пар тертя гальм.

5. Запропоновано конструкцію пневмокамерного двоступеневого стрічково-колодкового гальма з підвищеною ефективністю та надійністю його фрикційних вузлів.

ВИСНОВКИ

У результаті виконаних теоретичних та експериментальних досліджень пар тертя дисково-колодкових гальм, вибраних в якості динамічної моделі для різних типів шахтних піднімальних машин, за допомогою методу геометричного програмування визначено оптимальні конструктивні параметри суцільного гальмівного диска. Зпрогнозовано раціональні експлуатаційні параметри пар тертя з різними типами гальмівних дисків, які забезпечують покращання їхніх зносо-фрикційних властивостей. При цьому вперше:

1. Сформульовано математичну задачу оптимізації конструктивних (товщини, зовнішнього діаметру та площі бігової доріжки тертя суцільного диску) та експлуатаційних параметрів (гальмівного моменту, динамічного коефіцієнта тертя, поверхневих та об'ємних температур, напружено-деформованого стану, зносу фрикційних накладок) дисково-колодкових гальм з урахуванням критеріїв оптимальності та обмежень, накладених на їхні фрикційні вузли. Оцінено експлуатаційні параметри дисково-колодкових гальм за допомогою методу планування екстремальних експериментів та комп'ютерного моделювання в лабораторних й експлуатаційних умовах для подальшого їх використання в приводах піднімально-транспортних машин.

2. Виконано багатofакторний аналіз закономірностей зміни динамічного коефіцієнта тертя f (від 0,361 до 0,439) у фрикційних вузлах гальма в лабораторних умовах і встановлено вплив основних факторів (навантаження F_n (від 50 до 400 Н) на важіль керування гальма і роботи гальмування W_{mp} (від 1,5 до 28,5 кДж)) на величину f , що дозволило встановити причинно-наслідковий взаємозв'язок між основними експлуатаційними параметрами гальма.

3. На підставі методу ймовірнісної оцінки контурної площі контакту мікровиступів пар тертя гальма в лабораторних та експлуатаційних умовах з урахуванням зміни їх конструктивних параметрів та режимів навантаження встановлено рівні енергонавантаженості та вплив на: питомі навантаження (від 0,8 до 1,8 МПа), динамічний коефіцієнт тертя (від 0,3 до 0,65) і частоту повторення його величини (від 8 до 18), поверхневі температури (від 280 до 430 °С), поверхневі та об'ємні градієнти. Інтенсивність формування останніх

досліджено при вивченні циркуляції теплових струмів у тілі гальмівних дисків. При цьому встановлено вплив поверхневих та об'ємних температурних градієнтів на напружено-деформований стан елементів тертя, урахування якого дозволяє запобігти виникненню мікротріщин в спраженнях «внутрішнє коло бігової доріжки тертя - тіло диска» і «диск - фланець». Оцінено напружено-деформований стан різних типів дисків, а також ободів шківів і барабана, умовно поділених на диски. Точність методу для останнього випадку підвищилась на 5,3% з урахуванням зміни товщини дисків при сталій величині їх діаметрів.

4. Оцінено ресурс фрикційних накладок колодок дисково-колодкового гальма на основі методу урахування потужності вузлів тертя, що дозволило визначити раціональну площу робочої поверхні накладки, варіюючи її шириною і довжиною, а також зведеним радіусом мікровиступів бігової доріжки тертя диска. Досягнуто збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,5 рази. Даний метод використовується при розрахунку ресурсу фрикційних накладок барабанно- та стрічково-колодкових гальм.

5. Удосконалено метод визначення конструктивних параметрів гальмівних дисків дисково-колодкових гальм за допомогою геометричного програмування з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції диска і термічних напружень на його бічних поверхнях, виходячи з умови забезпечення необхідного гальмівного моменту і не перевищення допустимої поверхневої температури фрикційними накладками. Для реалізації запропонованого методу розроблено алгоритм і програму розрахунку. Результати обчислень показали, що металомісткість спроектованого гальмівного диска на 10...13% є меншою, ніж серійного.

6. Розроблено метод оцінки характеристик потужності та моментів, які змінюються, відповідно, від 0,8 до 7,0 МВт і від 27,38 до 73,0 кНм динамічних моделей пар тертя дисково-колодкових гальм з вагою (від 26,7 до 80,1 кН), кількість яких змінювалася від 2 до 16 на першій і від 2 до 30 на другій ступені гальмування модульними дисково-колодковими гальмами шахтних піднімальних машин (ЦШ4-4, 1-3-2у, МПМБ-3,25×4, МПМН-4,2×3, МПМБ 5×4 та ін.).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Высшая школа, 2000. – 550 с.
2. Антонюк В.Е. Динамическая стабилизация геометрических параметров деталей со знакопеременным нагружением / В.Е. Антонюк. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – 184 с.
3. А.с. №1234688 А1 СССР 4F16D 65/813. Охлаждающее устройство, встроенное во вращающийся на валу тормозной диск / Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Князев Л.Н., Масляк И.Н., Янкевич А.Н.; заявитель Ивано-Франковский ин-т нефти и газа. - №3767396; заявл. 02.07.1984; опубл. 30.05.1986, Бюл. №20. – 2 с.
4. А.с. №1479754 А2 СССР 4F16D 65/83. Тормозной диск / Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Князев Л.Н., Янкевич А.Н., Балаболин С.В.; заявитель Ивано-Франковский ин-т нефти и газа. - №4310420; заявл. 29.09.1987; опубл. 15.05.1989, Бюл. №18. – 2 с.
5. А.с. №4068634 СССР F16D 65/12. Тормозной диск / Новиков А.В.; заявитель Рыбинский авиационный технологический институт (Россия). - №3235819; заявл. 12.01.1981; опубл. 23.01.1984, Бюл. №3. – 4 с.
6. А.с. №715847 СССР F16D 65/12. Тормозной диск с охлаждением типа «тепловая труба» / Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Князев Л.Н., Янкевич А.Н., Замора Ю.С.; заявитель Ивано-Франковский ин-т нефти и газа. - №2562071; заявл. 27.12.1977; опубл. 15.02.1980, Бюл. №6. – 4 с.
7. А.с. №626030 СССР B66D 5/14. Дисковый тормоз шахтных подъемных машин / Ковалевский И. П. – № 2428296; заявл. 13.12.1976; опубл. 30.09.1978, Бюл. № 36. – 2с.
8. Бабков С. В. Обоснование требований безопасности к дисковым тормозам шахтных подъемных машин / С. В. Бабков, В. А. Стельмах / Сб. научн. тр.: Способы и средства создания безопасных и здоровых условий труда в угольных шахтах, №2(32), 2013. – С.165-172.

9. Балакин В.А. Испытания материалов на фрикционную теплостойкость / В.А. Балакин, В.П. Сергиенко // Трение и износ. – 1996. – 17, №2. – С. 194 – 201.
10. Беляев Н.М. Основы теплопередачи / Н.И. Беляев. – Киев: Высшая школа, 1989. – 342 с.
11. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М: Машиностроение, 1993. – 640 с.
12. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов / Л.Я. Будиков. – Луганск, 2003. – 210 с.
13. Возный А. В. Энергонагруженность пар трения в дисково-колодочных тормозных устройствах / А. В. Возный, В. С. Витвицкий, О. Б. Стаднык // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2017. – Вип. 1(74). – С.49-64.
14. Васильев В. И. Обоснование рациональных динамических параметров предохранительного торможения шахтных подъемных установок: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.09 / Васильев Владимир Иванович. – Киев, 2012. – 207с.
15. Возный А. В. Применение дисково-колодочных тормозов в подъемно-транспортных машинах / А.В. Возный, О.Б. Стаднык, В.С. Витвицкий // Матеріали V міжнародної наукової конференції «Наука третього тисячоліття», 29 квітня 2017р. - Моррісвіль, США, 2017. – С. 34-38.
16. Возный А. В. Системотехника при исследовании пар трения дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин / А. В. Возный, О. Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Матеріали V міжнародної науково-практичної конференції студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя», 19 квітня 2017 р. – Краматорськ, 2017. – С. 48–54.
17. Вольченко А. И. Нанотрибологические электрические процессы в парах трения тормозных устройств / А.И. Вольченко, О.Б. Стаднык, Е.В. Гороть // Вестник СевНТУ, серия «Машиноприборостроение и транспорт»: Материалы XVII междунаrodn. научн.-техн. конф. – Севастополь, 2014. – Вып. 152. – С. 34-37.

18. Вольченко А. И. Робастическая методология разработки фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов (часть первая) // А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стадник // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал. – Одеса: Одеський національний політехнічний університет. – 2016. – Вип. 4 (52). – С. 26-34.

19. Вольченко Д.А. Научные основы управления износофрикционными свойствами металлополимерных пар трения тормозов для предотвращения термостабилизационного явления: дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.04/ Вольченко Дмитрий Александрович. – Киев, 2012. – 424 с. – На укр. яз.

20. Вольченко М. Теорія, розрахунок і конструювання різних типів дисків для гальмівних пристроїв / М. Вольченко, П. Красін, О. Стадник // 12-й міжнар. сипоз. українськ. інж.-механ. у Львові, 28-29 травня 2015 р. : тези доповід. – Львів, 2015. – С. 170-171.

21. Вольченко Н.А. Градиенты электротепловых полей металлополимерных пар трения тормозных устройств / Н.А. Вольченко, С.И. Криштопа, А.В. Возный // Вестник СевНТУ: сб. научн. раб. – Севастополь, 2013. – Вып.142 . – С. 138 - 142.

22. Вольченко Н.А. Динамика многопарных фрикционных узлов / Н.А. Вольченко. – Ростов-на-Дону: Северо-Кавказский научн. центр высш. школы, 2005. – 238 с.

23. Вольченко Н.А. Экспериментальные исследования энергонагруженности металлополимерных пар трения барабанно-колодочных тормозов автотранспортных средств / Н.А. Вольченко, П.С. Красин, О.Б. Стадник [и др.] // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2014. – Вип. 3(64). – С.67-74.

24. Вольченко Н.А. К вопросу оптимизации конструктивных параметров пар трения дисково-колодочного тормоза / Н.А. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стадник [и др.] // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 3(68). – С. 21- 30.

25. Горячева И.Г. Контактные задачи в трибологии / И.Г. Горячева, М.Н. Добычин. – М.: Машиностроение, 1998. – 256 с.
26. ГОСТ Р 41.13-2007 (Правила №13 ЕЭК ООН). Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – М.: Стандартформ, 2009. – 170 с.
27. Гудз Г.С. Влияние типа испытаний на температурный режим неventилируемых и вентилируемых дисковых тормозов автобусов / Г.С. Гудз, И.Я. Захара, О.Р. Клыпко // Вестник МАДИ, вып. 1 (32), 2013. – С 3-7.
28. Гудз Г.С. Новый подход к моделированию температурных режимов автомобильных вентилируемых дисковых тормозов при циклических торможениях / Г.С. Гудз, И.Я. Захара, О.Г. Тарапон // Сб. науч. тр. Ин-та проблем моделирования в энергетике НАНУ им. Г.Е. Пухова: Моделирование и информ. технологии. – Киев, 2009. – Вып. 51. – С. 37-42. – (укр.).
29. Джанахмедов А.Х. Стохастическое моделирование трения и изнашивания фрикционных устройств с применением теории подобия: дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.04 / Джанахмедов Ахад Ханахмед оглы. – Баку, 1988. – 394 с.
30. Диплом №444 на открытие «Явление тепловой стабилизации в металлополимерных парах трения» от 18.01.2013 г. авторов А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко. – М.: Международ. академ. авторов научн. открыт. и изобрет. – Экспертиза заявки на открытие № А-558 от 05.09.2012 г.
31. Диплом №462 на открытие «Закономерности изменения износотфрикционных характеристик поверхностных слоев металлополимерных пар трения при их контактно-импульсном взаимодействии» от 28.12.2013г. авторов А.М. Пашаева, А.И. Вольченко, А.Х. Джанахмедова, Д.А. Вольченко и др. – М.: Международ. академ. авторов научн. открыт. и изобрет. – Экспертиза заявки на открытие № А-558 от 07.09.2013 г.
32. Диплом №476 на открытие «Закономерности в реализации процесса электротермомеханического трения в рабочих слоях металлополимерных пар» от 17.10.2014 г. авторов А.Х. Джанахмедова, А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко,

Н.А. Вольченко, Э.А. Джанахмедова, М.Я. Джавадова. – М.: Международ. академ. авторов научн. открыт. и изобрет. – Экспертиза заявки на открытие № А-609 от 26.04.2014 г.

33. Диплом №482 на открытие «Явление массопереноса продуктов трения в металлополимерных парах» от 27.02.2015 г. авторов А.И. Вольченко, А.Х. Джанахмедова, Э.С. Пирвердиева, Д.А. Вольченко, Э.А. Джанахмедова, Н.А. Вольченко, Д.Ю. Журавлева. – М.: Международ. академ. авторов научн. открыт. и изобрет. – Экспертиза заявки на открытие № А-618 от 18.12.2014 г.

34. Дисковый тормоз для автомобилей большой грузоподъемности / А.Б. Гредескул, Е.Б. Решетников, В.Я. Кушок и др. / Автомобильная промышленность, №10, 1982. – С. 17-21.

35. До питання визначення кількості повітря, яке омиває поверхні різних типів дисків у дисково-колодковому гальмі (частина перша) / Д.О. Вольченко, Д.Ю. Журавльов, О.Б. Стадник // Прикарпатський вісник НТШ. Число. – Івано-Франківськ, 2015. – Вип. 1(25). – С. 358-369.

36. Журавлев Д.Ю. Энергонагруженность фрикционного взаимодействия пар трения барабанно-колодочных тормозов / Д.Ю. Журавлев, Я.В. Курыляк, О.Б. Стадник // Міжвуз. зб. «Наукові нотатки». – Луцьк, 2014. – Вип. 45. - С. 198-203.

37. Задачи импульсного деформирования элементов конструкций / [Е.Г. Янютин, И.В. Янчевский, А.В. Воропай, А.С. Шарапата] // Монография. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 392 с.

38. Закономерности формирования энергетических уровней металлополимерных пар трения / А.И. Вольченко, Н.С. Кулик, М.В. Киндрачук [и др.] // Проблемы трения и износа: научн.-техн. сб. – К.: НАУ, 2013. Вып. 59. – С. 2-22.

39. Захара І.Я. Вдосконалення методу теплового розрахунку дискових гальм автобусів на циклічних випробуваннях: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Захара Ігор Ярославович. – Львів, 2013. – 141 с.

40. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия: ГОСТ 10851-73. М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.

41. Игнатъева З. В. Определение температуры поверхности трения тормоза при различной эффективной глубине проникновения тепла / З. В. Игнатъева, А. В. Чичинадзе. – Тепловая динамика. – М., – 1989. – С.17-20.

42. К вопросу об использовании динамических моделей дисково-колодочных тормозов транспортных средств в приводах подъемно-транспортных машин / Д. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык и др. // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. журн. – К.: НАУ. – 2017. – Вип. 2(75). – С. 24-37.

43. Клипко О.Р. Системологічна оцінка температурних режимів вентильованих дискових гальм автобусів на випробуваннях II: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Клипко Олег Романович. – Львів, 2011. – 171с.

44. Колесников В.И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах / В.И. Колесников. – М.: Наука, 2003. – 279 с.

45. Компьютерное моделирования энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть первая) / Д.Ю. Журавлев, С.И. Криштопа, О.Б. Стаднык [и др.] // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2014. – Вип. 4(65). – С.47-59.

46. Компьютерное моделирования энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть вторая) / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, О.Б. Стаднык [и др.] // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 1(66). – С.64-81.

47. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий. – Киев: Техника, 1980. – 394 с.

48. Кравченко К.О. Визначення шляхів підвищення ефективності охолодження гальмівних елементів транспортних засобів / К.О. Кравченко //

Міжвузівський зб. «Наукові записки Луцького націонал. техн. ун-ту», 2014. – С. 295-300.

49. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.

50. Красовский Н.Н. Управление динамической системой / Н.Н.Красовский. – М.: Наука, 1985. – 518 с.

51. Левыкин Д.А. Математическая модель электрического контакта шероховатых поверхностей / Д.А. Левыкин // Программные продукты и системы. – 2011, №4. – С. 178 – 180.

52. Ловейкин В.С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В.С. Ловейкин, А.П. Нестеров. – Луганск: Изд-во ВНУ, 2002. – 368 с.

53. Ловейкін В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП «КОМПРІНТ», 2012. – 298 с.

54. Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В. Чичинадзе, Р.М. Матвеевский, Э.Д. Браун [и др]. – М.: Наука, 1986. – 245 с.

55. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.

56. Мирошниченко В.А. Пути совершенствования фрикционных материалов автомобилей ИЖ, повышение конкурентоспособности, альтернативные поставщики и сотрудничество ОАО «ИЖАВТО» - ОАО «ТИИР» / В.А. Мирошниченко, Н.П. Фурсов / Труды 5-го международн. симпозиума по фрикционным изделиям и материалам. – Ярославль (Россия), 2003. – С. 1-2 (доп. изд.).

57. Мусалимов В.М. Динамика фрикционного взаимодействия / В.М. Мусалимов, В.А. Валетов. – Санкт-Петербург: СПбГУ ИТМО, 2006. – 191 с.

58. Нанбандян Г.Б. Напряженно-деформированное состояние диска фрикционного узла транспортного средства с учетом влияния двумерного переменного температурного поля / Г.Б. Нанбандян // Сб. доклад. международн.

конгр. «Механика и трибология транспортных систем - 2003». – Ростов-на-Дону (Россия). – 2003. – Т.1. – С. 168 – 171.

59. Нанотрибология при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Д.А. Вольченко, И.О. Бекиш, О.Б. Стаднык [и др.] // Науковий вісник – Всеукраїнський наук.-техн. журнал. – Івано-Франківськ, 2015. – №1 (38). – С. 35-45

60. Неженцев О. Пошук оптимальної характеристики приводу пересування мостового крана в режимі динамічного гальмування / О. Неженцев, Г. Бойко // 12-й міжнар. симпоз. українськ. інж.-механ. у Львові, 2015р.: тези оповідей. – Львів, 2015. – С.182-183.

61. Неклюдова Г.А. Решение задачи нестационарной теплопроводности для деталей дискового тормоза скоростного вагона / Г.А. Неклюдова, П.А. Тищенко, В.И. Сокаль // Сб. доклад. междунаrodn. конгр. «Механика и трибология транспортных систем - 2003». – Ростов-на-Дону (Россия). – 2003. – Т.1 – С. 175 – 178.

62. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 5) / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко [и др.] // Проблемы трения и износа: научн.-техн. сб. – К.: НАУ, 2012. Вып. 57. – С. 5 – 34.

63. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 6) / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко [и др.] // Проблемы трения и износа: научн.-техн. сб. – К.: НАУ, 2012. Вып. 57. – С.34-48.

64. Носко А.Л. Вплив фрикційно-зношувальних показників на функціональні можливості гальм ПТМ / А.Л. Носко, О.П. Носко // Машинознавство. – Луганськ, 2005. - №4. – С. 22–25.

65. Носко А.Л. Оценка долговечности тормозных устройств грузоподъемных машин / А.Л. Носко // Механизация строительства. – М., 2013. - №6 (828). – С. 36-40.

66. Носко А.Л. Оценка ресурса фрикционной накладки тормоза ГПМ / А.Л. Носко // Трибология – машиностроению / Труды Всероссийской науч.-техн. конферен. с участием иностранных специалистов. – М., 2014. – С. 38.

67. Носко А.Л. Практические рекомендации по оценке узлов трения (применительно к ПТМ) / А.Л. Носко // Из-ия ТулГУ. Сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование. – Тула. Изд-во ТулГУ, вып. 7, 2007. – С. 146-160.

68. Носко А.Л. Экспериментальное исследование нагрева тормозных устройств с малым коэффициентом взаимного перекрытия / А.Л. Носко // М.: Из-ия высш. учебн. завед. - №9, 1988. – С. 118-122.

69. Носко А.П. Метод расчета температур в области контакта элементов пар трения тормозных устройств подъемно-транспортных машин: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.04 и 05.02.04 / Носко Алексей Павлович. – М., 2010. – 135 с.

70. Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки фрикционной теплостойкости материалов: ГОСТ 23210-80. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 9 с.

71. Огар М.П. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей: фрактальный подход – Огар П.М., Горохов Д.Б. // Системы. Методы. Технологии. – М., 2010. – С. 30-38.

72. Оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения дисково-колодочных тормозных устройств / А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык [и др.] // Енергоощадні машини і технології: тези доповідей II міжнародн. наук.-техн. конф., 29 вересня – 1 жовтня 2015 р. : тези доповід. – К.: Київський національний університет будівництва і архітектури, 2015. – С. 104.

73. Определение характеристик изнашивания при испытаниях на машинах с переменной площадью контакта / Макаров Ю.Ф., Тувин А.А., Макаров С.Ю. // Заводская лаборатория. – 1986. – №6. – С. 68-69.

74. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / Под редакцией В.К. Кошкина. – М.: Машиностроение, 1985. – 624 с.

75. Основы трибологии / Под. ред. Чичинадзе А.В. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.

76. Оценка влияния температурных и силовых воздействий на работоспособность авиационных тормозных колес / Б.С. Окулов, А.И. Бакин, В.В. Мозалев и др. / Труды 5-го международн. симпозиума по фрикционным изделиям и материалам. – Ярославль (Россия), 2003. – С. 132-135.

77. Пат. 112900 України, F16D 49/08, F16D 49/10, F16D 49/12. Пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо / О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, А. В. Возний, О.Б. Стадник; заявник і патентотримувач Івано-Франківський нац. техн. ун-т. нафти і газу. – №201500336; заявл. 16.01.15; опубл. 10.11.16, Бюл. №21.

78. Пат. 2239737 С1 РФ, МПК⁷ F16D 65/08. Двухступенчатый барабанный камерный тормоз / А.И. Вольченко, В.В. Дячук, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, В.В. Камышанов; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - №20020021021/11; заявл. 05.02.2003; опубл. 10.11.2004, Бюл. № 31. – 8 с.

79. Пат. 2263833 С1 РФ, МПК⁷ F16D 65/813. Двухступенчатый ленточно-колодочный тормоз с охлаждением / А.И. Вольченко, А. А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, П.Ю. Пургал, И.О. Бекиш; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - №2004126382; заявл. 30.08.04; опубл. 10.11.05, Бюл. № 31. – 10 с.

80. Пат. 2295067 С2 РФ, МПК F16D 49/08. Двухступенчатый ленточно-колодочный тормоз с радиально подвижными накладками в шкиве / Д.А. Вольченко; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - №2005100750/11; заявл. 13.01.2005; опубл. 10.03.2007, Бюл. № 7. – 9 с.

81. Пат. 2502900 С2 РФ F16D 49/08. Способ электродинамического установления закономерностей изменения эксплуатационных параметров металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровой лебедки / Вольченко А.И., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Поляков П.А.,

Возный А.В.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - №2012105664/11; заявл. 20.02.2012; опубл. 27.12.2013, Бюл. № 36. – 12 с.

82. Пат. 2522663 РФ F16D 55/22, B60T1/06. Способ оптимизации параметров дискового тормозного устройства / О.Ю. Елагина, К.О. Томский, Б.М. Гантимиров, А.В. Мурадов, А.К. Прыгачев; заявитель и патентообладатель Российский госудаств. ун-т нефти и газа. - №2012154232/11; заявл. 14.12.2014; опубл. 20.07.2014, Бюл. № 20. – 6 с.

83. Пат. 2594044 C1 РФ МПК F16D 65/12, F16D 65/84. Способ определения площадей поверхностей мтеаллических дисков при различной их энергоемкости в дисково-колодочных тормозных устройствах / П. С. Красин, Н.А. Вольченко, Г. С. Гудз, Д. Ю. Журавлев, И. Я. Захара, А. В. Возный; заявитель и патентообладатель Кубанский государственный технологический ун-т. - №2015122732/11; заявл. 11.06.2015; опубл. 10.08.2016, Бюл. №22. – 11 с.

84. Пат. 3955651 США. МКИ F16D 049/12. Band brakes / M.V. Hinderks (США). - №353735; заявл. 23/04/73; опубл. 11.05.76, НКИ 188/77. – 5 с.

85. Пат. 4311221 США. МКИ F16D 065/06. Brake band end connection / M. Ratner (США). - №079088; заявл. 26.09.79; опубл. 19.01.81, НКИ 168/77. – 3 с.

86. Пат. 68798А України МПК7 F16D49/08 Двоступінчате стрічково-колодкове гальмо / Крижанівський Є.І., Вольченко М.О. , Дячук В.В., Вольченко Д.О., Сторож Я.Б.; заявник і патентовласник дочірня комп. «Укргазвидобування» Українск. наук.-дослідн. ін.-т природн. газів (філія). - №2003109644, заявл. 27.10.2003; опубл. 16.08.2004, Бюл. №8. – 3с.

87. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств. Стандарт / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, О.Б. Стаднык [и др.] // Баку: Апострофф, 2016 – 264с.

88. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко и др. // Стандарт. – Баку: Апострофф, 2016. – 312с.

89. Проектний і перевірний розрахунок фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм / О.І. Вольченко, А. В. Возний, О. Б. Стадник та ін. // LXXII наук. конф. проф. виклад. складу, асп., студент. та співробітн. відокремл. структур. підрозд. Національного транспортного університету, 11-13 травня 2016 р. : тези доповід. – К.: НТУ, 2016. – С. 527.
90. Пехович А.И. Расчеты теплового режима твердых тел / А.И. Пехович, В.М. Жидких. – Ленинград: Энергия, 1976. – 350 с.
91. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А.Л. Левин, М.М. Бородулин, А.В. Чичинадзе и др.; Под. ред. Чичинадзе А.В. – М.: Машиностроение, 1980. – 208 с.
92. Поляков П.А. Повышение эффективности тяжело нагруженных фрикционных узлов тормозных устройств: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Поляков Павел Александрович. – Краснодар, 2013. – 157 с.
93. Промышленные полимерные композиционные материалы / Под общ. редакц. М. Ричардсона. – М.: Химия, 1980. – 472 с.
94. Протасов Б.В. О связи износа с распределением теплового потока в трибосопряжении / Б.В. Протасов, В.П. Глазков // Известия вузов, Машиностроение. – 1978, №1. – С. 84 – 87.
95. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гинзбург, З.В. Игнатьев. – М.: Наука, 1989. – 267 с.
96. Рогатинський Р. М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: монографія / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, А. Є. Дячун. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2014. – 280с.
97. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъёмных установок: Нормативное производственно-практическое изд., утв. Приказом Минуглепрома Украины от 06.08.2009 г., № 326. - Донецк: Донеччина, 2009. - 671 с.
98. Семенюк В. Аналіз впливу кількості колодок на стабільність гальмівного моменту дисково-колодкового гальма / В. Семенюк, О. Вудвуд //

12-й між нар. симпоз. інж.-механ. у Львові, 28-29 травня 2015 р.: тези доповід. – Львів, 2015. – С. 191-192.

99. Скляр Н. А. Выбор и обоснование параметров дискового устройства шахтных подъёмных машин// Н. А. Скляр //Труды ДонНТУ, серия: «Горная электромеханика». - 2010. - Вып. 19/175. - Донецк, 2010 - С. 164-172.

100. Соболев И.И. Выбор оптимальных параметров и задач со многими критериями / И.И. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.

101. Спектор С.А. Электрические измерения физических величин / С.А. Спектор. – Л.: Энергоиздат, 1987. – 319 с.

102. Справочник по триботехнике: в 3-х томах. Т.1: Теоретические основы / Под общ. ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.

103. Справочник по триботехнике: в 3-х 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.

104. Стадник О.Б. Импульсная и длительная энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства / О.Б. Стадник // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 2(67). – С.76-98.

105. Стадник О. Б. Методы и средства повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / О. Б. Стадник // Наук. журнал «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті». – Луцьк, 2016. – Вип. 1(5). – С. 383-388.

106. Старченко В.Н. Исследование теплового состояния колодок автомобильного дискового тормоза, выполненных из разных материалов / В.Н. Старченко, А.В. Кущенко, В.Л. Балинский и др. // Вестник ВНУ им. Владимира Даля: сб. научн. раб. – Луганск. – 2008. - №11(141). – С. 52 – 57.

107. Степанов А. Г. Математическое моделирование динамических процессов дискового тормоза шахтных подъемных машин / А. Г. Степанов // Журнал «Горное оборудование и электромеханика». – Вып. №6, 2010. – С. 1-23.

108. Теория, расчет и конструирование различных типов дисков для тормозных устройств / А.И. Вольченко, П.С. Красин, О.Б. Стадник [и др.] // Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції, 8-9 травня 2015 р. – Дрогобич, 2015. – С. 121-126.

109. Тепловой расчет автомобильных дисковых тормозов на типовых режимах испытаний: монография / Г.С. Грудз, М.В. Глобча, О.Л. Коляса, Я.П. Яворский. – Львов: Лига – Пресс, 2007. – 128 с. – (укр.).

110. Теплотехника / под. ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2000. – 671 с.

111. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин / Р. Тиль. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 190 с.

112. Тихомиров В.П. Методы моделирования процессов в триботехнических системах / В.П. Тихомиров, О.А. Горленко, В.В. Порошин. – М.: МГИУ, 2004. – 292 с.

113. Требухин В. А. Предложения по управлению многомодульными дисковыми тормозами шахтных подъёмных машин// В. А. Требухин, А. А. Григорьев, А. В. Требухин //Сб. науч. тр. ИГМ им. М. М. Фёдорова. - Донецк, 2009. - С. 256-271.

114. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.

115. Третьяков А.О. Моделирование процесса износа изделий из полимерных композиционных материалов / А.О. Третьяков, М.В. Бурмистр // Сб. доклад. междунаrodn. конгр. «Механика и трибология транспортных систем - 2003». – Ростов-на-Дону (Россия). – 2003. – Т. 1. – С. 303 – 307.

116. Турков А.И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного

подвижного состава; дис. ... докт. техн. наук: 05.05.01 / Турков Аркадий Иосифович. – Хабаровск, 1982. – 357 с.

117. Федоров А.А. Моделирование температурных вспышек при трении / А.А. Федоров, Д.О. Бытев // Сб. доклад. междунаrodn. конгр. «Механика и трибология транспортных систем - 2003». – Ростов-на-Дону (Россия). – 2003. – Т. 2. – С. 330 – 335.

118. Федосеев В.Н. Дисково-колодочные тормоза подъемно-транспортных машин / В.Н. Федосеев – Подъемно-транспортное оборудование. – М.: НИИинформтяжмаш, №30, 1978. – 57 с.

119. 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 / Федосеев Вячеслав Николаевич. – М., 1997. – 360 с.

120. Федосеев В.Н. Формирование контурной площади контакта фрикционных пар тормозных устройств повторно-кратковременного режима работы / В.Н. Федосеев, Т.В. Хурцидзе // Известие вузов. Машиностроение. – 1988, №9. – С. 112 – 117.

121. Фрикционное взаимодействие в электрических и тепловых полях металлополимерных пар трения / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Первердиев [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии. – Баку. – 2014. – №6(2). – С. 30 – 54.

122. Фрикционные узлы: Монография (научное издание) / А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, П.Ю. Пургал, Д.А. Вольченко. В 2-х томах. Том 1. Кубанск. государств. технолог. ун-т (Россия). – Краснодар, 2003. – 220 с.

123. Фрикционные узлы: Монография (научное издание) / А.А.Петрик, Н.А. Вольченко, П.Ю. Пургал, Д.А. Вольченко. В 2-х томах. Том 2. Кубанск. государств. технолог. ун-т (Россия). – Краснодар, 2003. – 220 с.

124. Харламов П.В. Трибоспектральная идентификация и прогнозирование критического состояния подсистемы «тормозной диск –

колодка автомобиля»: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.04 / Харламов Павел Викторович. – Ростов-на-Дону, 2009. – 164 с.

125. Хвильова природа зміни експлуатаційних параметрів при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв / О.І. Вольченко, Я.В. Куриляк, О.Б. Стадник // LXXI наук. конф. проф. виклад. складу, асп., студент. та співробітн. відокремл. структ. підрозд. Національного транспортного університету, 13-15 травня 2015 р. : тези доповід. – К.: НТУ, 2015. – С. 553.

126. Цыпкин Я.З. Теория нелинейных импульсных систем / Я.З. Цыпкин, Ю.С. Попков. – М.: Наука, 1973. – 416 с.

127. Чебаков М.И. Пространственные контактные задачи с учетом трения / М.И. Чебаков // Сб. доклад. международн. конгр. «Механика и трибология транспортных систем - 2003». – Ростов-на-Дону (Россия). – 2003. – Т. 1. – С. 335 – 357.

128. Чиковани М.Г. Температурное поле вентилируемого диска дисково-колодочного тормоза с каналами произвольной формы / М.Г. Чиковани, В.Н. Федосеев // Известия вузов. Машиностроение, 1985. - №3. – С. 14-19.

129. Чичинадзе А.В. Износостойкость фрикционных полимерных материалов / А.В. Чичинадзе, В.Я. Белоусов, И.М. Богатчук. – Львов: Высшая школа, 1989. - 144 с.

130. Чичинадзе А.В. Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В. Чичинадзе, Р.М. Матвеевский, Э.Д. Браун. – М.: Наука, 1986. – 248 с.

131. Электрогидравлические системы питания и управления дисковыми тормозными блоками HR7K, HR9K фирмы INCO (Чехия): Проспект диллера в Украине ООО «Укрэлектросервис». - Харьков, 2010. - С. 1-2.

132. Энергонагруженность дисков в парах трения «диск-колодка» тормозных устройств автотранспортных средств (часть вторая) / Красин П. С., Вольченко Н. А., Стадник О.Б. [и др.] // Научный журнал КубГАУ, 2015. – №110(06). – С. 1-17 (<http://ej.kubagro.ru/2015/06/pdf/64.pdf>).

133. Энергонагруженность фрикционных узлов тормозных устройств при различных режимах их испытаний / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, О.Б. Стаднык [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии, 2015. – Вып. 7(4). – С. 18-35

134. Янютин Е.Г. Импульсное воздействие на упруго-деформируемые элементы конструкций / Е.Г. Янютин, И.В. Янчевский. – Харьков: ХАДИ, 2001. – 184 с.

135. Янютин Е.Г. Импульсное деформирование упругих элементов конструкций / Е.Г. Янютин. – Киев: Научная мысль, 1993. – 147 с.

136. Accordamenti progettativi per ridurre la sensibita dei freni a'tamburo con Expander a cuneo. – Garage e officina, 1981, 32, 375. – P. 27-30.

137. Calculation of drawworks band-shoe brake performance / B. Storozh, R. Karpyk, Y. Storozh // Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare, 2004. – P. 255-263.

138. Canəhmədov Ə.X., Əliyev Ə.M., Volçenko A.İ., Cavadov M.Y. Konduktiv soyutmalı lentli-kündəli əyləcin konstruksiyasının işlənməsi. // Ученые записки НИИ "Геотехнологические проблемы нефти, газа и химия", Баку, 2013. - с. 113-119.

139. Chichinadze A.V. Evalution method of the carton friction composite marerials used in multipe disc aviation brakes / Chichinadze A.V. // Tribologia. Warszawa. №1 (2000). Part. I. P. 7-22; №2 (2000). Part II. P. 133-154; №1 (2001). Part III. P. 23-38.

140. Georges J.M. Some surface science aspects of tribology / Georges J.M. // New directions in tribology / Ed by I.M. Hutchings. – Bury. St. Edmunds and London: MEP, 1997. – P. 67-82.

141. Estimation of band-shoe brake performances for drilling winches/ A.Volchenko, Y.Storozh, B.Storozh, R.Karpyk // Buletin Stiintific, Volumul XVII, Partea 1, Fascicola: Mecánica, Tribologie, Technologia Constructiilor de Masini, Baia Mare, 2003. – P. 285-290.

142. Janahmadov A.Kh., Volchenko A.I., Javadov M.Y., Volchenko D.A., Volchenko N.A., Janahmadov E.A. The characteristic analysis of changes in the processes, phenomena and effects within working layers of metal polymer pairs during electro-thermo-mechanical friction // Science & Applied Engineering Quarterly (SAEQ), Issue-02, London, 2014. – pp. 6-17.
143. Johnson K.L. Contact Mechanics. Cambridge University Press, 1987.–452 p.
144. Krauser R., Kohlgruber K. Temperaturberechnung in Scheibenbremsen / R.Krauser, K.Kohlgruber. – Automobile Industrie, 4/1976. – S. 37-48.
145. Krasin P.S. Experimental calibration of racing car / P.S. Krasin, N.A. Volchenko // Научные труды КубГТУ, №2, 2015. – С. 1-8.
146. Mine hoist brake systems ABB. Subject specification company ABB (Sweden) 3BSE 040282, 2011.-P. 1-8.
147. Perspectives of application of Russian carbon friction composite materials in brakes of aviation wheels. ASME, Intern. Congress, Atlanta, USA, November / [Chichinadze A.V., Bakin A.I., Mozalev V.V., Suvorov A.V.]. – Atlanta, USA, 1996. – Vol. 2, part B, – P. 562-570.
148. The Static Dynamic Analyses of Loadings of Friction Units for Band-Shoe Brakes / Y. Kryzhanivskyi, D. Volchenko, Y. Storozh // Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare, 2004. – P. 187-195.
149. Vecormine Hoists. Design and breaking systems, Broshure. FLSmidth Ltd., South Africa, 2011. - P. 1-8.
150. Zaslavsky R.N. Application of friction - polymer - forming additives for running - in of rubbing surfaces / R.N.Zaslavsky, Yu.S. Zaslavsky // Wear. 1987. Vol. 118. №1. - P. 1-26.
151. Zuzhnov Yu. M. Neues in der Redhaftung mit der Schiene / Zuzhnov Yu. M. M.: AIT, 2001, 30 s.

ДОДАТКИ

Додаток А
Типові режими випробування дисково-колодкових гальм
транспортних засобів

Спроектвані та виготовлені пари тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів не тільки повинні задовольняти вимогам до їхніх матеріалів, але й витримувати допустимі питомі навантаження, поверхневим температурам і таке ін. Окрім того дисково-колодкові гальма транспортних засобів в залежності від їхньої підкатегорії повинні відповідати вимогам дорожніх випробувань.

У ГОСТі Р 41.13-2007 [26] обумовлюється обсяг випробувань з визначення гальмівних властивостей транспортних засобів. Випробовування з метою визначення ефективності гальмівної системи поділяють на три типи: «0», «I» і «II».

Випробовування «0» проводять для визначення ефективності гальмівної системи та її окремих контурів при температурі бічних поверхонь гальмівного диска, що не перевищує 100 °С. Випробовування типу «0» проводиться при контрольному гальмуванні для категорій транспортних засобів при заданій початковій швидкості гальмування та зусиллі на органі керування гальмами. При випробовуваннях здійснюється не менше чотирьох контрольних гальмувань: по два гальмування при русі транспортного засобу в обох напрямках дослідної ділянки дороги.

Випробовування типу «I» і «II» призначені для визначення залишкової ефективності гальмової системи транспортного засобу при нагрітих парах тертя гальмівних механізмів. Випробовування типу «I» і «II» складаються з двох етапів: попереднього, протягом якого пари тертя гальм нагрівають, та основного, під час якого визначають залишкову ефективність гальмівної системи.

Попередній етап випробувань «I» транспортних засобів категорій M і N проводиться методом послідовних гальмувань, режими яких наведено в табл.

А.1. При цьому необхідно фіксувати: початкову і кінцеву швидкості гальмування, час циклу, сповільнення та кількість гальмувань транспортного засобу.

Таблиця А.1

Режими випробувань транспортних засобів категорій М і N на попередньому етапі

Категорія	Початкова швидкість гальмування, км/г,	Кінцева швидкість гальмування, км/г, $\pm 1,5$	Сповільнення, м/с ² , $\pm 0,2$	Тривалість циклу, с	Кількість гальмувань
M ₁	0,8 V _{max} , але < 120	0,5	3,0	45	15
M ₂	0,8 V _{max} , але < 100			55	15
M ₃	0,8 V _{max} , але < 60			60	20
N ₁	0,8 V _{max} , але < 120			55	15
N ₂	0,8 V _{max} , але < 60			60	20
N ₃	0,8 V _{max} , але < 60			60	20

Аналогом циклічних випробувань типу «I» є 2,5-хвилинне випробування, яке здійснюється шляхом буксирування по горизонтальній ділянці дороги загальмованого транспортного засобу за допомогою спеціального автомобіля-тягача протягом 2,5 хвилин зі швидкістю 30 км/г і з тягловим зусиллям у зчіпному пристрої $0,107 gM_a$.

Випробовування типу «II» мають за мету перевірити достатність енергоємності гальмової системи для забезпечення необхідної ефективності гальмування в умовах високої енергонавантаженості пар тертя гальмівних механізмів. Ці випробовування передбаченні приписами підкомітету з внутрішнього транспорту ЄЕК ООН [26], вони є завершальним етапом процесу створення і доведення гальмівної системи транспортних засобів для її подальшого використання.

Суть попереднього етапу випробувань «II» полягає в тому, що загальмований транспортний засіб рухається зі швидкістю 30,0 км/г (допускається короткочасне відхилення в межах 30 ± 5 км/г) під схил з уклоном

6,0 % довжиною 6,0 км з увімкненою допоміжною гальмівною системою. Ці випробовування можуть бути замінені на буксирування зі швидкістю 30,0 км/г по горизонтальній ділянці дороги довжиною 6,0 км загальмованого транспортного засобу за допомогою спеціального автомобіля-тягача з тягловим зусиллям у зчіпному пристрої $0,06 gM_a$.

Випробовування на теплонавантаженість та ефективність вимушеного охолодження гальмівних механізмів транспортних засобів проводяться з метою оцінки теплового стану та працездатності їх робочих деталей і виконавчих органів гальмівного приводу при нагріванні.

Нагрівання пар тертя гальм транспортних засобів категорій М і N проводять методом послідовних гальмувань, режими яких наведено в табл. А.2

Таблиця А.2

Режими гальмування для оцінки теплонавантаженості пар тертя гальмівних механізмів транспортних засобів

Категорія	Початкова швидкість гальмування, км/г	Сповільнення, м/с ² , ±0,2	Тривалість циклу, с	Кількість гальмувань
M ₁	0,8 V _{max} , але < 120	5,0	45	15
M ₂	0,8 V _{max} , але < 100	4,0	55	15
M ₃	0,8 V _{max} , але < 60	4,0	60	20
N ₁	0,8 V _{max} , але < 120	4,0	55	15
N ₂	0,8 V _{max} , але < 60	3,0	60	20
N ₃	0,8 V _{max} , але < 60	3,0	60	20

Виходячи з вищенаведених типових режимів випробування пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів однією з основних задач є проведення випробувань типу «І» (20-ть циклів гальмування) при прогрітих фрикційних вузлах гальм (початкова температура робочих поверхонь 100 °С) та гарячих (початкова температура робочих поверхонь 150 °С); проведення випробувань шляхом безперервного гальмування із сталою інтенсивністю протягом 2,5 хвилин. Випробування типу «ІІ» проводили гальмуванням

протягом 12-ти хвилин (аналог затяжного спуску) при гарячих (початкова температура робочих поверхонь пар тертя гальма 100 і 150 °С). При цьому випробування потрібно проводити при вимушеному охолодженні пар тертя гальм.

Динаміка гальмування двохвісних транспортних засобів

Для реалізації регламентованих гальмівних моментів відповідно до Правил №13 ЄЕК ООН двохвісні транспортні засоби повинні відповідати таким вимогам.

Для значень коефіцієнтів зчеплення φ в межах від 0,2 до 0,8 усі категорії транспортних засобів повинні задовольняти співвідношенню:

$$z \geq 0,1 + 0,85(\varphi - 0,2), \quad (\text{A.1})$$

де z – коефіцієнт гальмування транспортного засобу (питома гальмівна сила);
 φ – коефіцієнт зчеплення між шинами і дорогою.

Для всіх умов навантаження транспортного засобу категорії M_1 в діапазоні коефіцієнтів гальмування 0,15...0,8 середня крива реалізованого зчеплення (питомої гальмівної сили) передньої осі повинна розташовуватися над кривою реалізованого зчеплення задньої осі.

Проте для всіх транспортних засобів цієї категорії, для яких значення z знаходиться в діапазоні 0,3...0,45, допускається інверсія кривих питомих гальмівних сил за умови, що крива питомої сили задньої осі не виходить більше, ніж на 50% за межі прямої, що відповідає рівнянню $\varphi = z$ (пряма рівного зчеплення) (рис. А.1).

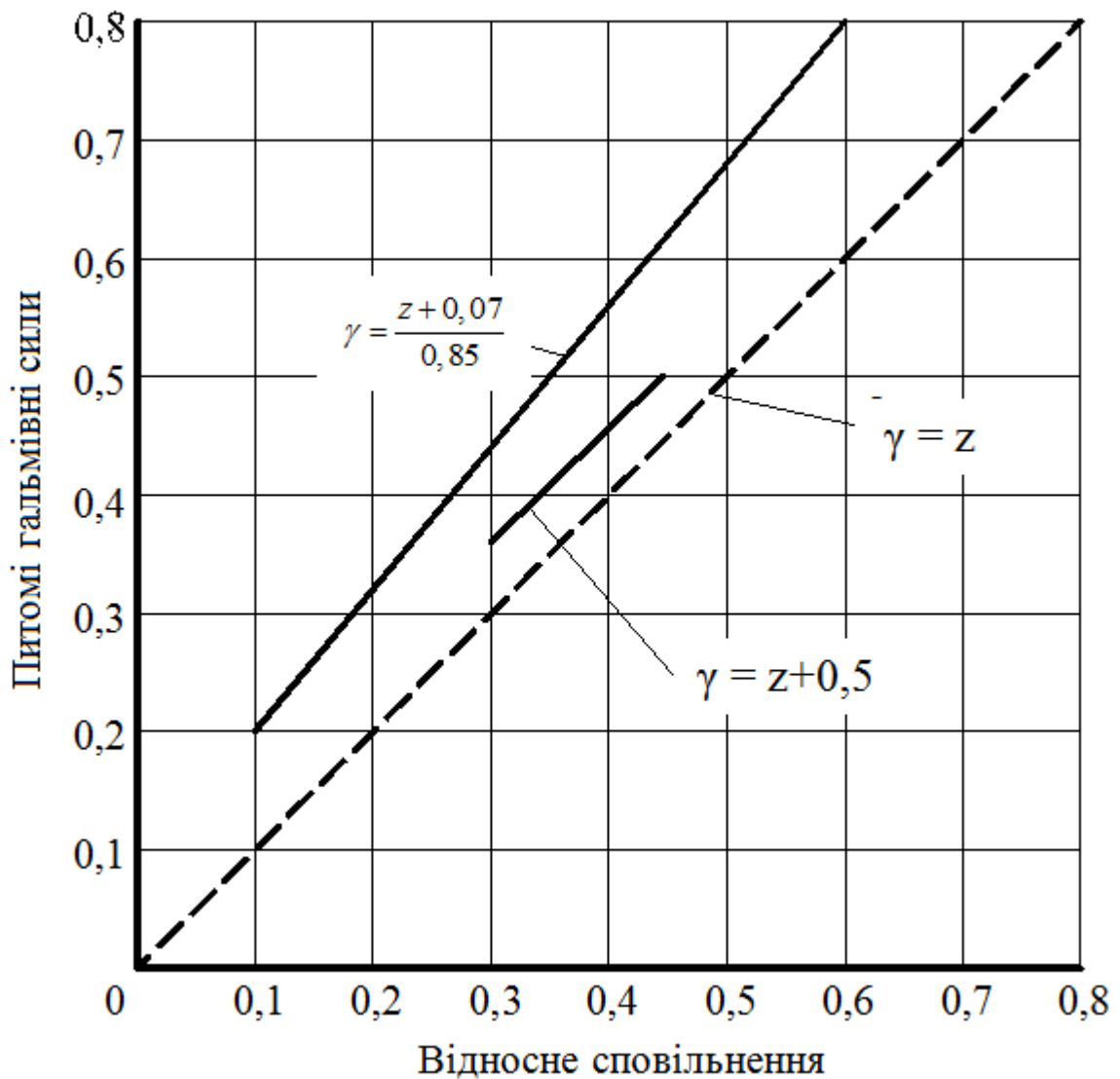


Рис. А.1– Граничні лінії питомих гальмівних сил транспортного засобу, регламентовані Правилom №13 СЕК ООН

Варто зазначити, що згідно з Правилom №13 [26] криві реалізованого зчеплення будуються тільки для сталих значень динамічних коефіцієнтів тертя фрикційних вузлів при граничному навантажувальному стані.

У реальних умовах експлуатації динамічні коефіцієнти тертя фрикційних вузлів змінюються в досить широкому діапазоні, що у деяких випадках може призвести до небажаної зміни розподілення сил по осях транспортного засобу з втратою стійкості при гальмуванні.

Приклад 1.

Оцінка напружено-деформівного стану заднього гальмівного барабана транспортного засобу КрАЗ-250 [87]

Так як механічні напруження (від дії питомих навантажень) складають досить малу частину від загальних напружень (механічні та температурні) зупинимось на визначенні температурних напружень, які виникають в ободі гальмівного барабана. Останні визначаються за залежністю вигляду

$$\sigma_{\text{терм}} = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (\text{A.2})$$

Напруження від дії поверхневого температурного градієнту

$$\sigma_1 = \frac{\alpha_{\text{л}} E (t_1 - t'_1)}{2(1 - \mu)}, \quad (\text{A.3})$$

де t_1, t'_1 - температури: робочої і зовнішньої поверхні обода барабана.

Напруження від дії температури по товщині обода барабана

$$\sigma_2 = \frac{\alpha E (t_{1\text{cp}} - t_{2\text{cp}})}{1 + A_1 / A_2}, \quad (\text{A.4})$$

де $t_{1\text{cp}}, t_{2\text{cp}}$ - об'ємна температура бокової стінки обода барабана і фланця заднього моста транспортного засобу; A_1, A_2 - площі поперечних перерізів бічної стінки обода барабана і фланця заднього моста транспортного засобу.

На підставі наявних численних експериментальних даних, що стосуються енергонавантаженості транспортних засобів, були виконані розрахунки за залежностями (A.3)-(A.4). Результати розрахунків наведені в табл. A.3, з якої випливає: при змінних конструктивних ($R_{\text{об}}$ і δ) і постійній величині (A_1/A_2) параметрів, квазіпостійному теплофізичному ($\alpha_{\text{л}}$) параметрі і механічних властивостей (E і μ) матеріала обода гальмівних барабанів і змінних параметрах енергонавантаженості [$t_v, (t_1 - t'_1)$ і $(t_{1\text{cp}} - t_{2\text{cp}})$] ободів гальмівних барабанів і його бічної стінки, а також фланця маточини заднього моста за умови, що збільшення температури робочої поверхні обода завжди більше збільшенню його

Таблиця А.3

Конструктивні та теплофізичні параметри гальмівних барабанів і механічні властивості матеріалів при оцінці термонапружень їх ободів

$t_v,$ °C	$R_{\sigma\delta},$ м	$\delta,$ м	$\alpha_{\eta} \cdot 10^{-6},$ °C ⁻¹	$E \cdot 10^5,$ МПа	μ	$t_1 - t_1',$ °C	$t_{1cp} - t_{2cp},$ °C	A_1/A_2	$\sigma_{терм},$ МПа
30	0,15	0,012	11,3	2,15	0,26	20,0	15,0	0,5	57,13
		0,016				30,0			73,54
		0,02				40,0			89,96
	0,25	0,012				20,0	10,0		49,03
		0,016				30,0			65,44
		0,02				40,0			81,86
	0,35	0,012				20,0	5,0		40,93
		0,016				30,0			57,34
		0,02				40,0			73,76
60	0,15	0,012	11,5	2,13		20,0	30,0		82,09
		0,016				30,0			98,64
		0,02				40,0			115,19
	0,25	0,012				20,0	20,0		65,76
		0,016				30,0			82,31
		0,02				40,0			98,86
	0,35	0,012				20,0	10,0		49,43
		0,016				30,0			65,98
		0,02				40,0			82,53
90	0,15	0,012	11,7	2,11		20,0	40,0		99,19
		0,016				30,0			115,87
		0,02				40,0			132,55
	0,25	0,012				20,0	30,0		82,73
		0,016				30,0			99,42
		0,02				40,0			116,10
	0,35	0,012				20,0	20,0		66,28
		0,016				30,0			82,96
		0,02				40,0			99,64
120	0,15	0,012	11,9	2,09	20,0	50,0	116,51		
		0,016			30,0		133,32		
		0,02			40,0		150,12		
	0,25	0,012			20,0	40,0	99,93		
		0,016			30,0		116,74		
		0,02			40,0		133,54		
	0,35	0,012			20,0	30,0	83,35		
		0,016			30,0		100,16		
		0,02			40,0		116,96		

об'ємної температури, отримані величини термонапружень, що розвиваються в ободах гальмівних барабанів транспортних засобів. Аналіз величин термонапружень ободів гальмівних барабанів транспортних засобів, наведених в табл. А.3, дозволили зробити наступні висновки:

- збільшення радіусів робочих поверхонь ободів гальмівних барабанів сприяє збільшенню роботи тертя фрикційними вузлами гальма при зростанні гальмівного моменту, і як наслідок, поверхневих і об'ємних температур, і в кінцевому результаті термонапружень;

- збільшення товщини обода гальмівного барабана при постійному радіусі його робочої поверхні сприяє збільшенню енергоємності, тобто градієнта температури між внутрішньою та зовнішньою поверхнею обода, і як наслідок, термонапружень;

- при постійній величині A_1/A_2 (відношення поверхонь бічної стінки обода барабана до фланця маточини моста) і зі зменшенням градієнта об'ємної температури при збільшенні $R_{об}$ і δ спостерігається збільшення термонапружень обода барабана, оскільки зменшується кондуктивний теплообмін між зазначеним вище з'єднаннями.

Приклад 2.

Оцінка напружено-деформівного стану гальмівного шків стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5

Для дослідження механічних і теплових напружень, а також їх градієнтів використовувався метод кінцево-елементного моделювання за допомогою програми «Ansys Workbench», у якій моделювався фрикційний вузол «накладка-шків» з наступними вихідними конструктивними й динамічними параметрами: матеріал обода шків – сталь 35ХНЛ, питоме навантаження становило $p=1,2\text{МПа}$, поверхнева температура $t_n=390^\circ\text{C}$, температура навколишнього середовища $t_0=22^\circ\text{C}$.

Моделювання процесів механічного й теплового впливу на робочі й неробочі поверхні обода гальмового шківa, що має вільний край (правий) і затиснений край (лівий), який підсилений кріпильним виступом, а також з наявністю концентраторів напружень у місцях з'єднання робочої поверхні обода з ребордами і його неробочої поверхні із кріпильним виступом дозволяє констатувати наступне стосовно зон різних видів напружень:

механічних (рис. А.2 а)

- максимальні величини напружень (120,5 і 133,6 МПа) у точках, що відповідають місця, сполучення неробочої поверхні обода із кріпильним виступом (зона I);

- максимальні величини напружень у точках на робочій поверхні обода (104,56-120,6 МПа, у зоні II) і на його неробочій поверхні (95,4-65,27МПа, у зоні III) через дію розтягуючих і стискаючих напружень через консольності защемленого краю обода, а також нерівномірності (зменшуючої убік вільного краю обода) розподілу питомих навантажень, що сприяє виникненню максимальних об'ємних градієнтів напружень (6,19МПа/мм, зона VI), що є вогнищами зародження й розвитку мікротріщин.

- мінімальні величини напружень спостерігаються на неробочій поверхні обода під правою ребордою (0,57МПа, зона IV), які сприяють виникненню мінімальних об'ємних градієнтів (0,036МПа/мм)

- напруження в середньому шарі обода (зона V) з боку його вільного краю менші, ніж у точках на робочій і неробочій поверхні обода;

температурних (рис. А.2 б)

- максимальні величини напружень у точках, що відповідають концентраторам напружень (169,37 МПа, зона I' і 146,87МПа, зона II') через великий градієнт напружень по товщині обода (7,3МПа/мм, зона VII');

- великі напруження в місцях спряження обода із кріпильним виступом (42,03-140,02МПа, зони III' і IV'), що також відповідають концентраторам напружень;

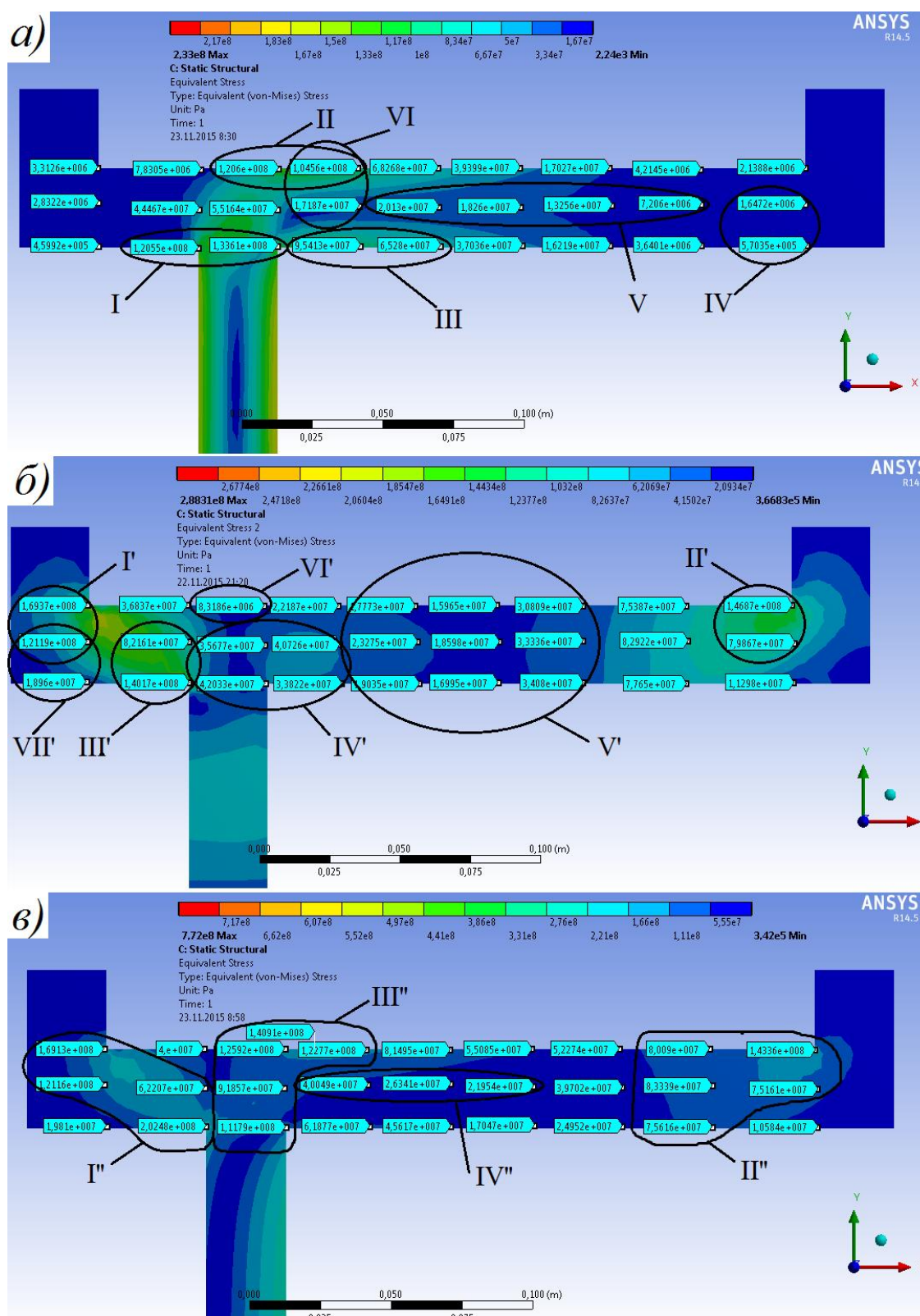


Рис. А.2 а, б, в – Розподілення напружень в тілі гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5: а – механічні; б – температурні; в – сумарні (механічні та температурні)

– у середній частині обода шків (зона V') розвиваються невеликі напруження (16,96-34,08МПа), і, як наслідок, мінімальні їхні градієнти (0,053МПа/мм);

– мінімальні напруження виникають на робочій поверхні обода шків над кріпильним виступом (зона VI'), що становлять усього 8,32МПа;

сумарні (механічні + температурні) (рис. А.2 в)

– максимальні величини в місцях, що відповідають концентраторам напружень (зони I" і II"), у яких формуються температурні напруження, що викликають максимальні їхні градієнти (10,04МПа/мм, нижня частина зони I");

– більші величини на робочій поверхні обода шків над кріпильним виступом і правіше нього (91,86-125,92МПа, зона III"), де виникають механічні напруження (від дії питомих навантажень), що викликають більші їхні градієнти, які є вогнищами зародження й розвитку мікротріщин;

– мінімальні величини у точках середнього шару обода, зміщених убік кріпильного виступу (зона IV"), які набагато менші, ніж у точках на робочій і неробочій поверхні обода.

У ряді випадків для оцінки опору руйнуванню крім коефіцієнта концентрації напружень (деформацій) використовують градієнт напружень (деформацій) (табл. А.4).

Таблиця А.4

Величини градієнтів напружень в характерних точках гальмівного шків

Напруження від дії:		Градієнти напружень, МПа/мм:	
		об'ємні	поверхневі
Питомих навантажень;	min	1,08/14=0,036	2,09/25=0,08
	max	86,7/14=6,19	112,7/25=4,51
температури;	min	0,74/14=0,053	1,8/25=0,072
	max	102,2/14=7,3	132,6/25=5,3
загальні	min	3,24/14=0,23	0,28/25=0,011
	max	140,5/14=10,04	129,1/25=5,16

Додаток Б

Приклад 1.

Визначення кількості повітря, що омиває поверхні гальмівного диска

Для визначення кількості повітря необхідно вирішувати зворотну задачу. Спочатку за відомими графіками знаходимо сумарний коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{Лс}$:

$$\alpha_{Лс} = 12,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Кількість теплоти, що виділяється в парах тертя, розраховується за залежністю вигляду:

$$Q = \alpha_{Лс} \cdot A \cdot \Delta t, \quad (\text{Б.1})$$

де A – площа поверхні теплообміну, м^2 ; Δt - зниження температури поверхонь гальмівного диска, $^\circ\text{С}$.

З іншого боку, кількість теплоти, що забирається охолоджуючим повітрям, дорівнює:

$$Q = c_v \cdot G_g \cdot \Delta t, \quad (\text{Б.2})$$

де c_v – об'ємна теплоємність повітря, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$; G_g - об'ємна витрата повітря, що омиває поверхні гальмівного диска, $\text{м}^3/\text{с}$; Δt – підвищення температури омиваючого повітря, $^\circ\text{С}$.

Прирівнявши залежності (Б.1) і (Б.2), визначаємо кількість повітря за залежністю вигляду:

$$G_g = \frac{\alpha_{Лс} \cdot A}{c_v}. \quad (\text{Б.3})$$

Підставивши величини $\alpha_{Лс}$ в залежність (Б.3), визначили кількість повітря, що омиває поверхні гальмівного диска за час 10 с, залежно від конструктивних параметрів гальмівних дисків. Результати представлено в табл. Б.1.

Таблиця Б.1

Результати розрахунку кількості повітря, що омиває поверхні гальмівного диска

ρ_R , м	R_2 , м	δ_d , м	A , м ²	$\alpha_{Лс}$, Вт/(м ² ·°С)	c_v , Дж/(м ³ ·°С)	G_6 , м ³ /10 с
0,2	0,05	0,046	0,29	12,0	1300	0,02707
	0,07		0,28			0,02568
	0,09		0,26			0,02383
	0,11		0,23			0,02151
0,3	0,05		0,64			0,05872
	0,07		0,62			0,05733
	0,09		0,60			0,05548
	0,11		0,58			0,05316
0,4	0,05		1,10			0,10197
	0,07		1,09			0,10058
	0,09		1,07			0,09872
	0,11		1,04			0,0964
0,5	0,05		1,70			0,15681
	0,07		1,68			0,15542
	0,09		1,66			0,15356
	0,11		1,64			0,15124
0,6	0,05		2,42			0,22324
	0,07		2,40			0,22185
	0,09		2,38			0,21999
	0,11		2,36			0,21767

Приклад 2.

Розрахунок ресурсу фрикційної накладки динамічної моделі дисково-колодкового гальма

Розрахунки проводилися за таких вихідних даних [58]:

зведений радіус мікроступів поверхні тертя гальмівного диска - 1,0 мкм;

швидкість ковзання - 20 м/с;

нормально спрямоване притискне навантаження - 15 кН;

динамічний коефіцієнт тертя - 0,4;

площа фрикційної накладки - $0,005 \text{ м}^2$;

геометричні параметри фрикційної накладки: довжина - 0,1 м; ширина - 0,05 м; товщина - 0,02 м;

питома лінійна інтенсивність зношування - 10^{-9} ;

твердість матеріалу диска - 400,0 МПа.

За залежностями (3.10)-(3.16) по заданих значеннях визначаємо такі фактичні характеристики фрикційного вузла гальма:

- складові потужності тертя:

механічна - 1,8 Дж/с;

електрична - 0,49 Дж/с;

теплова - 19,1 Дж/с;

- об'ємна інтенсивність зношування фрикційної накладки - $13,37 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{с}$;

- фактичний ресурс - 138,5 год;

Для збільшення в 1,5 рази ресурсу фрикційної накладки необхідно дотримуватися регламентованої величини коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя, але при цьому представляється можливим:

- у 1,5 рази збільшити площу фрикційної накладки при збереженні незмінним величини відношення її довжини до ширини. Площа складе $0,0075 \text{ м}^2$;

- у 1,3 рази збільшити довжину фрикційної накладки за рахунок зменшення її ширини при збереженні площі на попередньому рівні. Нові геометричні параметри складуть: довжина 0,13 м, ширина 0,038 м;

- у 0,78 рази зменшити зведений радіус мікровиступів поверхонь тертя гальмівного диска за рахунок підвищення чистоти їх обробки.

Приклад 3.

Розрахунок ресурсу фрикційних накладок стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Розрахунки проводилися за таких вихідних даних [88]:

зведений радіус мікровиступів поверхні тертя обода гальмівного шківа - 1,0 мкм;

швидкість ковзання – 1,5-6,0 м/с;

нормальні контактні зусилля – 0,5-1,4 кН;

динамічний коефіцієнт тертя – 0,25-0,40;

площа фрикційної накладки - 0,0276 м²;

геометричні параметри фрикційної накладки: довжина - 0,23 м; ширина - 0,12 м; товщина - 0,03 м;

питома лінійна інтенсивність зношування - 10⁻⁵;

твердість матеріалу ободу шківа - 250,0 МПа.

За залежностями (3.10)-(3.16) по заданих значеннях визначаємо: складові потужності тертя (механічну, електричну та теплову), об'ємна інтенсивність зношування фрикційної накладки та її фактичний ресурс.

На підставі отриманих розрахунково-експериментальних даних були побудовані графічні залежності вигляду $t_r = \mu(N, f)$ при $V_{кв} = 1,5; 3,0; 4,5; 6,0$ м/с (рис. Б.1 а, б, в).

В табл. Б.2 приведені значення покращених конструктивних параметрів пари тертя «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» стрічково-колодкового гальма для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах, які були отримані за залежностями (3.17)-(3.19).

В табл. Б.3 наведені значення величин, що вказують у скільки раз збільшуються ($A_{ф.н}$, L_n) і зменшуються (r_{max}) конструктивні параметри пари тертя «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» стрічково-колодкового гальма для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах.

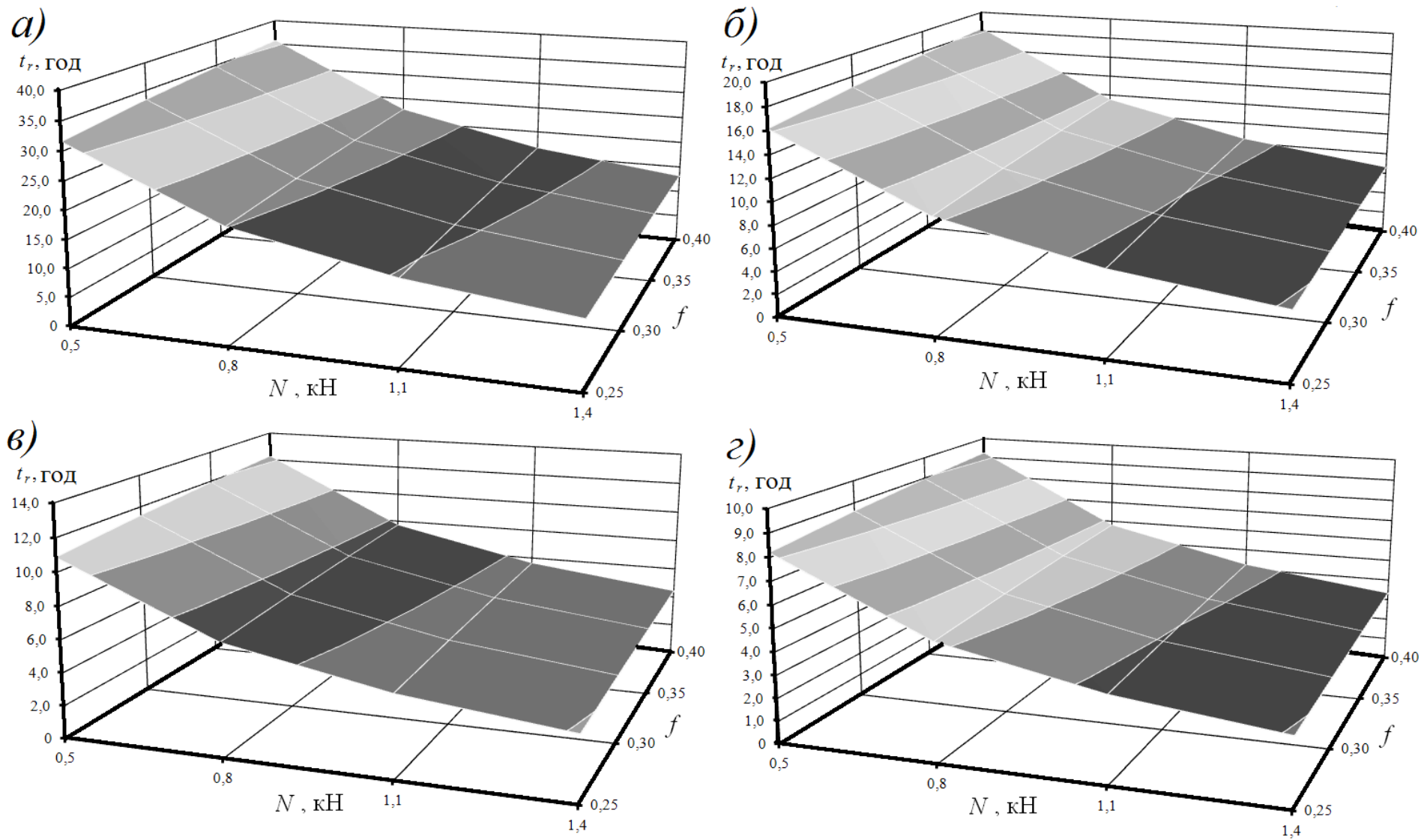


Рис. Б.1 а, б, в, з – Залежність фактичного ресурсу фрикційної накладки (t_r) стрічково-колодкового гальма від нормального контактного зусилля (N) і динамічного коефіцієнта тертя (f) при різних швидкостях ковзання: а – $V_{kv} = 1,5$ м/с; б – $V_{kv} = 3,0$ м/с; в – $V_{kv} = 4,5$ м/с; з – $V_{kv} = 6,0$ м/с

Таблиця Б.2

Значення покращених конструктивних параметрів пари тертя «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» стрічково-колодкового гальма для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1, 25 рази при різних експлуатаційних параметрах

f	N , кН	$V_{кв} = 1,5$ м/с			$V_{кв} = 3,0$ м/с			$V_{кв} = 4,5$ м/с			$V_{кв} = 6,0$ м/с		
		$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М	$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М	$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М	$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М
0,25	0,5	0,0345	0,59	0,39	0,0345	0,62	0,37	0,0345	0,63	0,36	0,0345	0,64	0,36
	0,8		0,97	0,24		1,01	0,23		1,02	0,23		1,03	0,22
	1,1		1,36	0,17		1,40	0,16		1,41	0,16		1,42	0,16
	1,4		1,75	0,13		1,79	0,13		1,80	0,13		1,81	0,13
0,30	0,5		0,33	0,71		0,36	0,65		0,37	0,63		0,37	0,62
	0,8		0,56	0,41		0,59	0,39		0,60	0,38		0,60	0,38
	1,1		0,79	0,29		0,82	0,28		0,83	0,28		0,83	0,28
	1,4		1,02	0,23		1,05	0,22		1,06	0,22		1,07	0,22
0,35	0,5		0,14	1,65		0,17	1,37		0,18	1,30		0,18	1,27
	0,8		0,26	0,90		0,28	0,81		0,29	0,78		0,30	0,77
	1,1		0,37	0,62		0,40	0,57		0,41	0,56		0,42	0,55
	1,4		0,49	0,47		0,52	0,44		0,53	0,44		0,53	0,43
0,40	0,5		—	—		0,03	8,81		0,04	6,56		0,04	5,81
	0,8		0,03	7,79		0,06	4,02		0,07	3,46		0,07	3,24
	1,1		0,06	3,84		0,09	2,60		0,10	2,35		0,10	2,24
	1,4		0,09	2,55		0,12	1,93		0,13	1,78		0,13	1,72

Таблиця Б.3

Значення величин, що вказують у скільки раз збільшуються (A_{ϕ_n} , L_n) і зменшуються (r_{max}) конструктивні параметри пари тертя «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» стрічково-колодкового гальма для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1, 25 рази при різних експлуатаційних параметрах

f	N , кН	$V_{кв} = 1,5$ м/с			$V_{кв} = 3,0$ м/с			$V_{кв} = 4,5$ м/с			$V_{кв} = 6,0$ м/с		
		$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М	$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М	$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М	$A_{\phi_2^H}$, М	r_{max} , МКМ	L_H , М
0,25	0,5	1,25	1,7	1,71	1,25	1,6	1,61	1,25	1,6	1,59	1,25	1,6	1,57
	0,8		1,0	1,03		1,0	0,99		1,0	0,98		1,0	0,97
	1,1		0,7	0,73		0,7	0,71		0,7	0,71		0,7	0,70
	1,4		0,6	0,57		0,6	0,56		0,6	0,55		0,6	0,55
0,30	0,5		3,1	3,07		2,8	2,81		2,7	2,73		2,7	2,69
	0,8		1,8	1,80		1,7	1,70		1,7	1,67		1,7	1,66
	1,1		1,3	1,27		1,2	1,22		1,2	1,21		1,2	1,20
	1,4		1,0	0,98		1,0	0,95		0,9	0,94		0,9	0,94
0,35	0,5		7,2	7,18		6,0	5,97		5,6	5,65		5,5	5,50
	0,8		3,9	3,92		3,5	3,52		3,4	3,40		3,3	3,35
	1,1		2,7	2,70		2,5	2,49		2,4	2,43		2,4	2,40
	1,4		2,1	2,05		1,9	1,93		1,9	1,89		1,9	1,88
0,40	0,5		—	—		38,3	38,32		28,5	28,5		25,3	25,27
	0,8		33,9	33,88		17,5	17,48		15,1	15,05		14,1	14,07
	1,1		16,7	16,70		11,3	11,32		10,2	10,23		9,8	9,75
	1,4		11,1	11,08		8,4	8,37		7,7	7,74		7,5	7,46

Додаток В

Значення натуральних і кодових рівнів; матриця плану і результати дослідів при визначенні динамічного коефіцієнта тертя в стендових умовах

Таблиця В.1

Значення натуральних і кодових рівнів

Рівні факторів	Кодові значення		Підблоки					
			І-ий		ІІ-ий		ІІІ-ий	
			F_n , Н	$W_{тр}$, Дж	F_n , Н	$W_{тр}$, Дж	F_p , Н	$W_{тр}$, Дж
Основний рівень	0	0	150	6000	250	15000	250	24000
Інтервал ва-ріювання	1	1	50	4500	50	4500	50	4500
Верхній рівень	+1	+1	200	10500	300	19500	400	28500
Нижній рівень	-1	-1	100	1500	200	10500	300	19500
«Зоряні точки»	+R	+R	200	10500	300	19500	400	28500
«Зоряні точки»	-R	-R	100	1500	200	10500	300	19500

Таблиця В.2

Матриця плану і результати дослідів

№ дослідів	Матриця плану		Результати дослідів по підблоках, у		
	x_1	x_2	I	II	III
1	-1	-1	0,364	0,421	0,432
2	+1	-1	0,424	0,388	0,439
3	-1	+1	0,377	0,409	0,403
4	+1	+1	0,403	0,402	0,409
5	+R	0	0,382	0,419	0,408
6	-R	0	0,364	0,413	0,411
7	0	+R	0,372	0,397	0,421
8	0	-R	0,382	0,394	0,409
9	0	0	0,361	0,396	0,332

Додаток Г

**Статистичні параметри рядів розподілу динамічного коефіцієнта тертя в
дисково-колодкових гальмах**

Таблиця Г.1

Статистичні параметри рядів розподілу динамічного коефіцієнта тертя для
фрикційного вузла «ФК-24А-СЧ 15» динамічної моделі дисково-колодкового
гальма в залежності від температури поверхні тертя

Параметри ряду розподілу	Температура поверхні тертя, °С							
	20±3	100±5	200±10	300±10	400±20	500±25	600±25	700±25
n	10	10	10	10	10	10	10	10
$\bar{m}$	0,532	0,551	0,508	0,445	0,401	0,405	0,435	0,446
$\bar{\sigma}$	0,027	0,030	0,032	0,033	0,034	0,033	0,034	0,035
$\bar{m} + 3\bar{\sigma}$	0,613	0,641	0,604	0,544	0,503	0,504	0,537	0,551
$\bar{m} - 3\bar{\sigma}$	0,451	0,461	0,412	0,346	0,299	0,306	0,333	0,341

Додаток Д

Результати обробки експериментальних даних динамічної й теплової навантаженості пар тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма

Таблиця Д.1

Результати обробки експериментальних даних значень нормального контактного зусилля (N , кН), що виникає в гальмівних дисках, в залежності від динамічного коефіцієнта тертя (f)

Динамічний коефіцієнт тертя, f	Номер заміру				Середнє значення, μ	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
0,35	7,5	7,1	7,3	7,2	7,3	0,171	1,96	2	0,167	0,342	6,93 - 7,62
0,40	13,2	12,8	13,1	13,0	13,0	0,171			0,167	0,342	12,68 - 13,37
0,45	15,8	16,1	15,9	15,9	15,9	0,126			0,123	0,252	15,67 - 16,18
0,50	21,3	21,5	21,4	21,5	21,4	0,096			0,094	0,191	21,23 - 21,62
0,55	23,6	23,4	23,1	23,3	23,4	0,208			0,204	0,416	22,93 - 23,77

Таблиця Д.2

Результати обробки експериментальних даних значень гальмівного моменту (M_T), що розвивається парами тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма, залежно від коефіцієнта взаємного перекриття ($K_{\text{вз}}$)

Коефіцієнт взаємного перекриття, $K_{\text{вз}}$	Номер заміру				Середнє значення, μ	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
0,12	31,5	29,8	30,8	31,2	30,8	0,741	1,96	2	0,726	1,482	29,3 - 32,3
0,15	34,5	33,9	35,2	34,5	34,5	0,532			0,521	1,063	33,5 - 35,6
0,18	38,4	39,1	38,6	38,7	38,7	0,294			0,289	0,589	38,1 - 39,3
0,21	45,6	45,2	43,8	43,9	44,6	0,911			0,892	1,821	42,8 - 46,4

Таблиця Д.3

Результати обробки експериментальних даних значень динамічного коефіцієнта тертя при фрикційній взаємодії в парах тертя дисково-колодкового гальма залежно від поверхневої температури

Поверхнева температура	Номер заміру				Середнє значення, μ	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
20	0,536	0,568	0,545	0,550	0,550	0,013	1,96	2	0,013	0,027	0,523 - 0,577
100	0,560	0,543	0,574	0,552	0,557	0,013			0,013	0,026	0,531 - 0,584
200	0,503	0,496	0,512	0,513	0,506	0,008			0,008	0,016	0,490 - 0,522
300	0,445	0,456	0,468	0,459	0,457	0,009			0,009	0,019	0,438 - 0,476
400	0,402	0,386	0,398	0,429	0,404	0,018			0,018	0,036	0,367 - 0,440
500	0,398	0,387	0,405	0,402	0,398	0,008			0,008	0,016	0,382 - 0,414
600	0,428	0,436	0,416	0,429	0,427	0,008			0,008	0,017	0,411 - 0,444
700	0,433	0,449	0,436	0,429	0,437	0,009			0,008	0,017	0,419 - 0,454

Таблиця Д.4

Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури суцільного гальмівного диска при випробуваннях типу І в залежності від часу гальмування

Час гальмування, с	Кількість циклів	Номер заміру				Середнє значення, $\bar{u}$	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ϵ	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
0	0	89,0	93,0	92,0	92,0	91,5	1,732	1,96	2	1,697	3,464	88,04 - 94,96
90	2	164,0	158,0	160,0	158,0	160,0	2,828			2,772	5,657	154,34 - 165,66
180	4	228,0	221,0	224,0	225,0	224,5	2,887			2,829	5,774	218,73 - 230,27
270	6	274,0	276,0	265,0	268,0	270,8	5,123			5,021	10,247	260,50 - 281,00
360	8	302,0	303,0	295,0	294,0	298,5	4,655			4,562	9,309	289,19 - 307,81
450	10	322,0	323,0	319,0	316,0	320,0	3,162			3,099	6,325	313,68 - 326,32
540	12	329,0	321,0	325,0	324,0	324,8	3,304			3,238	6,608	318,14 - 331,36
630	14	331,0	332,0	330,0	326,0	329,8	2,630			2,577	5,260	324,49 - 335,01
720	16	336,0	334,0	332,0	337,0	334,8	2,217			2,173	4,435	330,32 - 339,18
810	18	342,0	341,0	338,0	339,0	340,0	1,826			1,789	3,651	336,35 - 343,65
900	20	343,0	341,0	342,0	338,0	341,0	2,160			2,117	4,320	336,68 - 345,32

Таблиця Д.5

Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури самовентильованого гальмівного диска при випробуваннях типу І в залежності від часу гальмування

Час гальмування, с	Кількість циклів	Номер заміру				Середнє значення, $\bar{u}$	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ϵ	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
0	0	92,0	89,0	90,0	91,0	90,5	1,291	1,96	2	1,265	2,582	87,92 - 93,08
90	2	152,0	153,0	150,0	148,0	150,8	2,217			2,173	4,435	146,32 - 155,18
180	4	223,0	221,0	218,0	222,0	221,0	2,160			2,117	4,320	216,68 - 225,32
270	6	254,0	256,0	251,0	247,0	252,0	3,916			3,837	7,832	244,17 - 259,83
360	8	281,0	278,0	279,0	281,0	279,8	1,500			1,470	3,000	276,75 - 282,75
450	10	298,0	299,0	302,0	305,0	301,0	3,162			3,099	6,325	294,68 - 307,32
540	12	307,0	306,0	301,0	302,0	304,0	2,944			2,885	5,888	298,11 - 309,89
630	14	306,0	308,0	307,0	307,0	307,0	0,816			0,800	1,633	305,37 - 308,63
720	16	312,0	307,0	310,0	310,0	309,8	2,062			2,020	4,123	305,63 - 313,87
810	18	315,0	309,0	310,0	313,0	311,8	2,754			2,699	5,508	306,24 - 317,26
900	20	313,0	312,0	315,0	310,0	312,5	2,082			2,040	4,163	308,34 - 316,66

Таблиця Д.6

Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури суцільних і самовентильованих гальмівних дисків при випробуваннях типу II в залежності від часу гальмування

Тип диска	Час гальмування, хв	Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
суцільний	0	25,0	24,0	23,0	25,0	24,3	0,957	1,96	2	0,938	1,915	22,34 - 26,16
	3,0	101,0	105,0	98,0	105,0	102,3	3,403			3,335	6,807	95,44 - 109,06
	6,0	203,0	204,0	201,0	195,0	200,8	4,031			3,951	8,062	192,69 - 208,81
	9,0	274,0	271,0	279,0	275,0	274,8	3,304			3,238	6,608	268,14 - 281,36
	12,0	326,0	324,0	329,0	319,0	324,5	4,203			4,119	8,406	316,09 - 332,91
самовентильований	0	25,0	22,0	24,0	23,0	23,5	1,291			1,265	2,582	20,92 - 26,08
	3,0	101,0	100,0	103,0	101,0	101,3	1,258			1,233	2,517	98,73 - 103,77
	6,0	175,0	171,0	179,0	174,0	174,8	3,304			3,238	6,608	168,14 - 181,36
	9,0	210,0	215,0	215,0	212,0	213,0	2,449			2,400	4,899	208,10 - 217,90
	12,0	225,0	223,0	226,0	221,0	223,8	2,217			2,173	4,435	219,32 - 228,18

Таблиця Д.7

Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури суцільного гальмівного диска при його вимушеному охолодженні в залежності від часу омивання швидкісними потоками повітря

Час, с	Кількість циклів	Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ϵ	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
0	0	175,0	173,0	168,0	169,0	171,3	3,304	1,96	2	3,238	6,608	164,64 - 177,86
90	2	137,0	135,0	132,0	134,0	134,5	2,082			2,040	4,163	130,34 - 138,66
180	4	103,0	101,0	105,0	106,0	103,8	2,217			2,173	4,435	99,32 - 108,18
270	6	81,0	80,0	79,0	86,0	81,5	3,109			3,047	6,218	75,28 - 87,72
360	8	74,0	75,0	71,0	78,0	74,5	2,887			2,829	5,774	68,73 - 80,27
450	10	68,0	69,0	71,0	76,0	71,0	3,559			3,488	7,118	63,88 - 78,12
540	12	65,0	62,0	65,0	64,0	64,0	1,414			1,386	2,828	61,17 - 66,83
630	14	64,0	65,0	63,0	61,0	63,3	1,708			1,674	3,416	59,83 - 66,67
720	16	61,0	62,0	65,0	62,0	62,5	1,732			1,697	3,464	59,04 - 65,96
810	18	60,0	62,0	61,0	64,0	61,8	1,708			1,674	3,416	58,33 - 65,17
900	20	56,0	58,0	65,0	61,0	60,0	3,916			3,837	7,832	52,17 - 67,83

Таблиця Д.8

Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури самовентильованого гальмівного диска при його вимушеному охолодженні в залежності від часу омивання швидкісними потоками повітря

Час гальмування, с	Кількість циклів	Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частина середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ϵ	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
0	0	175,0	174,0	169,0	167,0	171,3	3,862	1,96	2	3,785	7,724	163,53 - 178,97
90	2	130,0	131,0	125,0	135,0	130,3	4,113			4,031	8,226	122,02 - 138,48
180	4	98,0	99,0	102,0	101,0	100,0	1,826			1,789	3,651	96,35 - 103,65
270	6	74,0	76,0	71,0	79,0	75,0	3,367			3,299	6,733	68,27 - 81,73
360	8	63,0	61,0	58,0	59,0	60,3	2,217			2,173	4,435	55,82 - 64,68
450	10	51,0	48,0	52,0	51,0	50,5	1,732			1,697	3,464	47,04 - 53,96
540	12	47,0	45,0	41,0	43,0	44,0	2,582			2,530	5,164	38,84 - 49,16
630	14	41,0	38,0	40,0	39,0	39,5	1,291			1,265	2,582	36,92 - 42,08
720	16	38,0	37,0	36,0	39,0	37,5	1,291			1,265	2,582	34,92 - 40,08
810	18	34,0	35,0	36,0	37,0	35,5	1,291			1,265	2,582	32,92 - 38,08
900	20	35,0	31,0	36,0	38,0	35,0	2,944			2,885	5,888	29,11 - 40,89

Додаток Е

Таблиця Е.1

Результати прогнозованих значень поверхневих температур гальмівного диска в залежності від його товщини без і з урахуванням фланця

Конструкція диска	Товщина диска, δ_0 , мм	Номер заміру				Середнє значення, μ	Емпірична дисперсія, S	коефіцієнт, t	Частина Середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ϵ	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
без фланця	20,0	436,0	443,0	441,0	446,0	441,5	4,203	1,96	2	4,119	8,406	433,09 - 449,91
	25,0	445,0	447,0	442,0	448,0	445,5	2,646			2,593	5,292	440,21 - 450,79
	30,0	439,0	438,0	444,0	441,0	440,5	2,646			2,593	5,292	435,21 - 445,79
	35,0	421,0	418,0	425,0	417,0	420,3	3,594			3,522	7,188	413,06 - 427,44
	40,0	401,0	408,0	408,0	412,0	407,3	4,573			4,482	9,147	398,10 - 416,40
	45,0	391,0	392,0	385,0	389,0	389,3	3,096			3,034	6,191	383,06 - 395,44
	50,0	374,0	371,0	380,0	374,0	374,8	3,775			3,699	7,550	367,20 - 382,30
	55,0	361,0	358,0	358,0	365,0	360,5	3,317			3,250	6,633	353,87 - 367,13
	60,0	339,0	345,0	341,0	335,0	340,0	4,163			4,080	8,327	331,67 - 348,33
	65,0	330,0	326,0	327,0	331,0	328,5	2,380			2,333	4,761	323,74 - 333,26
	70,0	308,0	308,0	309,0	312,0	309,3	1,893			1,855	3,786	305,46 - 313,04
з фланцем	20,0	431,0	432,0	426,0	436,0	431,3	4,113	1,96	2	4,031	8,226	423,02 - 439,48
	25,0	435,0	432,0	430,0	432,0	432,3	2,062			2,020	4,123	428,13 - 436,37
	30,0	421,0	425,0	419,0	425,0	422,5	3,000			2,940	6,000	416,50 - 428,50
	35,0	408,0	410,0	412,0	415,0	411,3	2,986			2,926	5,972	405,28 - 417,22
	40,0	390,0	395,0	384,0	393,0	390,5	4,796			4,700	9,592	380,91 - 400,09
	45,0	371,0	375,0	368,0	369,0	370,8	3,096			3,034	6,191	364,56 - 376,94
	50,0	352,0	356,0	351,0	345,0	351,0	4,546			4,455	9,092	341,91 - 360,09
	55,0	330,0	331,0	328,0	329,0	329,5	1,291			1,265	2,582	326,92 - 332,08
	60,0	314,0	312,0	310,0	319,0	313,8	3,862			3,785	7,724	306,03 - 321,47
	65,0	295,0	301,0	296,0	294,0	296,5	3,109			3,047	6,218	290,28 - 302,72
	70,0	278,0	279,0	282,0	279,0	279,5	1,732			1,697	3,464	276,04 - 282,96

Додаток Ж

**Закономірність зміни питомих навантажень і гальмівного моменту в парах
тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма від часу при
екстремуму та одиничному гальмуванні**

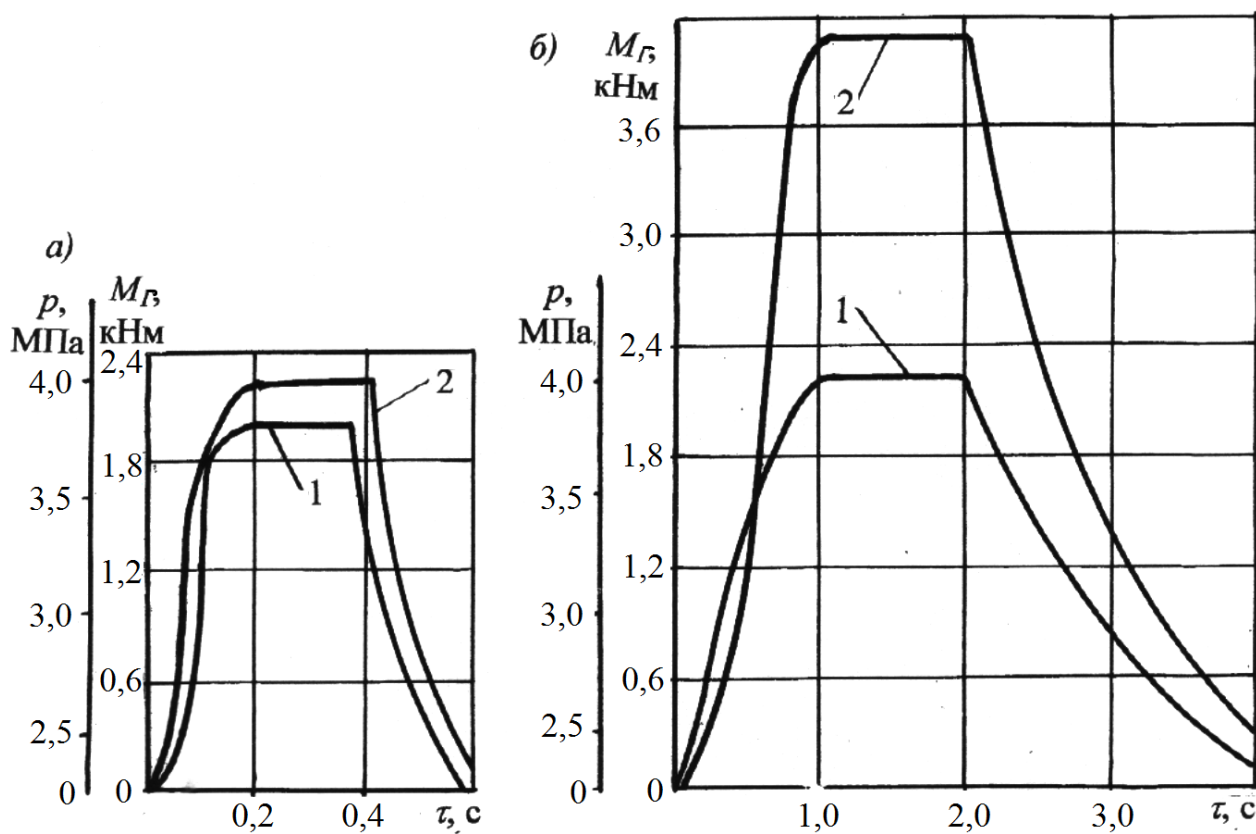


Рис. Ж.1 – Закономірність зміни питомих навантажень p (крива 1) і гальмівного моменту M_B (крива 2) в парах тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма від часу гальмування при: *а* - екстремуму; *б* - одиничному гальмуванні

Додаток 3

Дискові гальмівні механізми та особливості їх розрахунку

Дискові гальмівні механізми бувають двох типів: з обертовим диском (відкритий); з обертовим корпусом (закритий) [60].

Гальмівний механізм з обертовим диском (рис. 3.1 *а*) має такі особливості в порівнянні з колодковими гальмами: меншу масу; хороше відведення теплоти; зрівноваженість осьових сил при одній парі плоских колодок; менші зазори між поверхнями тертя ($0,1...0,15$ мм замість $0,35...0,5$ мм у колодкових гальмівних механізмів) і менший хід поршня ($0,35...0,40$ мм замість $1,5...2,0$ мм у колодкових гальмівних механізмів); гірший захист від вологи та бруду і в $2...3$ рази більший знос через великі питомі навантаження на накладках, що досягають $5,0$ МПа при екстрених гальмуваннях.

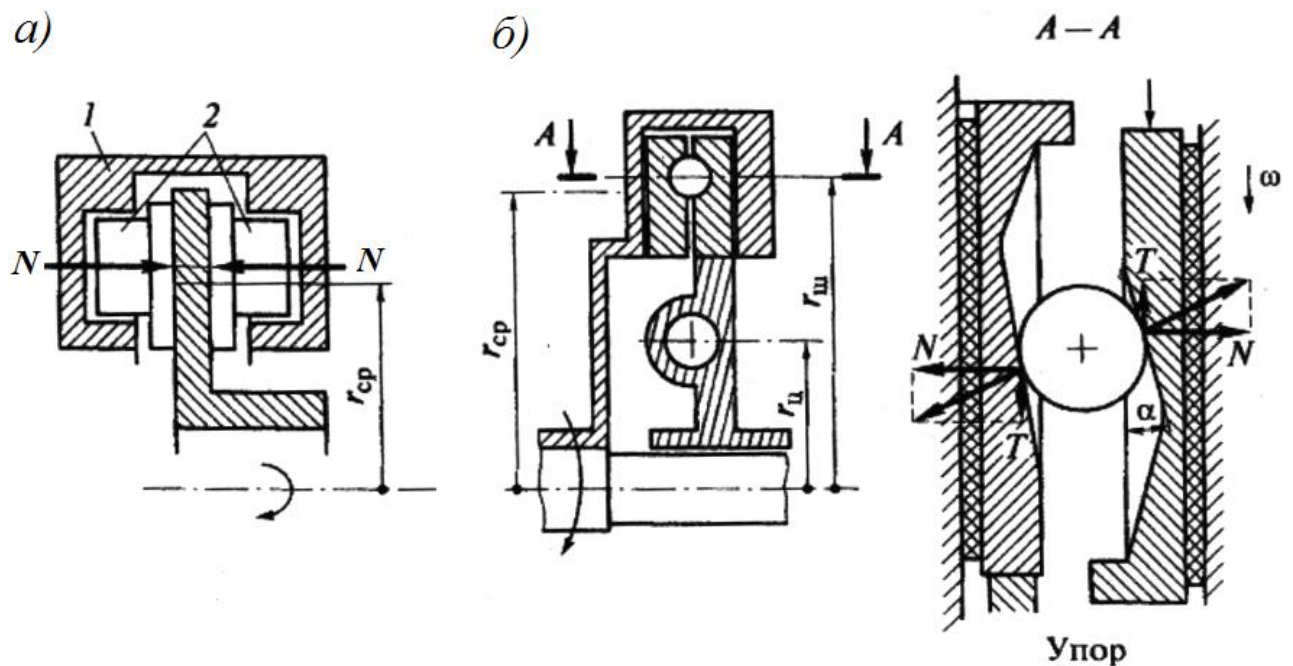


Рис. 3.1 *а, б* – Схеми дискових гальмівних механізмів: *а* - з обертовим диском; *б* - з обертовим корпусом: 1 - корпус; 2 - поршень

Величина гальмівного моменту

$$M_{\Gamma} = fNr_{cp}n, \quad (3.1)$$

не залежить від напрямку обертання (n - число плоских колодок, зазвичай $n = 2$).

Замість двох поршнів 2 може застосовуватися один, але в цьому випадку корпус 1 виконується плаваючим, який переміщається уздовж осі поршня.

Гальмівний механізм з обертовим корпусом (рис. 3.1 б) має дві пари поверхонь, що труться, і кілька кульок в лунках. Один з дисків має упор. При нерухомому корпусі

$$M_{\Gamma} = 2fNr_{cp} = 2fNr_{cp}r_u n_u / (r_u \cdot \operatorname{tg} \alpha), \quad (3.2)$$

оскільки $Pr_u n_u - Nr_u \operatorname{tg} \alpha = 0$ (сума моментів відносно осі гальмівного механізму), де r_{cp} - середній радіус поверхні тертя; r_u , r_u - відстані від осі обертання до осі робочого циліндра і до осі кульки; n_u - число робочих циліндрів.

При обертанні корпусу

$$M_{\Gamma} = 2fNr_{cp}r_u n_u / (r_u \cdot \operatorname{tg} \alpha - fr_{cp}), \quad (3.3)$$

оскільки в цьому випадку $Pr_u n_u - Nr_u \operatorname{tg} \alpha + Nfr_{cp} = 0$. Щоб гальмівний механізм не заклинювало, повинна витримуватися умова $\operatorname{tg} \alpha > fr_T / r_u$. Зазвичай $\alpha = 30 \dots 35^\circ$.

Додаток К

Гальмівний диск піднімально-транспортної машини

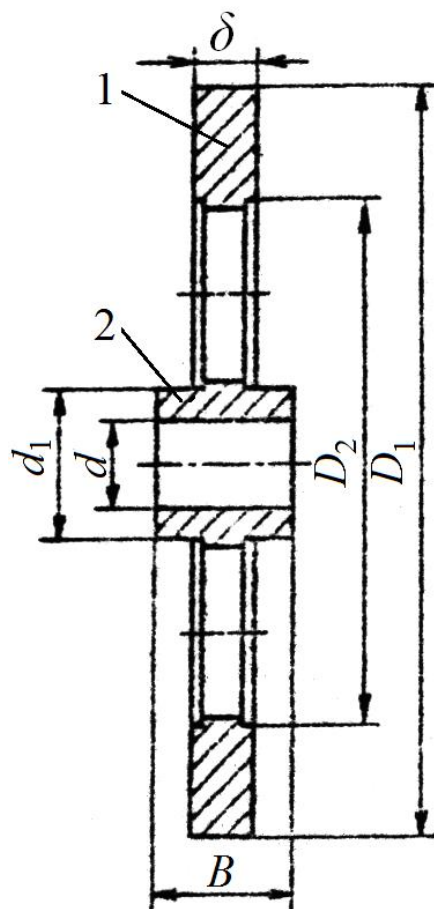


Рис. К.1 – Гальмівний диск піднімально-транспортної машини: 1 - диск; 2 - маточина

Додаток Л

Перевірний розрахунок на відсутність самозаклинювання пар тертя дисково-колодкового гальма

Після геометричного програмування конструктивних параметрів виконується перевірка на відсутність самозаклинювання фрикційних вузлів тертя з оптимізованими параметрами гальмівного диска за залежністю:

$$N = \frac{M_{\Gamma}}{r_m \cdot f \cdot n \cdot k_z k_t} > [N], \quad (\text{Л.1})$$

де M_{Γ} – гальмівний момент, що розвивається парами тертя з оптимізованими параметрами, Нм; r_m – зведений радіус тертя, м; f – динамічний коефіцієнт тертя; n – число плоских колодок; k_t , k_z – коефіцієнти, що враховують: геометричне розширення гальмівного диска від температури; запасу гальмування.

Параметр $[N]$ визначається за формулою:

$$[N] = \frac{p_m \cdot A_{np}}{2n} \cdot k'_t, \quad (\text{Л.2})$$

де p_m – тиск в магістралі трубопроводу передньої осі, МПа; A_{np} – поперечний переріз поршня супорта; k'_t – коефіцієнт, що враховує температурне розширення гальмівної рідини.

Після розрахунку з підстановкою значень у рівняння (Л.1) і (Л.2) для гальмівного диска з оптимізованими конструктивними параметрами отримали значення $N = 66,6$ кН, яке більше $[N] = 33,0$ кН.

Додаток М

Технічні характеристики підйомних машин

Підйомна машина ЦШ4-4 односкіпового підйому.

Висота підйому з урахуванням висоти приймальної площадки....	1064 м (879 м).
Маса корисного вантажу, що піднімається.....	15000 кг.
Маса скіпу, включаючи підвісні пристосування	16500 кг.
Маса противаги	24000 кг.
Максимальний статичний натяг канатів	80000 кг.
Коефіцієнт статичного натягу	1,17.
Максимальна швидкість підйому	11,7 м/с.
Діаметр шківа тертя	4000 мм.
Діаметр шківа, що відхиляє.....	3000 мм.
Відстань між осями підйомних посудин	2030 мм.
Повний гальмівний момент	75 тм.
Діаметр гальмівного шківа	4230 мм.
Розрахунковий динамічний коефіцієнт тертя	0,3.

Підйомна машина 1-3-2у похилого вантажного підйому .

Довжина відкати	1050 м.
Кінцеве навантаження	6 вагонеток УВГ-14.
Маса вантажу.....	1800 кг.
Маса вагонетки	654 кг.
Кут нахилу траси	від 15°- до 23°.
Швидкість підйому	4,71 м/с.
Діаметр барабана піднімальної машини.....	3000 мм.
Момент інерції піднімального двигуна	0,78 тм ² .
Маховий момент на тихохідному валу редуктора	29,5 тм ² .

Передавальне число редуктора.....	20.
Повна маса 6-ти навантажених вагонеток	14724 кг.
Повна маса каната.....	3390 кг.
Зведена до барабану маса редуктора	3277 кг.
Маса барабана.....	10000 кг.
Зведена до барабану маса рухомих частин	66061 кг.
Статичний момент на валу барабана.....	7553,8 кгм.
Статичне навантаження.....	5035,87 кг.
Повне (максимальне) гальмівне зусилля.....	15107,6 кг

Шахтна підйомна машина МПМБ-3,25х4.

Діаметр бочки барабана.....	3250 мм.
Кількість канатів.....	4.
Максимальне статичне навантаження.....	50968 кг.
Максимальна видкість підйому.....	14 м/с.
Повна маса.....	90т.

Шахтна підйомна машина МПМН-4,2х3.

Діаметр бочки барабана.....	4200 мм.
Кількість канатів.....	3.
Максимальне статичне навантаження.....	55046 кг.
Максимальна видкість підйому.....	14 м/с.
Повна маса.....	164т.

Шахтна підйомна машина МПМН-4,2х3.

Діаметр бочки барабана.....	5000 мм.
Кількість канатів.....	4.
Максимальне статичне навантаження.....	147808 кг.
Максимальна видкість підйому.....	16м/с.
Повна маса.....	130т.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректор з наукової роботи
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу

проф. О. М. Карпаш
«14» 02 2017 р.



«СХВАЛЕНО»

Директор ТзОВ «Надвірнянська
автобаза», Івано-Франківська обл.

«14» 02 2017 р. І. І. Бойко



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Впродовж 2009-2016 рр. під керівництвом д.т.н., професора Вольченка О.І. проводилась наукова робота, присвячена розробленню нових типів фрикційних вузлів різних гальмівних пристроїв, визначенню та керуванню експлуатаційними параметрами гальмівних пристроїв та дослідженню явищ, процесів та ефектів в металополімерних парах тертя.

У результаті виконання робіт к.т.н., доцентом Вольченком М.О., к.т.н., доцентом Скрипником В.С., к.т.н., старшим науковим співробітником Возним А.В., аспірантами Витвицьким В.С. та Стадником О. Б. отримано наступне:

1. Розроблені нові типи фрикційних вузлів різних видів гальмівних пристроїв. Згідно патентів на винаходи Росії №22414634, №242510, №251395, №2561646, №2585364, №2585505, №2602111 патент на винахід України №112900 та Республіки Азербайджан №20130076, №20130077 та 20150016 використання багатьох технічних рішень (використання ефективних методів примусового охолодження, різного розміщення накладок на металевих елементах, різних типів фрикційних вузлів, використання додаткового кондуктивного охолодження та ін.) дозволяє суттєво покращити експлуатаційні параметри, що призвели до збільшення сумарного гальмівного моменту у середньому в 1,1–1,25 рази. Також розроблений пристрій та спосіб вирівнювання питомих навантажень в парах тертя (патент на винахід Росії №2521138), вирівнювання досягається динамічними регулюванням питомих навантажень на різних ділянках фрикційної взаємодії. Технічним результатом є підвищення експлуатаційних параметрів гальмівних пристроїв

шляхом збільшення ресурсу їх пар тертя за рахунок зниження та вирівнювання питомих навантажень у фрикційних вузлах (при цьому досягається зниження рівня зношування пар тертя фрикційних вузлів у середньому на 20%) та роботи в діапазоні температур нижче допустимих для матеріалів фрикційних накладок.

2. Розроблено спосіб визначення експлуатаційних параметрів при квазілінійній закономірності їх зміни в різних гальмівних пристроях (патент Росії №2507423), який полягає у визначенні експлуатаційних параметрів гальмівних пристроїв у певній послідовності та по систематизованих групах.

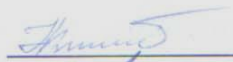
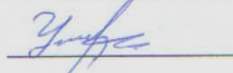
3. Розроблено пристрій та спосіб оцінки процесів трибокрекінгу при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя. Даний винахід відноситься до випробувальної техніки, що використовується для дослідження процесів трибокрекінгу в парах тертя, що супроводжується виділенням газопарових сумішей і води, які в інтервалі температур вище допустимої для матеріалів полімерних накладок сприяють інтенсифікації водневого зношування елементів пар тертя.

4. Встановлено невідоме раніше явище масопереносу продуктів тертя у металополімерних парах, яке полягає у тому, що утворені під дією виникаючого при терті електротермічного вибуху продукти, попадаючи у зазори між мікроставунами пар тертя, сприяють генеруванню об'ємного заряду та виникненню електротерморозряду, що призводить до пробоя шару залишкових продуктів та їх масопереносу на робочу поверхню металевого фрикційного елемента пари тертя (диплом на відкриття №482 від 27.02.2015р.). Розробка методів та засобів запобігання даного явища сприятиме підвищенню ефективності пар тертя на 15% та довговічності на 10%.

Представники:

Головний інженер

Механік

I. I. Костюк

М. М. Уманців

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу
проф. Чудик І. І.
_____ 2017 р.



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
Стадника Олега Богдановича
на тему «Обґрунтування параметрів та покращання фрикційних властивостей
вузлів гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин»
у навчальний процес

Члени комісії у складі завідуючого кафедри механіки машин д.т.н., професора Петрини Д. Ю., професора кафедри механіки машин, д.т.н., професора Вольченка О. І. склали цей акт про те, що у Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу при виконанні дисертаційної роботи Стадником О. Б. було впроваджено такі результати в навчальний процес дисциплін «Деталі машин та піднімально-транспортне обладнання»:

- закономірності впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів фрикційних вузлів на інтенсивність зародження і розвитку мікротріщин на поверхнях гальмівних дисків піднімально-транспортних машин;
- метод оцінки ресурсу фрикційних накладок колодок дисково-колодкового гальма на основі методу врахування потужності вузлів тертя;
- метод оцінки енергетичної навантаженості пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини за допомогою теорії еквівалентності;
- розподіл теплових потоків в тілі гальмівних дисків, а також аналіз їх напружено-деформованого стану при електротермомеханічній взаємодії.

Завідувач каф. механіки машин,
д.т.н.

Д. Ю. Петрина

Професор каф. механіки машин,
д.т.н.

О. І. Вольченко