

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ВИТВИЦЬКИЙ ВАСИЛЬ СТЕПАНОВИЧ**

УДК 629.113-59.001.4

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВЕНТИЛЬОВАНИХ ДИСКОВО-  
КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ АВТОМОБІЛІВ З УРАХУВАННЯМ  
ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ЇХНІХ ДИСКІВ**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

**В.С. Витвицький**

Науковий керівник  
доктор технічних наук, професор  
Вольченко Олександр Іванович

Івано-Франківськ, 2019

## АНОТАЦІЯ

**Витвицький В. С. Підвищення ефективності пар тертя вентильованих дисково-колодкових гальм автомобілів з урахуванням енергонавантажності їхніх дисків.** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2019.

В роботі розглянуто дисково-колодкові гальмівні механізми: будова, режими роботи і особливості конструкції гальмівних дисків; енергонавантажність плям контактів мікровиступів пар тертя; вплив енергонавантажності фрикційних вузлів гальм на їх зносо-фрикційні властивості. Намічено шляхи підвищення ефективності фрикційних вузлів за рахунок вдосконалення проектних розрахунків і конструктивної модернізації їх деталей, і перерозподілу теплових потоків в гальмівному диску. Як динамічну модель для дисково-колодкового гальма взято вентильоване гальмо вантажного автомобіля марки MAN моделі TGA 26.430.

Наведено теоретичні дослідження енергонавантажності пар тертя дисково-колодкового гальма з вентильованими дисками з елементами охолодження і проведено оцінку напружено-деформованого стану різних типів удосконалених вентильованих гальмових дисків при допустимих експлуатаційних параметрах із залученням методу скінченних елементів з урахуванням конструктивних параметрів його елементів і маси. Установлено області максимальних деформацій і максимальних напружень на поясі тертя диска. Розглянуто зниження енергонавантажності пар тертя за рахунок виконання канавок і отворів розташованих під кутом і віялом на поверхнях поясів тертя вентильованих дисків. Оцінено енергетичний баланс потоків повітря омиваючого зовнішні і внутрішні поверхні вентильованого диска гальма.

Експериментально досліджено енергонавантажність металополімерних

пар тертя вентилязованих дисково-колодкових гальм. Дослідження проводилися в лабораторних і експлуатаційних умовах шляхом порівняння ефективності охолодження серійного та із елементами охолодження вентилязованих гальмівних дисків з урахуванням основних експлуатаційних параметрів пар тертя гальма. Запропоновано метод оцінки теплового балансу суцільних з центральним отвором і вентилязованих гальмівних дисків. Представлена методика експериментальних досліджень та обґрунтовано засоби її реалізації. Розкрито механізм зародження і розвитку мікротріщин на поверхнях поясів тертя з канавками і отворами у вентилязованих дисках із урахуванням залишкових напружень.

Розглянуто методи та засоби: оцінки теплового балансу вентилязованих дисків при теплоізоляції їхніх поверхонь в лабораторних та експлуатаційних умовах з різними рівнями енергонавантаженості; підвищення ефективності вентилязованих дисково-колодкових гальм з елементами охолодження. Представлений метод оцінки ефективності вентилязованих гальмівних дисків гальма вантажного автомобіля марки MAN і багатошарова теплова модель пар тертя з різними типами дисків. Оцінена інтенсивність теплопередачі через суцільний і вентиляований гальмівний диск. Проілюстровано вплив розташування фрикційних накладок на поясах тертя суцільного диска на його енергонавантаженість. Наведена оцінка зносу накладок колодок різних типів гальмових дисків для всіх категорій транспортних засобів з урахуванням потужності тертя гальма і показано вплив продуктів зносу на ефективність електротермомеханічного тертя. Запропоновано систему і метод зниження енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма з напівпровідниковими елементами.

**Ключові слова:** методи оцінки теплового балансу і ефективності охолодження, теплова модель, вентиляований дисковий гальмовий механізм, пояс тертя, отвори та ненаскрізні канавки, транспортний засіб, Правила 13 ЄЕК ООН, випробування I, енергонавантаженість, енергоємність, температурний режим.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

### Статті у наукових періодичних виданнях інших держав:

1. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть 1) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий, В.М. Чуфус // Вісник Азербайджанської інженерної академії. – Баку. – 2017. – №3(9). – С. 18–30.

2. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть VI) / А.Х. Джанахмедов, Э.С. Пирвердиев, В.С. Скрыпник, Д.Ю. Журавлев, В.С. Витвицкий // Вісник Азербайджанської інженерної академії. – Баку. – 2016. – №2(8). – С. 18–33.

3. Энергонагруженность трибосопряжений дисково-колодочных тормозов транспортных средств / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, В.С. Скрыпник, В.С. Витвицкий // Международн. научно-исследоват. журнал «Евразийский Союз Ученых». Технические науки. – №3(48), 2 часть, 2018. – С. 51–59.

### Статті у наукових фахових виданнях України:

4. Витвицкий В.С. Влияние конструкции фрикционного узла на электротермомеханическое трение / В.С. Витвицкий // Проблеми тертя та зношування. – Київ. – 2016. – № 3(72). – С. 57–63.

5. Возный А.В. Энергонагруженность пар трения в дисково-колодочных тормозных устройствах / А.В. Возный, В.С. Витвицкий, О.Б. Стадник // Проблеми тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 1(74). – С. 49–64.

6. Вольченко Д.А. Влияние конструкции фрикционного узла на электротермомеханическое изнашивание / Д.А. Вольченко, Е.Ю. Андрейчиков, В.С. Витвицкий // Наук.-техн. та виробн. журнал Підйомно-транспортна техніка. – Одеса. – 2016. – № 4(52). – С. 78–86.

7. Вольченко Д.А. Нанотрибологические процессы в парах трения ленточно-колодочных тормозов / Д.А. Вольченко, В.С. Скрипник, В.С. Витвицкий // Наукові нотатки, міжвуз. зб. за галузями знань «Технічні науки». – Луцьк, 2016. – Вип. 55. – С. 68–71.

8. К вопросу об использовании динамических моделей дисково-колодочных тормозов транспортных средств / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стаднык, В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 2(75). – С. 24–37.

9. К вопросу расчета и проектирования различных типов дисков для тормозов подкатегорий автотранспортных средств / М.В. Киндрачук, А.И. Вольченко, В.Я. Малык, Д.Ю. Журавльов В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2018. – № 3 (80). – С. 4–15.

10. Напряженно-деформированное состояние при многоочаговом зарождении и развитии микротрещин в тормозных шкивах буровых лебедок / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2016. – № 1(70). – С. 20–32.

11. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах подъемно-транспортных машин (часть первая) / Н.А. Вольченко, А.В. Возный, А.Н. Вудвуд, О.Б. Стаднык, В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 3(76). – С. 17–27.

12. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах подъемно-транспортных машин (часть вторая) / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, М.В. Кашуба, О.Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 4(77). – С. 29–35.

13. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах транспортных самолетов / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стаднык, В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2018. – № 1(78). – С. 4–16.

14. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств (часть третья) / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, А.В. Возный, И.О. Бекиш, В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2018. – № 2(79). – С. 28–40.

### Матеріали конференцій:

15. Возный А. Теория и проектирование тормозных дисков с охлаждением типа «многоструйный эжектор» дисково-колодочного тормоза / А. Возный, И. Бекиш, В. Вытвицкий // Матеріали XXXV міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії», Переяслав-Хмельницький, 27–28 лютого 2017 р. – С. 162–165.

16. Возный А.В. Оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов / А.В. Возный, В.Я. Малык, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Матеріали X міжн. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених «Нові виклики. Нові досягнення», Краматорськ, 15 вересня 2017. – С. 36 – 40.

17. Возный А.В. Применение дисково-колодочных тормозов в подъемно-транспортных машинах / А.В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Proceedings of V International scientific conference “Science of the third millennium”. Morrisville, USA, Lulu Press., 29 April 2017. – С. 34 – 38.

18. 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 міжн. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя», Краматорськ, 19 квітня 2017. – С. 48 – 54.

19. Возный А.В. Энергонагруженность пар трения с полупроводниковыми веществами дисково-колодочных тормозных устройств / А.В. Возный, В.Я. Малык, В.С. Витвицкий, П.С. Красин // Proceedings of X International scientific conference “Scientific thought transformation”. Morrisville, USA, Lulu Press., 22 Sep. 2017. – С. 22 – 26.

20. Вольченко Д. А. Снижение энергонагруженности пар трения дисково-колодочного тормоза / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, И.О. Бекиш, В.С. Витвицкий // Матеріали VI всеукраїнської наук.-практ. конф. «Наукові

дослідження: перспективи іновачій у суспільстві і розвитку технологій», Харків, 13 жовтня 2017. – С. 52 – 56.

21. Вольченко Д.А. К вопросу снижения водородного износа пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть вторая) / Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий // Матеріали всеукраїнської наук. техн. конф. «Нафта і газ. Наука – освіта – виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку». – Дрогобич, 10-11 березня 2016. – С. 15-19.

22. Вольченко Н.А. Оценка напряженно-деформированного состояния дисков в тормозных устройствах транспортных средств / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, В.С. Витвицкий // Механика, оборудование, материалы и технологии. – Краснодар: «ПринтТерра», 2018. – С. 564–573.

23. Прогнозування енергонавантажності пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної підйомної машини / Д.О. Вольченко, В.Я. Малик, А.В. Возний, В.С. Витвицький // Матеріали II міжнародної наук.-техн. конф. „Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018", Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018. – С. 185–188.

24. Энергонагруженность дисково-колодочного тормоза с воздушным охлаждением типа "многоструйный эжектор" / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, А.В. Возный, О.Б. Стаднык, В.С. Витвицкий // Материалы XVIII международной научно-технической конференции "Транспортные и транспортно-технологические системы", Тюмень, Изд-во: Тюменский индустриальный университет, 19 апреля 2018. – С. 69–73.

#### **Тези конференцій:**

25. Журавльов Д.Ю. Технічні вимоги і умови роботи фрикційних вузлів стрічково-колодочного гальма бурової лебідки / Д.Ю. Журавльов, І.О. Бекіш, В.С. Витвицький // Матеріали міжнародної наук.-техн. конф. «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу». – Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016. – С. 296-299.

26. Проектний та перевірний розрахунок фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм / О.І. Вольченко, А.В. Возний, В.С. Витвицький, О.Б. Стадник // Матеріали LXXII наук. конф. проф.-виклад. складу, асп. студент. та співробітників: відокремл. структ. підрозд. націонал. трансп. ун-ту. – Київ, 2016. – С. 527-528.

27. Скрыпник В. С. Робастическая методология разработки фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / В.С. Скрыпник, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий // Матеріали міжнародної наук.-техн. інтернет-конференції «Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі», Кривий Ріг, 27–28 лютого 2016 р. – С. 284.

### **Патент**

28. Патент України № 117625 G01N 3/56(2006.01). Спосіб випробування матеріалів на зношування при терті по абразивному прошарку / М.Й. Бурда, Л.Я. Роп'як, Ю.М. Бурда, О.В. Рогаль, В.В. Перепічка, В.С. Витвицький; власник Івано-Франківський націонал. техн. ун-т нафти і газу. – № а201700398; заявл. 16.01.2017, опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. – 7 с.

### **SUMMARY**

Vytvytskyi V.S. Increasing the efficiency of friction pairs of ventilated disk-block brakes of cars, taking into account energy load. - Qualification scientific work as a manuscript.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.22.02 – cars and tractors. – National University "Lviv Polytechnic". – Lviv, 2018.

Disk brake mechanisms are considered in the work, namely: structure, operating modes and design features of brake discs; energyloading of spots of contacts of micropoints of friction pairs; influence of energyloading of friction units of the brakes on their wear and friction properties. The ways of increasing the efficiency of friction units by improving design calculations and constructive modernization of their parts and redistribution of heat flows in the brake disk have



been found. The ventilated brake of truck MAN TGA 26.430 was taken as a dynamic model for the disc brake.

Theoretical researches of the energyloading of friction pairs of the brake with ventilated discs with cooling elements were presented. An evaluation of the stress state of various types of ventilated discs with permissible operating parameters was performed by using the finite element method taking into account the design parameters of its elements and masses. The areas of maximum deformations and maximum stresses on the disc's friction belt have been established. The reduction of energyloading of friction pairs due to the implementation of grooves and openings located at an angle and fan on the surfaces of the friction zones of ventilated discs has been considered. The energy balance of air flows washed out the external and internal surfaces of the ventilated brake disc has been estimated.

The energyloading of the metal-polymer friction pairs of ventilated disc brakes has been experimentally investigated. The research was carried out in laboratory and operating conditions by comparing the efficiency of cooling of the series and with the elements of cooling of the ventilated brake discs taking into account the basic operating parameters of the brake friction pairs. The method of estimating the thermal balance of solid discs with a central hole and ventilated discs has been proposed. The method of experimental research has been presented and the means of its realization have been substantiated. The mechanism of origin and development of microcracks on the surfaces of friction belts with grooves and openings in ventilated discs with the consideration of residual stresses has been disclosed.

Methods and tools are considered, namely: estimation of the thermal balance of ventilated discs at the thermal insulation of their surfaces in laboratory and operating conditions with different levels of energyloading; increase of efficiency of ventilated disc brakes with elements of cooling. The method of evaluation of the efficiency of the ventilated brake discs of a truck MAN and the multilayer thermal model of friction pairs with different types of discs have been presented.

The intensity of the heat transfer through a solid and ventilated brake disc was estimated. The influence of the location of friction pads on the friction belt of the

solid disc on its energyloading has been illustrated. The estimation of wear of pads of different types of brake discs for all categories of vehicles has been given, taking into account the power of friction of the brake. The influence of wear on the efficiency of electric thermal mechanical friction has been shown. The system and method of reducing the energyloading of friction pairs of disc brakes with semiconductor elements has been proposed.

**Keywords:** evaluation methods: heat balance, cooling efficiency, thermal model, self-ventilated disc brake mechanism, friction belt, holes and inconsistent grooves, motor vehicle, UNECE Regulation 13, tests I, energyloading, energyintensity, temperature regime.

#### **Articles in scientific periodicals of other states::**

1. Prinuditelnoe ohlazhdenie tribosistemyi lentочно-kolodochnogo tormoza burovoy lebedki (chast 1) / A.H. Dzhanaahmedov, A.I. Volchenko, E.S. Pirverdiev, N.A. Volchenko, V.S. Vitvitskiy, V.M. Chufus // Visnik Azerbaydzhanskoi Inzhenernoii akademii. – Baku. – 2017. – № 3(9). – S. 18–30.

2. Elektrotermomehanicheskiy iznos i razrushenie obodov tormoznyih shkivov burovyyih lebedok (chast VI) / A.H. Dzhanaahmedov, E.S. Pirverdiev, V.S. Skryipnyik, D.Yu. Zhuravlev, V.S. Vitvitskiy // Visnik Azerbaydzhanskoi Inzhenernoii akademii. – Baku. – 2016. – № 2(8). – S. 18–33.

3. Energonagruzhennost tribosopryazheniy diskovo-kolodochnyyih tormozov transportnyih sredstv / N.A. Volchenko, P.A. Polyakov, V.S. Skryipnyik, V.S. Vitvitskiy // Mezhdunarodn. nauchno-issledovat. zhurnal «Evraziyskiy Soyuz Uchenyyih». Tehnicheskii nauki. – #3(48), 2 chast, 2018. – S. 51–59.

#### **Articles in scientific specialized editions of Ukraine:**

4. Vitvitskiy V.S. Vliyanie konstruktsii friktsionnogo uzla na elektrotermomehanicheskoe trenie / V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2016. – № 3(72). – S. 57–63.

5. Voznyiy A.V. Energonagruzhenost par treniya v diskovo-kolodochnyih tormoznyih ustroystvah / A.V. Voznyiy, V.S. Vitvitskiy, O.B. Stadnyik // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2017. – № 1(74). – S. 49–64.

6. Volchenko D.A. Vliyanie konstruksii friktsionnogo uzla na elektrotermomechanicheskoe iznashivanie / D.A. Volchenko, E.Yu. Andreychikov, V.S. Vitvitskiy // Nauk.-tehn. ta virobn. zhurnal Pidyomno-transportna tehnika. – Odesa. – 2016. – № 4(52). – S. 78–86.

7. Volchenko D.A. Nanotribologicheskie protsessyi v parah treniya lentochno-kolodochnyih tormozov / D.A. Volchenko, V.S. Skripnik, V.S. Vitvitskiy // Naukovi notatki, mizhvuz. zb. za galuzyami znan «Tehnichni nauki». – Lutsk, 2016. – Vyp. 55. – S. 68–71.

8. K voprosu ob ispolzovanii dinamicheskikh modeley diskovo-kolodochnyih tormozov transportnyih sredstv / D.A. Volchenko, A.V. Voznyiy, O.B. Stadnyik, V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2017. – № 2(75). – S. 24–37.

9. K voprosu rascheta i proektirovaniya razlichnyih tipov diskov dlya tormozov podkategoriy avtotransportnyih sredstv / M.V. Kindrachuk, A.I. Volchenko, V.Ya. Malyik, D.Yu. Zhuravlov V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2018. – № 3 (80). – S. 4–15.

10. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie pri mnogoochagovom zarozhdenii i razvitii mikrotreschin v tormoznyih shkivah burovyih lebedok / A.I. Volchenko, M.V. Kindrachuk, D.A. Volchenko, N.A. Volchenko, V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2016. – № 1(70). – S. 20–32.

11. Energonagruzhenost razlichnyih tipov diskov v tormoznyih ustroystvah pod'emno-transportnyih mashin (chast pervaya) / N.A. Volchenko, A.V. Voznyiy, A.N. Vudvud, O.B. Stadnyik, V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2017. – № 3(76). – S. 17–27.

12. Energonagruzhenost razlichnyih tipov diskov v tormoznyih ustroystvah pod'emno-transportnyih mashin (chast vtoraya) / D.A. Volchenko, A.V. Voznyiy,

M.V. Kashuba, O.B. Stadnyk, V. S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2017. – № 4(77). – S. 29–35.

13. Energonagruzhennost razlichnykh tipov diskov v tormoznykh ustroystvakh transportnykh samoletov / M.V. Kindrachuk, D.A. Volchenko, A.V. Voznyiy, O.B. Stadnyk, V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2018. – № 1(78). – S. 4–16.

14. Eksperimentalnyie issledovaniya energonagruzhennosti par treniya diskovo-kolodochnykh tormozov transportnykh sredstv (chast tertya) / A.I. Volchenko, M.V. Kindrachuk, A.V. Voznyiy, I.O. Bekish, V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya. – Kyiv. – 2018. – № 2(79). – S. 28–40.

#### **Conferences materials:**

15. Voznyiy A. Teoriya i proektirovanie tormoznykh diskov s ohlazhdeniem tipa «mnogostrunnyiy ezhektor» diskovo-kolodochnogo tormoza / A. Voznyiy, I. Bekish, V. Vitvitskiy // Materialy XXXV mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi internet-konferentsii «Problemy ta perspektyvy rozvytku nauky na pochatku tretoho tysiacholittia u krainakh Yevropy ta Azii», Pereyaslav-Hmel'nitskiy, 27–28 lyutogo 2017 r. – S. 162–165.

16. Voznyiy A.V. Optimizatsiya konstruktivnykh i ekspluatatsionnykh parametrov friktsionnykh uzlov diskovo-kolodochnykh tormozov / A.V. Voznyiy, V.Ya. Malyik, O.B. Stadnik, V.S. Vitvitskiy // Materialy X mizhn. nauk.-prakt. konf. studentiv ta molodykh vchenykh «Novi vyklyky. Novi dosiahnennia», Kramatorsk,, 15 veresnya 2017. – S. 36 – 40.

17. Voznyiy A.V. Primenenie diskovo-kolodochnykh tormozov v pod'emno-transportnykh mashinah / A.V. Voznyiy, O.B. Stadnik, V.S. Vitvitskiy // Proceedings of V International scientific conference “Science of the third millennium”. Morrisville, USA, Lulu Press., 29 April 2017. – S. 34 – 38.

18. Voznyiy A.V. Sistemotekhnika pri issledovanii par treniya diskovo-kolodochnykh tormozov pod'emno-transportnykh mashin / A.V. Voznyiy, O.B. Stadnik, V.S. Vitvitskiy // Materialy V mizhn. nauk.-prakt. konf. studentiv ta

molodykh vchenykh «Naukovi rozrobky: perspektyvy 21 storichchia», Kramatorsk, 19 kvitnya 2017. – S. 48 – 54.

19. Voznyiy A.V. Energonagruzhennost par treniya s poluprovodnikovymi veschestvami diskovo-kolodochnykh tormoznykh ustroystv / A.V. Voznyiy, V.Ya. Malyik, V.S. Vitvitskiy, P.S. Krasin // Proceedings of X International scientific conference “Scientific thought transformation”. Morrisville, USA, Lulu Press., 22 Sep. 2017. – S. 22 – 26.

20. Volchenko D. A. Snizhenie energonagruzhennosti par treniya diskovo-kolodochnogo tormoza / D.A. Volchenko, A.V. Voznyiy, I.O. Bekish, V.S. Vitvitskiy // Materialy VI vseukrainskoi nauk.-prakt. konf. «Naukovi doslidzhennia: perspektyvy inovatsii u suspilstvi i rozvytku tekhnolohii», Kharkiv, 13 zhovtnya 2017. – S. 52 – 56.

21. Volchenko D.A. K voprosu snizheniya vodorodnogo iznosa par treniya lentochno-kolodochnogo tormoza burovoy lebedki (chast vtoraya) / D.A. Volchenko, N.A. Volchenko, V.S. Vitvitskiy // Materialy vseukrainskoi nauk. tekhn. konf. «Nafta i haz. Nauka – osvita – vyrobnytstvo: shliakhy intehtratsii ta innovatsiinoho rozvytku». – Drohobych, 10-11 bereznia 2016. – S. 15-19.

22. Volchenko N.A. Otsenka napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya diskov v tormoznykh ustroystvakh transportnykh sredstv / N.A. Volchenko, P.A. Polyakov, V.S. Vitvitskiy // Mehanika, oborudovanie, materialy i tehnologii. – Krasnodar: «PrintTerra», 2018. – S. 564–573.

23. Prognozuvannya energonavantazhenosti par tertya modulnogo diskovo-kolodkovogo galma shahtnoyi pldyomnoyi mashini / D.O. Volchenko, V.Ya. Malik, A.V. Voznyiy, V.S. Vitvitskiy // Materialy II mizhnarodnoi nauk.-tekhn. konf. „Mashyny, obladnannia i materialy dlia naroshchuvannia vitchyznianoho vydobutku nafty i hazu PGE – 2018”, Ivano-Frankivsk, 24-27 kvitnya 2018. – S. 185–188.

24. Energonagruzhennost diskovo-kolodochnogo tormoza s vozdushnym ohlazhdeniem tipa "mnogostruyniy ezhektor" / N.A. Volchenko, P.A. Polyakov, A.V. Voznyiy, O.B. Stadnyk, V.S. Vitvitskiy // Materialy XVIII mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii "Transportnyie i transportno-tehnologicheskie

sistemyi", Tyumen, Izd-vo: Tyumenskiy industrialnyi universitet, 19 aprelya 2018. – S. 69–73.

#### **Conference theses:**

25. Zhuravlov D.Yu. Tehnichni vimogi i umovi roboti friktsiynih vuzliv strichkovo-kolodkovogo galma burovoyi lebedki / D.Yu. Zhuravlov, I.O. Bekish, V.S. Vitvitskiy // Materialy mizhnarodnoi nauk.-tekhn. konf. «Mashyny, obladnannia i materialy dlia naroshchuvannia vitchyznianoho vydobutku ta dyversyfikatsii postachannia nafty i hazu». – Ivano-Frankivsk, 16-20 travnya 2016. – S. 296-299.

26. Proektniy ta perevirniy rozrahunok friktsiynih vuzliv diskovo-kolodkovih galm / O.I. Volchenko, A.V. Vozniy, V.S. Vitvitskiy, O.B. Stadnik // Materialy LXXII nauk. konf. prof.-vyklad. skladu, asp. student. ta spivrobotnykiv: vidokreml. strukt. pidrozd. natsional. transp. un-tu. – Kyiv, 2016. – S. 527-528.

27. Skryipnyik V. S. Robasticheskaya metodologiya razrabotki friktsionnyih uzlov lentochno-kolodochnogo tormoza burovoy lebedki / V.S. Skryipnyik, N.A. Volchenko, V.S. Vitvitskiy // Materialy mizhnarodnoi nauk.-tekhn. internet-konferentsii «Innovatsiinyi rozvytok hirnychodobuvnoi haluzi», Kryvyi Rih, 27–28 lyutogo 2016 r. – S. 284.

#### **Patent**

28. Patent Ukrainy № 117625 G01N 3/56(2006.01). Sposib vyprobuvannia materialiv na znoshuvannia pry terti po abrazyvnomu prosharku / M.I. Burda, L.Ia. Ropiak, Yu.M. Burda, O.V. Rohal, V.V. Perepichka, V.S. Vytvytskyi; vlasnyk Ivano-Frankivskiyi natsional. tekhn. un-t nafty i hazu. – № a201700398; zaiavl. 16.01.2017, opubl. 27.08.2018, Biul. № 16. – 7 s.

ЗМІСТ	стор
ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	25
1.1 Дисково-колодкові гальмівні механізми: особливості конструкції, режимів роботи та розрахунку.....	25
1.2 Особливості конструкції робочих деталей дисково-колодкових гальм та ефективність їх дії .....	30
1.3 Енергонавантаженість пар тертя гальмових пристроїв та її вплив на експлуатаційні параметри транспортних засобів .....	37
1.4 Напружено-деформований стан робочих деталей гальмових пристроїв.....	47
1.5 Зниження енергонавантаженості пар тертя гальмових пристроїв шляхом охолодження.....	52
1.5.1 Повітрям.....	52
1.5.2 Іншими видами теплообміну.....	56
1.6 Задачі досліджень .....	63
РОЗДІЛ 2 ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО- КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	63
2.1 Енергонавантаженість гальмових дисків при імпульсній фрикційній взаємодії пар тертя гальма транспортного засобу.....	63
2.2 Особливості конструкцій та робота вентильованих гальмівних дисків з елементами охолодження.....	71
2.3 Визначення витрати повітря, яке омиває поверхні вентильованих гальмових дисків з елементами охолодження .....	74
2.4 Енергонавантаженість гальмових дисків при імпульсній фрикційній взаємодії пар тертя гальма транспортного засобу .....	81
2.5 Напружено-деформований стан різних типів гальмових дисків.....	84

2.5.1 Суцільного із центральним отвором.....	85
2.5.2 Вентильованого з елементами охолодження робочих поверхонь.....	91
2.6 Напружений стан біля вершин мікротріщин на поверхнях дисків.....	97
Висновки .....	103

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ....		104
3.1 Задачі досліджень і основні геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів гальм .....		104
3.2 Прилади і датчики для вимірювання досліджуваних параметрів гальма.....		110
3.3 Енергонавантаженість та температурні напруження в вентильованих серійних і удосконалених дисках гальм в різних умовах випробувань .....		118
3.3.1 Лабораторних .....		118
3.3.2 Експлуатаційних .....		120
3.4 Залишкові термічні напруження в тілі гальмового диска.....		128
3.5 Термічні напруження в вентильованих гальмових дисках.....		131
3.6 Прогнозування виникнення осередків мікротріщин на поясах тертя різних типів гальмових дисків.....		134
Висновки .....		140

РОЗДІЛ 4 МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....		142
4.1 Оцінка ефективності вимушеного повітряного охолодження пар тертя дисково-колодкового гальма .....		142
4.2 Вплив розташування фрикційної накладки на поясі тертя диска на енергонавантаженість гальма .....		146



4.3 Вплив продуктів зношування на інтенсивність електротермомеханічного тертя та зношування робочих поверхонь пар тертя гальма .....	149
4.4 Оцінка ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів.....	153
4.5 Принципи конструювання вдосконалених гальмівних дисків.....	159
4.6 Підвищення ефективності й надійності металополімерних пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів .....	164
Висновки .....	172
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	175
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	177
ДОДАТКИ .....	195
Додаток А Матеріали фрикційних пар дисково-колодкових гальм....	196
Додаток Б Приклади розрахунків механічної складової зношування та металу деформованого в поясі тертя вентилязованого гальмового диска	197
Додаток В Визначення термічного опору лівого та правого півдисків вентилязованого гальмового диска вантажного транспортного засобу марки MAN моделі TGA 26.430.....	199
Додаток Д Визначення кількості повітря, яке омиває зовнішні та внутрішні поверхні вентилязованого диска гальма	200
Додаток Е Результати обробки експериментальних даних стендових випробувань.....	202
Додаток Ж Результати обробки експериментальних даних дослідження поверхневої температури .....	205
Додаток З Результати розрахунків напружень.....	213
Додаток К Метод оцінки теплового балансу вентилязованих дисків гальмових пристроїв транспортних засобів при їх штучному нагріванні та охолодженні.....	217
Додаток Л Визначення коефіцієнтів теплопередачі в парах тертя дисково-колодкових гальм з суцільними та вентилязованими дисками.....	225

Додаток М Параметри вентильованих дисків гальм.....	227
Додаток Н Характеристики різних типів дисків гальм категорій транспортних засобів.....	228
Додаток П Характеристики вентильованих дисків гальм	235
Додаток Р Робота термобатарей у парах тертя дисково-колодкового гальма в режимах мікротермоелектрогенератора й мікротермоелектроохолодильника.....	246
Додаток М1 Акти впровадження	249
Додаток Н Список публікацій здобувача за темою дисертації.....	254

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Фрикційні вузли дисково-колодкових гальм транспортних засобів працюють у важких умовах, які характеризуються високими швидкостями ковзання, значними імпульсними питомими навантаженнями, великими імпульсними гальмовими моментами. При терті генеруються електричні струми, внаслідок чого розвиваються високі поверхневі температури, що сприяють виникненню в поверхневих і підповерхневих шарах поверхонь тертя великих градієнтів температури і термічних напружень. Все це негативно впливає на зносо-фрикційні властивості пар тертя, на поясах тертя гальмових дисків зароджуються і розвиваються мікротріщини. Одним із шляхів запобігання зазначених вище факторів є правильний вибір матеріалів пар тертя з урахуванням умови механічної, електротеплової і хімічної сумісності їхніх компонентів.

Дослідженню динамічних і теплових процесів у парах тертя різних видів гальмових пристроїв присвячено праці М. П. Александрова, Ю. Б. Беленького, В. О. Богомолова, М. О. Бухаріна, О. І. Вольченка, А. Б. Гредескула, Г. С. Гудза, В. А. Дем'янюка, А. Х. Джанахмедова, І. В. Крагельського, А. Д. Крюкова, І. Ф. Метлюка, А. М. Туренка, Я. Є. Фаробіна, В. М. Федосова, А. В. Чичинадзе, Є. А. Чудакова, F. Charron, H. Dörner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, Y. Weib та інших учених.

Гальмові диски через слабе вимушене охолодження є акумулятором значної теплової енергії. Генерована і акумульована при гальмуванні теплота призводить до термонапруженого стану гальмового диска, вивчення якого й досі залишається поза увагою дослідників. З поверхневих шарів накладки відбувається вигорання сполучних компонентів, унаслідок чого зростає інтенсивність її зносу. Актуальним напрямком забезпечення ефективної і безпечної роботи пар тертя дисково-колодкового гальма транспортних засобів є визначення раціональних конструктивних параметрів різних типів гальмових дисків. У той же час при проектуванні фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм відсутнє комплексне поєднання динамічного і теплового розрахунків для

визначення раціональних конструктивних параметрів його елементів, що дозволило б спроектувати фрикційний вузол гальма з урахуванням умови забезпечення необхідного гальмового моменту й ефективної енергоємності.

Тому проблеми підвищення ефективності фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма і пошуку їхніх раціональних конструктивних й експлуатаційних параметрів є особливо актуальними.

**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 №0115UФ02279). Дисертаційна робота відповідає концепції розвитку металополімерних матеріалів для пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів.

**Мета і завдання дослідження.** Мета роботи – зниження енергонавантажності різних типів дисків з фланцями в складі дисково-колодкових гальм транспортних засобів з урахуванням інтенсивності вимушеного повітряного охолодження і напружено-деформованого стану дисків для запобігання утворення осередків мікротріщин на їхніх поясах тертя.

Для досягнення мети сформульовано та розв'язано такі задачі:

– запропонувати методи оцінки теплового балансу та ефективності охолодження вентиляваних дисків з отворами і канавками на їхніх поясах тертя і ресурсу фрикційних накладок, виходячи з регламентованої енергонавантажності пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу;

– методом моделювання процесів, що відбуваються на бічних поверхнях і в тілі різних типів дисків з фланцями, оцінити їх енергонавантажність та напружено-деформований стан;

– провести стендові та експлуатаційні випробування вентиляваних гальмових дисків з елементами охолодження і встановити закономірності зміни експлуатаційних параметрів пар тертя гальма;

– запропонувати принципи проектування пар тертя дисково-колодкових

гальм на основі їх термонавантаженості з прогнозованими раціональними конструктивними та експлуатаційними параметрами;

– розробити систему термоелектричного охолодження на напівпровідникових елементах пар тертя гальма.

**Об’єкт дослідження** – енергонавантаженість пар тертя дисково-колодкових гальм, обладнаних вентиляльованими гальмовими дисками з елементами охолодження.

**Предмет дослідження** – закономірності впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм транспортних засобів на енергонавантаженість і енергоємність різних типів вентиляльованих дисків.

**Методи дослідження.** При виконанні досліджень використовували такі методи: теорії теплопровідності, теплообмінних і теплопередавальних процесів для оцінки теплового балансу вентиляльованих гальмових дисків з елементами охолодження, а також поверхневих і об’ємних температурних градієнтів; визначення механічних і термічних напружень в гальмових дисках; аеро- та гідродинаміки повітряних потоків, що омивають внутрішні та зовнішні поліровані та матові поверхні різних типів дисків; математичної статистики та регресивного аналізу для обробки експериментальних даних; раціонального проектування вентиляльованих гальмових дисків з елементами охолодження з використанням цільової функції мінімізації їхньої ваги і термічних напружень; прийняття оптимальних рішень при конструюванні різних типів гальмових дисків з достатньою енергоємністю.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в тому, що для дисково-колодкового гальма транспортного засобу:

– уперше запропоновано багатоетапний підхід до методів оцінки: теплового балансу, ефективності охолодження вентиляльованих дисків з отворами та канавками, розміщеними під кутом та віялом на їхніх поясах тертя, і ресурсу фрикційних накладок, виходячи з регламентованої енергонавантаженості пар тертя гальма. При цьому встановлено взаємозв’язок між конструктивними параметрами конфузоров вентиляційних каналів і канавок і товщиною напівдисків, а також вплив: наявності і розмірів отворів та канавок

на напружено-деформований стан диска; зміни коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя гальма на його експлуатаційні параметри; теплового стану диска на ефективність охолодження його поверхонь; складових потужності тертя на знос фрикційних накладок колодок;

- встановлено закономірності впливу рівня енергонавантаженості різних типів дисків на інтенсивність зародження і розвиток мікротріщин на їхніх поясах тертя;

- розвинуто принципи проектування вентильованих гальмових дисків з охолоджувальними елементами на поясах тертя для зниження енергонавантаженості за рахунок інтенсифікації вимушеного повітряного охолодження;

- уперше запропоновано систему термоелектричного охолодження з напівпровідниковими елементами в поясах тертя дисків.

**Практичне значення одержаних результатів.** Запропоновані методи оцінки теплового балансу, ефективності охолодження вентильованих дисків з отворами та канавками, розміщеними під кутом та віялом на їхніх поясах тертя, і ресурсу фрикційних накладок з урахуванням регламентованої енергонавантаженості пар тертя гальма транспортного засобу дозволили:

- встановити закономірності виникнення і розвитку осередків мікротріщин на поясах тертя вентильованих гальмових дисків з елементами охолодження для їх запобігання;

- покращити на 10,0...15,0% зносо-фрикційні властивості пар тертя гальма з удосконаленими вентильованими гальмовими дисками в залежності від категорії транспортного засобу;

- правильно проводити підбір матеріалів пар тертя дисково-колодкових гальм, виходячи з регламентованої енергонавантаженості, для різних категорій транспортних засобів;

- розробити систему термоелектричного охолодження для підвищення ефективності пар тертя гальма і зниження їх енергонавантаженості.

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., ТзОВ «ПРОФИТ» (м. Краснодар), а також у навчальному процесі кафедри технічної механіки 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 автору належать: розроблення елементів теплової моделі вентильованого гальмового диска з отворами і канавками на його поясі тертя [1, 2, 5]; оцінка теплового балансу поверхонь диска теплоізованих від навколишнього середовища [11]; комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану гальмових дисків [10, 13, 22]; розроблення методики проведення експериментальних досліджень і обробка результатів з енергонавантаженості пар тертя гальма [14, 28]; обґрунтування конструктивних параметрів гальмових дисків з вентиляційними отворами та канавками [6]; обґрунтування доцільності комплексного підходу до оцінки ефективності охолодження вентильованих дисків з отворами і канавками [4, 16, 25]; дослідження процесу зародження і розвитку мікротріщин на поясі тертя диска [3, 10]; енергетичного підходу до оцінки ресурсу фрикційних накладок колодок гальма [10]; формулювання принципів проектування пар тертя гальма [4, 7, 8, 9, 15, 17, 18, 21, 23, 26, 27]; розроблення вискоефективного примусового охолодження пар тертя гальма [12, 15, 19, 20, 24].

**Апробація результатів дисертації.** Матеріали дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на: LXXII-ій науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників: відокремлених структурних підрозділів національного транспортного університету (м. Київ, 2016 р.); міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі», (м. Кривий Ріг, 2016 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу» (м. Івано-Франківськ, 2016); всеукраїнській науково-технічній конференції «Нафта і газ. Наука – освіта – виробництво: шляхи

інтеграції та інноваційного розвитку» (м. Дрогобич, 2016); V-й міжнародній науково-практичній конференції студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя», (м. Краматорськ, 2017 р.); V-й міжнародній науковій конференції «Наука третього тисячоліття» (м. Моррісвіль, США, 2017 р.); XXXV-й міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії» (м. Переяслав-Хмельницький, 2017 р.); X-й міжнародній науково-практичній конференції студентів та молодих вчених «Нові виклики. Нові досягнення» (м. Краматорськ, 2017 р.); X-й міжнародній науковій конференції "Трансформація наукової думки" (м. Моррісвіль, США, 2017 р.); VI-й всеукраїнській науково-практичній конференції «Наукові дослідження: перспективи інновацій у суспільстві і розвитку технологій» (м. Харків, 2017 р.); XVIII-й міжнародній науково-технічній конференції "Транспортні і транспортно-технологічні системи" (м. Тюмень, 2018 р.); II-й міжнародній науково-технічній конференції „Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018", (м. Івано-Франківськ, 2018 р.); розширеному семінарі кафедри технічної механіки і автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2018 р.); розширеному науково-технічному семінарі кафедри автомобілебудування Національного університету «Львівська політехніка» (м. Львів, 2018 р.).

**Публікації.** Основний зміст дисертації опубліковано в 28 друкованих працях, з них 3 статті у закордонних виданнях, 11 статей у фахових наукових виданнях України, 13 тез доповідей та одержано 1 патент на винахід України.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаної літератури, що містить 156 найменувань, і 14 додатків. Основний текст дисертації викладено на 158 сторінках комп'ютерного набору, включаючи 58 рисунків і 20 таблиць.



## РОЗДІЛ 1

## СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Дисково-колодкові гальмові механізми: особливості конструкції, режимів роботи та розрахунку

Пари тертя фрикційних вузлів гальмових пристроїв у процесі експлуатації мають неоднакову енергонавантаженість. Металевий елемент тертя сприймає 90,0...93,0% від загальної енергонавантаженості, решту – поверхневий і приповерхневий шари полімерної накладки.

До видів гальмових пристроїв, які застосовуються у машинобудуванні, відносяться стрічково-, барабанно- і дисково-колодкові гальма. Умови роботи вузлів тертя в різних видах гальмових пристроїв наведено в табл. 1.1. З останньої видно, що питома енергоємність дисково-колодкових гальм машин з циклічним режимом роботи (при рівних умовах експлуатації) є вищою від питомої енергоємності барабанно-колодкових гальм [115, 124-125, 133].

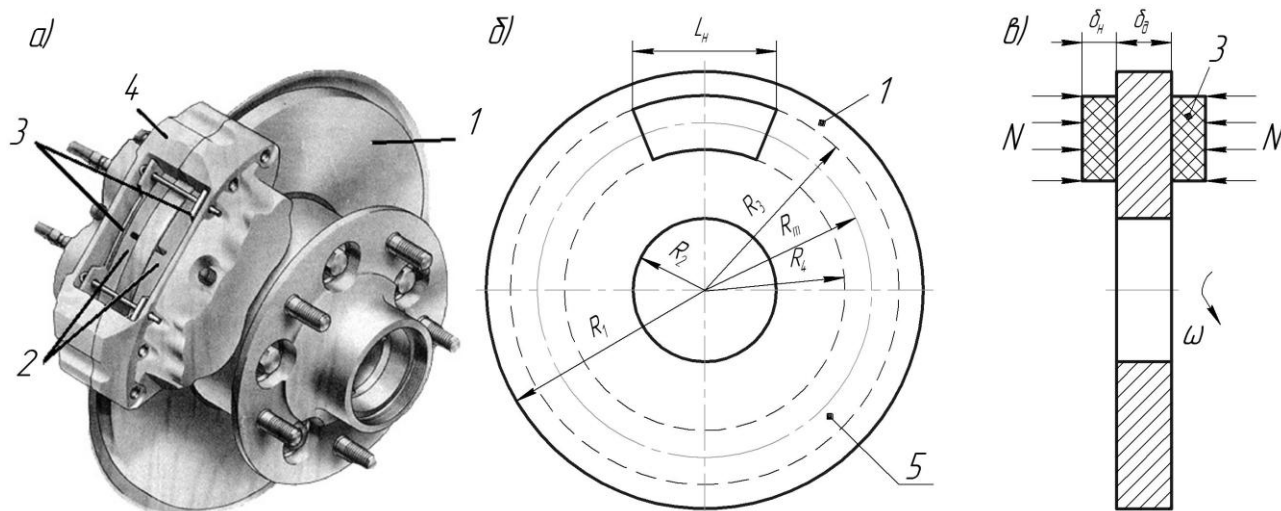
Розглянемо конструкцію та роботу дисково-колодкового гальма (рис. 1 *а, б, в*). Воно складається з обертового суцільного диска 1, до якого з обох боків за допомогою приводу (на рис. 1 *а, б, в* не показаний) притискаються колодки 2 з фрикційними накладками 3. Останні розміщені всередині супорта 4, закріпленого на кронштейні цапфи (на рис. 1 *а, б, в* не показана). При фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок 3 з гальмовим диском, який обертається, під дією нормального притискного зусилля  $N$  виникає пояс тертя диска 5. Під час гальмування при кожному оберті колеса робочі поверхні накладок 2 рухаються по новому сліду пояса тертя диска 5.

На рис.1.1 *а, б, в* використано такі позначення:  $N$  – притискне зусилля;  $\omega$  – кутова швидкість диска;  $R_1, R_2$  – зовнішній і внутрішній радіуси гальмового диска;  $R_3, R_4, R_m$  – радіуси пояса тертя диска: максимальний, мінімальний і середній;  $\delta_n, \delta_d$  – товщина: накладки; диска;  $L_n$  – довжина накладки..

Таблиця 1.1 – Умови роботи вузлів тертя в різних видах гальмових пристроїв, що застосовуються у машинобудуванні

Вузол тертя	$E$ , МДж до	$W$ , МДж/м <sup>2</sup> до	$Q$ , МВт/м <sup>2</sup> до	$V_{кв}$ , м/с до	$p_a$ , Мпа до	$\tau_2$ , с до	$t$ , °С до	$I_h$ , мм	$K_{63}$
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 «Білорусь» (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 составу	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	$10^{-6}$ - $10^{-5}$	$10^{-4}$ - $10^{-2}$
башмака ковзання	-	400	400	2000	10	5	1500	$10^{-5}$	$10^{-5}$ - $10^{-2}$
Гальма бурової лебідки	4000	25	6,0	12	1,5	4	800	$10^{-8}$ - $10^{-7}$	0,7-0,8

У табл. 1.1 використано такі умовні позначення:  $E$ ,  $W$  – енергонавантаженість та її питома величина;  $q$  – питомий тепловий потік;  $V_{кв}$  – швидкість ковзання;  $p_a$  – питоми навантаження;  $\tau_2$  – час гальмування;  $t$  – поверхнева температура;  $I_h$  – лінійне зношування;  $K_{63}$  – коефіцієнт взаємного перекриття



1 – суцільний гальмовий диск; 2, 3 – колодки з фрикційними накладками;  
4 – супорт; 5 – пояс тертя

Рисунок 1.1 а, б, в – Дисково-колодкове гальмо (а) і схема фрикційної взаємодії його пар тертя (б, в):

Стосовно процесу нагрівання пар тертя різних видів гальм встановлено три режими їх роботи.

**Короткочасний режим.** У гальмах, які працюють у цьому режимі, температура поверхні тертя не встигає досягти величини, що допускається для даного фрикційного матеріалу, а пауза між гальмуваннями є настільки тривалою, що температура поверхні тертя встигає знизитися до температури навколишнього середовища. У цьому режимі працюють гальма деяких будівельних лебідок, гальма рідко працюючих вантажопідійомних і транспортуючих машин, гальма деяких типів верстатів тощо.

Енергія, що сприймається парами тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів на попередніх етапах випробувань типу I і II [34], дорівнює:

$$E_I = 20G_a(V_H^2 - V_K^2)/2 \cdot 3,62 = 2,083G_a, \text{ кДж}; \quad (1.1)$$

$$E_{II} = G_a g S [i - (f' + \gamma_\tau)] = 2,354G_a, \text{ кДж} \quad (1.2)$$

де  $G_a$  – маса транспортного засобу, кг;

$V_H, V_K$  – регламентовані швидкості, відповідно, на початку і в кінці гальмування, м/с;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$i$  – величина ухилу дороги ( $i=0,06$ );  $S$  – протяжність спуску ( $S = 6,0$ , км);  $f'$  – коефіцієнт опору коченню;  $\gamma_\tau'$  – питома гальмова 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 випробування типу II приблизно на 12% є вищою, ніж при випробуваннях типу I (рис. 1.2), незважаючи на те, що умови тепловідведення від поверхонь гальмового диска є кращими при тривалому підведенні теплоти до нього. При циклічному навантаженні гальма (випробування типу I) має місце імпульсний характер підведення теплоти до гальмового диска [76, 79].

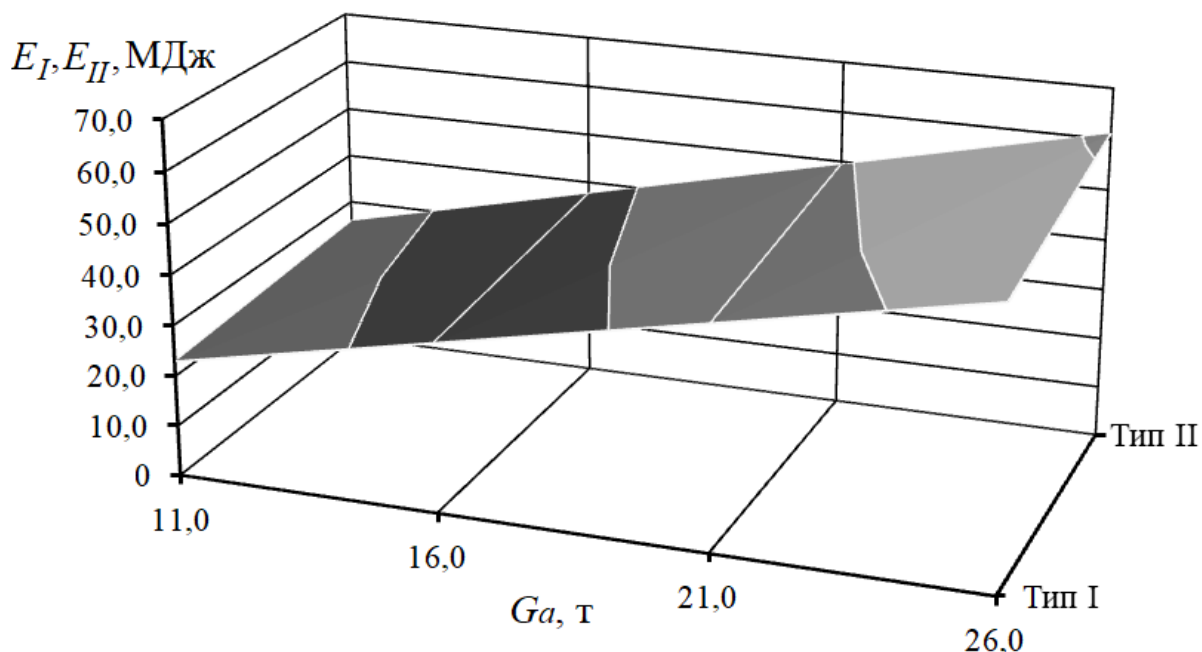


Рисунок 1.2 – Закономірності зміни енергії, що генерується фрикційними вузлами дисково-колодкових гальм на попередніх етапах випробувань (тип I і II) транспортних засобів у залежності від їхньої маси

З низки конструктивних розмірів елементів пари тертя саме такі визначають ефективність гальма: коефіцієнт взаємного перекриття, величина

відношення внутрішнього радіуса тертя до зовнішнього  $R_2/R_1$ , ширина пояса тертя і товщина диска. Досвід експлуатації свідчить, що коефіцієнт взаємного перекриття ( $K_{B3}$ ) не повинен перевищувати 0,12...0,2, тому що при  $K_{B3} > 0,2$  температурний режим пари тертя різко зростає [90, 91, 127]. Зміна  $K_{B3}$  у межах 0,05...0,08 мало впливає на середню температуру диска при тривалому гальмуванні. Поверхнева температура при терті залежить від швидкості відносного ковзання елементів фрикційного вузла [94, 95]. Швидкість ковзання є функцією радіуса тертя диска. При конструюванні диска доцільно задавати величину відношення внутрішнього радіуса тертя до зовнішнього в межах 0,6...0,8. Ширина доріжки тертя визначається значеннями  $R_2/R_1$  і  $K_{B3}$ , а також конструктивними міркуваннями. Загальні габарити диска при прийнятому  $K_{B3}$  залежать від допустимих значень питомих навантажень у контактній зоні. При використанні формованих азбофрикційних матеріалів на смолянному або комбінованому сполучному компоненті робоча область питомих навантажень перебуває в межах 2,5...4,0 МПа, при короткочасному підвищенні до 5,0...5,5 МПа. Питомі навантаження в парах тертя гальма залежать від площі їхніх поверхонь тертя [101, 110].

У зарубіжній та вітчизняній літературі відсутні відомості про вплив величини співвідношення площ конструктивних елементів на ефективність вентилязованих дисків гальм, а саме: відношення перерізу забірної отвори до нижнього перерізу вентиляційного каналу; перерізів нижнього до верхнього вентиляційного каналу (виконаного у вигляді плоского конфузора). У довідковій літературі відсутні дані про конструктивні параметри отворів і канавок, виконаних під кутом і віялом на поясі тертя диска, а також про співвідношення сумарної площі отворів одного ряду до перерізу вентиляційного каналу, взятого по середньому радіусу пояса тертя диска. Всі зазначені параметри безпосередньо пов'язані з ефективністю вимушеного повітряного охолодження пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів.

Розглянемо роботу вентилязованих гальмових дисків різних категорій транспортних засобів.

## 1.2 Особливості конструкції робочих деталей дисково-колодкових гальм та ефективність їх дії

У дисково-колодкових гальмах застосовують як суцільні, так і вентилязовані диски з розвиненою системою вентиляційних каналів у тілі диска між поверхнями тертя (рис. 1.3 а, б, в, г, д, е, ж, з, і).



Рисунок 1.3 а, б, в, г, д, е, ж, з, і – Конструктивні варіанти вентилязованих гальмових дисків 1 з: отворами 2 по дотичній до фланця 3 і западинами 4, а також ребрами 5 (в, е); вентиляційними каналами 6 (в, е); виступами 7 і 8 різної конфігурації; горизонтальними наскрізними отворами 9; напівдиски 10 і 11

гальмового диска 1

Для підвищення ефективності вентиляції диска при його реверсивному обертанні вентиляційні канали утворюються двома групами ребер. Одна група ребер ефективна при обертанні за годинниковою стрілкою, друга – при обертанні в протилежному напрямку.

Канали можуть бути утворені радіальними ребрами сталої або змінної довжини. За результатами випробувань фірми «Dunlop» внутрішні вентиляційні радіальні канали дозволяють знизити поверхневу температуру пояса тертя диска понад 15,0% [36]. Забір повітря здійснюється крізь отвори в маточині або основі вінця гальмового диска. Повітря всмоктується всередину вентиляційних каналів і, проходячи крізь них, викидається назовні, охолоджуючи внутрішні порожнини диска. Підбором раціонального перерізу каналів і радіусів заокруглення стінок вхідних отворів вдається підвищити швидкість омиваючого потоку повітря в різних точках диска від 5,0 до 10,0%. Установлено, що максимальною тепловіддачею володіє диск, що має внутрішню матову поверхню в 1,35...1,5 більшу, ніж матову зовнішню.

При спіральному виконанні вентиляційних каналів усередині диска створюється завихрення потоків повітря, в результаті чого його температура знижується, а ефект охолодження внутрішньої порожнини диска підвищується. У результаті збільшується коефіцієнт теплопередачі в схемі: повітря, що омиває зовнішню поверхню гальмового диска – тіло стінки диска – омиваючі завихрені потоки повітря.

Тепловіддача матових внутрішніх поверхонь диска збільшується при турбулізації повітряного потоку у вентиляційних каналах. З цією метою запропоновано в стінках каналів виконувати поперечні отвори або повітряні канали робити криволінійними із взаємним перетином, збільшуючи тим самим поверхню теплообміну.

Штучне збільшення розвинутої поверхні теплообміну гальмових дисків досягається виконанням в них наскрізних отворів і канавок. Це сприяє інтенсивному розсіюванню теплоти від їхніх поверхонь, що омиваються потоками повітря. Виконані по всій робочій площині диска наскрізні отвори

знижують його вагу, сприяючи ефективнішому охолодженню пар тертя гальма. Це знижує ризик жолоблення диска. При цьому видаляються гази, що утворюються при вигорянні сполучних компонентів полімерних накладок. Окрім того, перфорація запобігає попаданню вологи між парами тертя гальма, оскільки вода потрапляє всередину диска і звідти викидається назовні під дією відцентрової сили. Проте, тут є небезпека для перфорованих дисків. Вода, що потрапила на нагрітий гальмовий диск, може призвести до катастрофічних наслідків, оскільки диск може потріскатися й навіть лопнути. Окрім того, отвори є додатковими концентраторами напружень і початковими зонами цих самих тріщин. Тому заяви про підвищену ефективність перфорованих дисків часто слід розглядати як рекламний хід.

Забезпечують розвинену поверхню теплообміну і канавки, які спрямовують залежно від напрямку обертання диска або виконують симетричними, що дозволяє ставити диск на ліву і праву сторони транспортного засобу. Це відноситься і до ребер всередині диска. Звичайний вентиляований диск має радіально розташовані ребра, що робить лівий і правий гальмові диски однаковими, але існують диски з нахиленими ребрами для кращого видалення розігрітого повітря. При цьому лівий диск є дзеркальною копією правого.

Розбірні диски діляться на ліві й праві, вони мають кріпильний фланець для маточини, яку виготовляють з високоякісного авіаційного алюмінію (марок АД31, АД33, АД35 тощо).

Така конструкція дозволяє ще інтенсивніше розсіювати теплоту, що сприятливо позначається на ефективності пар тертя гальм і теплонавантаженості підшипників маточини. Зрозуміло, що такий диск є більш легким, ніж його аналоги. При цьому небезпечним фактором є різниця коефіцієнтів термічної деформації матеріалів диска й маточини. Для вирішення цієї проблеми роблять прорізи на маточині, але найефективнішим способом боротьби з цим явищем є так звані плаваючі диски. Їхня суть – відсутність жорсткого зв'язку між диском і маточиною, при цьому диск може рухатися



відносно маточини зазвичай в осьовому напрямку в межах декількох десятих часток міліметра. Плаваючі диски мають істотний недолік – вони бояться бруду, який може позбавити їх рухливості, тому вони, головним чином, застосовуються в кільцевому автоспорті.

Найчастіше гальмові диски виготовляють з чавуну (марок СЧ20-35, Ch 190). Популярність цього матеріалу пояснюється гарними фрикційними властивостями та невисокою вартістю. Поряд з цими перевагами чавун має низку істотних недоліків, які обмежують його використання в деяких типах транспортних засобів – спортивних машинах і мотоциклах. При аперіодичних інтенсивних гальмуваннях, що зумовлюють значне підвищення температури (400 °С і вище), можливе жолоблення диска, а якщо на його перегріту поверхню потрапляє вода, наприклад, з калюжі, чавунний диск покривається сіткою тріщин, а іноді навіть розтріскується. Окрім того, такі диски є дуже важкими, а після тривалих стоянок їхня робоча поверхня покривається іржею. Щоб уникнути цих недоліків диски, більшою мірою мотоциклетні й значно рідше автомобільні, почали виготовляти з легованих сталей (марок 55Г-65Г, 40Х13, 08Х18Н10, Т304). Більш слабкі фрикційні властивості цього матеріалу компенсували збільшенням діаметра дисків та їхньої робочої поверхні. Для виготовлення цієї відповідальної деталі гальмової системи можна застосовувати і звичайну сталь, яка, як і легована, не настільки чутлива до перепадів температур і має трохи гірші фрикційні властивості, ніж чавун.

При виготовленні гальмового диска з карбону на основі карбиду кремнію (SiC) його вага на порядок є нижчою, ніж металевого диска. При цьому динамічний коефіцієнт тертя є більш високим (0,25...0,5), а робочий діапазон поверхневих температур у парах тертя перевищує 1000 °С. Основним недоліком карбону є те, що його необхідно розігрівати до поверхневої температури як мінімум 300 °С.

Керамічні матеріали не мають такого великого динамічного коефіцієнта тертя як карбонові матеріали, проте їм притаманна низка переваг. У кераміки набагато більше можливостей, ніж у металу або композитів. Цей матеріал

відрізняється відмінною стійкістю до високих температур, високою стійкістю до корозії та зношування, невеликою питомою вагою і високою міцністю. Окрім того, керамічні гальмові диски у порівнянні з аналогічними деталями, виготовленими із сірого чавуну, є легшими на 50%. Вага, наприклад, керамічного гальмового диска автомобіля PORSCHE 911 у два рази є меншою від ваги звичайного. Зменшується і так званий гіроскопічний ефект, коли тіло, що обертається з великою кутовою швидкістю, опирається зміні напрямку обертання. Застосування кераміки дозволяє збільшити динамічний коефіцієнт тертя на 25% і підвищити ефективність гальмування в гарячому стані. Ще одна перевага – висока довговічність. Керамічні диски не потребують заміни протягом 300 тис. км. Проте є і недоліки. По-перше, холодні керамічні диски мають недостатню ефективність у порівнянні з холодними металевими гальмовими дисками. По-друге, кераміка погано працює при дуже низьких температурах. По-третє, такі диски при роботі створюють низькочастотні коливання пар тертя, наслідком чого з'являється пищення. І, нарешті, по-четверте, їх ціна є дуже високою. Перелік матеріалів, з яких виготовляють гальмові диски і фрикційні накладки, наведено в додатку А, табл. А.1.

Як відомо, підвищенню ефективності дії різних типів фрикційних вузлів гальмових пристроїв перешкоджають поверхневі температури, які перевищують допустиму для матеріалів фрикційних накладок пар тертя. Це пояснюється тим, що поверхневий шар накладки при високій температурі втрачає свої фрикційні властивості за рахунок зниження динамічного коефіцієнта тертя .

Гальмовий диск у дисково-колодковому гальмі також нагрівається, що призводить до порушення форми його пояса тертя і жолобленню, наслідком чого стає осьове биття диска. Розглянемо причину деформації диска під дією поверхневих температур. Як правило, звичайний гальмовий диск являє собою обід, виконаний в за одне ціле з маточиною П-подібного перерізу. При цьому диск та його маточина мають різну металомісткість. При нагріванні диска в процесах електротермомеханічного тертя виникає великий поверхневий

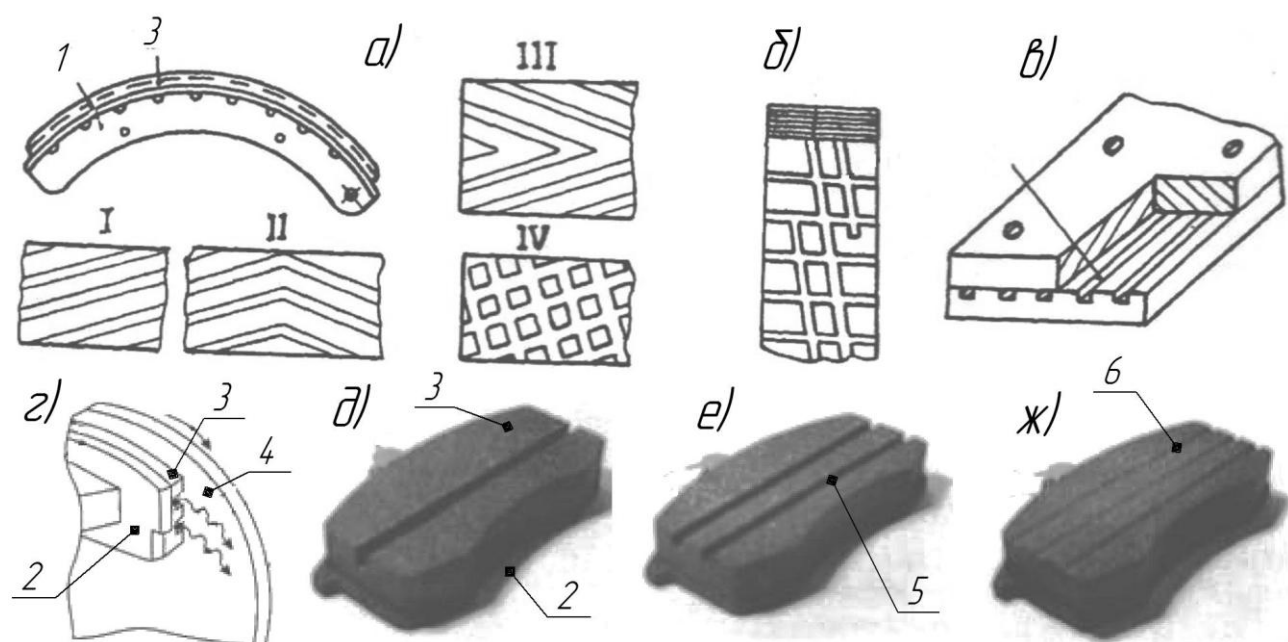
градієнт температури між диском і його маточиною. Гальмовий диск у розрізі нагадує капелюх, який прагне вивернутися навиворіт за рахунок різниці довжин зовнішнього та внутрішнього контурів. У внутрішнього контура довжина є більшою, отже, і лінійне теплове розширення також більшим. Це призводить до того, що у «капелюха» піднімаються поля. Саме аперіодична послідовність підйомів при нагріванні та опускань при остиганні призводить до деформації диска і до появи великих температурних напружень. У зв'язку з цим виникає дилема: теплоізолювати пояс тертя від тіла диска чи маточину диска від його тіла? До того ж проблема розсіювання теплоти від робочої та неробочої поверхонь гальмового диска в омиваюче його повітря залишається невирішеною.

Розглянемо методи інтенсифікації вимушеного охолодження повітряними потоками фрикційних накладок і їхньої колодки.

Фірма Гетке [97] випускає фрикційні накладки 1 (рис. 1.4 а) з канавками 2 на поверхні тертя з різноманітним візерунком (з кутовим розташуванням канавок – I; зигзагоподібними канавками – II; з канавками у вигляді ялинки – III; з вафельним малюнком – IV). Це забезпечує рівномірне охолодження всієї їхньої поверхні та створює циркуляцію повітря між робочою поверхнею гальмового барабана й фрикційними накладками, інтенсивно їх охолоджуючи і очищаючи накладки від пилу, бруду та продуктів зношування.

Поверхня фрикційних накладок [60] (рис. 1.4 б) перетинається рядом поперечних канавок 3. На цій же поверхні є еквідистантні спіральні канавки 4 такої ж глибини. Перетин канавок на поверхні фрикційних накладок утворює ряд окремих секцій, що поліпшують циркуляцію повітря в них.

На неробочій поверхні фрикційної накладки [97] (рис. 1.4 в) виконано поздовжні пази 5 на глибині її допустимого зношування. При роботі гальмового пристрою потік повітря, потрапляючи в пази між накладками й колодкою, обтікає внутрішню поверхню накладки й суміжну з нею поверхню колодки.



1, 2 – гальмові колодки; 3 – фрикційна накладка; 4 – гальмовий диск;  
5, 6 – поздовжні канавки на: основі колодки та робочій поверхні накладки

Рисунок 1.4 *а, б, в, г, д, е, ж* – Гальмові колодки барабанно- (*а, в*) і дисково-колодкового (*д, е, ж*) гальма, вузол тертя (*г*) і канавки різного напрямку й конфігурації (*I, II, III IV* і *б*)

У [60] запропоновано виконувати на робочій поверхні фрикційних накладок колодок поздовжні канавки (рис. 1.4 *д, е, ж*). При русі транспортного засобу зустрічні потоки повітря попадають в об'єми канавок, де змінюються його термодинамічні параметри, що спричиняє турбулізацію повітряних потоків біля робочих поверхонь пар тертя. У процесі гальмування транспортного засобу в поверхневих і приповерхневих шарах пар тертя дисково-колодкового гальма акумулюється теплота, яка нагріває об'єми повітря, що потрапляє в зазори. Воно під дією градієнта густини витісняється у навколишнє середовище, охолоджуючи при цьому робочі поверхні накладок і диска. Недоліком розглянутих конструкцій фрикційних накладок барабанно- і дисково-колодкових гальм є те, що заглиблення, виконані на їхніх робочих поверхнях, зумовлюють зменшення контактної площі взаємодії і, як наслідок,

зростання питомих навантажень у парі тертя і зниження довговічності фрикційних елементів.

Для ефективної роботи вентилюваних гальмових дисків з елементами охолодження на їхніх поясах тертя необхідно встановити раціональні конструктивні співвідношення між площами перерізу забірної отвору і нижнім перерізом плоского конфузора вентиляційного каналу, а також між останнім і площею верхнього перерізу плоского конфузора вентиляційного каналу. Площі вентиляційних отворів на поясах тертя диска повинні бути меншими площі перерізу конфузора, обчисленому по середньому радіусу пояса тертя диска. При цьому ширина канавки повинна дорівнювати діаметру вентиляційного отвору, а її глибина залежить від товщини диска без внутрішніх ребер, що утворюють вентиляційні канали.

Розглянемо енергонавантаженість пар тертя гальмових пристроїв.

### 1.3 Енергонавантаженість пар тертя гальмових пристроїв та її вплив на експлуатаційні параметри гальм транспортних засобів

У переважній більшості робіт, присвячених дослідженню тертя полімерів, відзначається істотна роль температури в механізмі їх тертя та зношування [59, 60, 105 та ін.]. Дійсно, у випадку термопластичних фрикційних полімерів зі збільшенням температури тіл тертя відбувається їхнє розм'якшення, у результаті чого змінюються фізико-механічні характеристики і, відповідно, динамічний коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування [61]. Для фрикційних матеріалів, особливо у важконавантажених вузлах тертя, з підвищенням температури проявляються складні багатофункціональні процеси – деструкція, дифузія, сегрегація на контакті, які також впливають на динамічний коефіцієнт тертя та величину зношування.

У зв'язку з цим сучасна теорія тертя та зношування не може зневажати кінетикою механохімічних змін, що відбуваються у тонкому поверхневому шарі під впливом температурного поля.

Щоб зрозуміти, чому існуючі методи теплового розрахунку не дозволяють точно визначати температурне поле у поверхневих шарах трибоконтакта з урахуванням зміни властивостей останнього, необхідно провести аналіз робіт, присвячених дослідженню термічного контакту при терті.

Вихід у світ результатів досліджень Ф. Боудена та Д. Тейбора [105] можна вважати початком робіт з розрахунку температурного поля в трибосистемах. Проте, у розрахунках, виконаних Боуденом, передбачалося, що фактична площа контакту дорівнює номінальній, а область контакту є нерухомою [59]. Х. Блок і Д. Іегер [60] провели розрахунок температури для рухомих джерел тепла з припущенням, що тепловіддача в середовище відсутня.

Робота гальмових механізмів супроводжується підвищенням їх температури. У дискових механізмах уже при першому гальмуванні температура диска може збільшитися до 373–573 К (100–300 °С), а у важких умовах експлуатації – до 623–923 К (350–650 °С). Це призводить до зміни динамічного коефіцієнта тертя [35]. Температурні характеристики барабанного гальмового механізму показують, що при нагріванні в процесі роботи до 573–623 К (300–350 °С) його ефективність знижується до 40 %, а дискових – до 20%. Унаслідок зміни характеристик гальмових механізмів змінюється дійсне співвідношення гальмових сил по осях автомобіля.

Ефективність дії гальм транспортних засобів у процесі роботи суттєво залежить від термонавантаженості їхніх пар тертя. У [105] розрізняють такі стадії термонавантаженості поверхонь тертя фрикційної пари гальма, яким відповідають певні назви й чисельні значення температур:

– перша стадія, при якій закон зміни температури за часом є експоненціальним, і має місце короткочасна теплова рівновага (інтервал температур, що встановилися, 50–250 °С);

– друга стадія, при якій температурний напір виявляється сталим у всіх точках барабана гальма протягом невеликого проміжку часу, – регулярний режим (критична температура, що встановилася, 250–450 °С);

– третя стадія, яка характеризується інтенсивним зростанням температури (температура перегріву перевищує 450 °С).

Розглянемо роботи, присвячені даній проблемі.

Сьогодні існують спрощені математичні моделі, що описують граничні температурні умови в окремих деталях дисково-колодкового гальма. Відповідно до цих моделей прийнято, що температурне поле суцільного або вентильованого гальмового диска має кутову симетрію, а частку теплоти, що відводиться кожною деталлю гальма, враховують за допомогою коефіцієнта розподілу теплових потоків.

Метод розрахунку температур в області контакту елементів пар тертя дисково-колодкових гальм запропонований у [126]. Аналізований метод враховує особливості фрикційної теплової взаємодії – дискретність контакту й характер розподілу теплової енергії між трибоелементами. При цьому розглядалося, що при малих числах Фур'є розподіл густини теплових потоків визначається властивостями шорстких поверхонь, тобто геометрією мікрориступів пар тертя. Надалі трибоспряження енергетично перебудовуються, що приводить до їхнього стаціонарного режиму тертя. Тепер розподіл густини теплових потоків визначається властивостями мікрориступів пар тертя. Недоліком даного методу є те, що в ньому не враховувалися тип контакту плям мікрориступів та їхній електротермічний опір.

Згідно з [99] аналіз результатів модельних випробувань пар тертя МКВ-50А + ЧНМХ і ФМК-79 + ЧНМХ дозволив зробити висновки: для забезпечення меншої енергонавантаженості на одиницю контактної площі потрібно використовувати більші значення коефіцієнта взаємного перекриття  $K_{\text{вз}}$  (оптимальне значення  $K_{\text{вз}}=0,7-0,8$ ) при сталій величині роботи тертя  $W_{\text{тп}}$  і гальмового моменту  $M_2$ . Зменшення зношування зі збільшенням  $K_{\text{вз}}$  до 0,8 досягається за рахунок зниження питомих параметрів тертя внаслідок

зростання площі контакту; при  $K_{\text{вз}} > 0,8$   $N_{\text{п}} > 25$  Вт/см<sup>2</sup> спостерігається нестабільність процесу гальмування, погіршення фрикційних властивостей, тепловіддачі, погане відведення продуктів зношування, жорсткий режим тертя, що призводить до нестабільної роботи вузла тертя.

Оцінці температурного режиму дискового гальма залізничного рухомого складу присвячено [120]. Тут навантажувальними режимами були одиничне і циклічне гальмування. Оціночними температурами виступали поверхнева й об'ємна. Температури на поверхні тертя елементів тертя та глибина проникнення теплоти в тіло диска визначалися за відомими залежностями, запропонованими А. В. Чичинадзе, з урахуванням повної потужності та роботи гальмування. При цьому для першого гальмування обчислювали температуру на поверхні тертя, для наступних гальмувань вона визначалася як сума середньої об'ємної та поверхневої температур. Таке визначення поверхневої температури не є коректним, оскільки об'ємна температура в 3–4 рази є нижчою за поверхневу температуру. Окрім того, не враховано поверхневі електричні струми, які впливають на величину теплових струмів та інтенсивність їх розповсюдження.

Результати досліджень інтенсивності нагрівання елементів фрикційної пари дисково-колодкових гальм підйомно-транспортних машин наведено у [107]. Для дисково-колодкових гальм підйомно-транспортних машин визначено градієнти температур поверхонь тертя накладки і гальмового диска в процесі гальмувань. Обґрунтовано необхідність використання малоінерційних стрічкових термопар для вимірювання поверхневих температур пар тертя. Встановлено, що поверхнева температура накладки є нижчою за температуру диска, для середнього режиму роботи пар тертя гальма ця різниця становить 20–80 °С.

Результати досліджень поведінки фрикційних матеріалів, які використовуються в різних вузлах тертя, показали, що важко, а іноді й неможливо підібрати матеріали, які істотно не змінюють свої зносо-фрикційні властивості при терті в умовах високих температур. Згідно з [7, 14, 20, 22, 32,

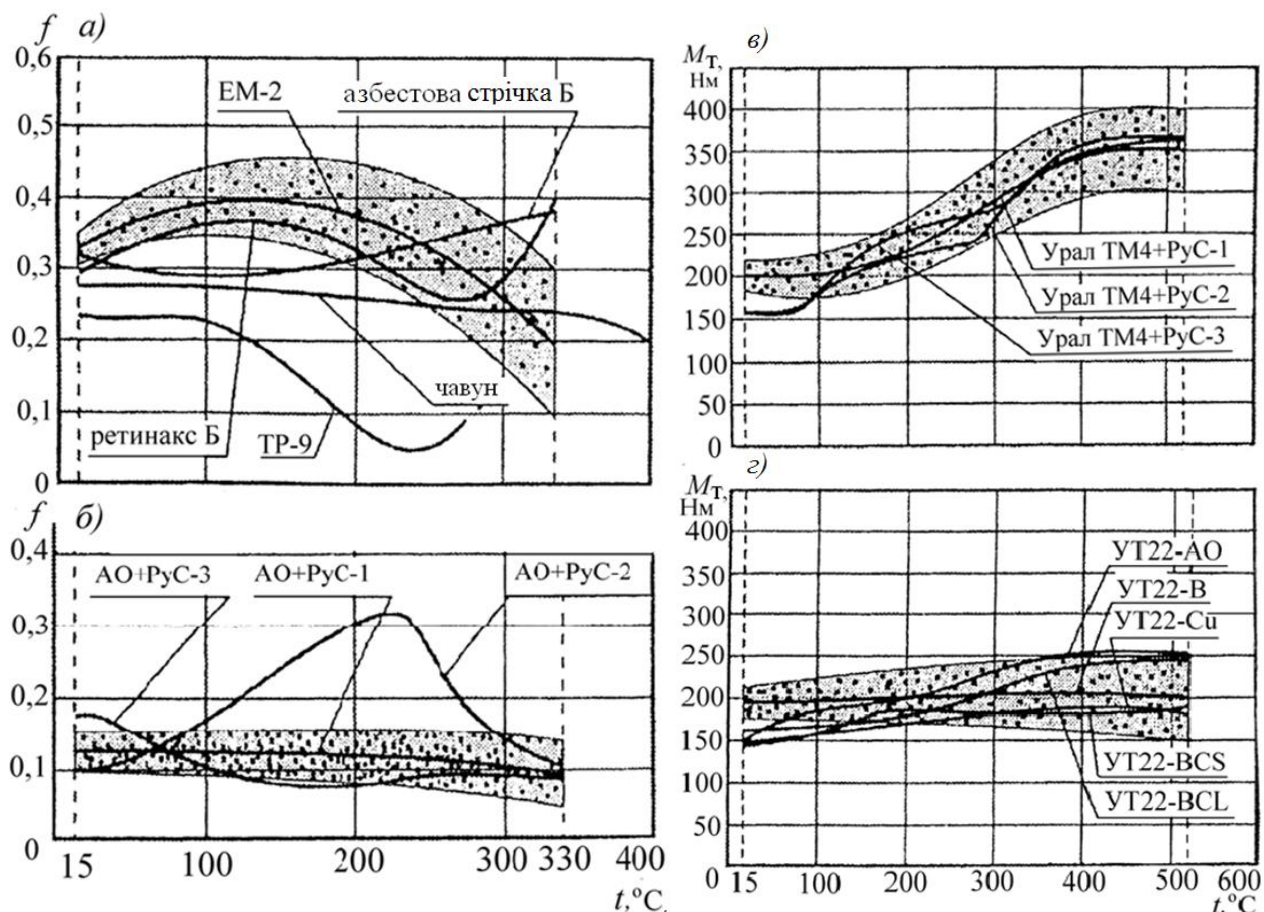


33, 42, 44, 49, 59, 116 та ін.] фрикційні матеріали повинні мати спеціальні властивості, що забезпечують утворення робочого шару, який безупинно відновлюється у міру його зношування, а також володіти високою зносостійкістю. Міцність приповерхневих шарів накладок повинна бути не меншою міцності нижчих шарів, а сили зчеплення частинок повинні дорівнювати або бути трохи меншими сил зчеплення часток поверхневого шару металевго елемента тертя. До таких фрикційних матеріалів належить матеріал МКВ-50А, створений на основі заліза. Він має такий склад у %: Cu – 10, С – 8, FeSO<sub>4</sub> – 5, SiC – 5, В<sub>4</sub>С – 5, решта – залізо (Fe).

Тільки при виконанні вищевказаної вимоги раціонально сконструйований гальмовий механізм буде досить ефективним та енергоємним. Незважаючи на очевидність цього положення, чітка регламентація показників якості фрикційних матеріалів поки що відсутня. І. В. Крагельський [61] 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 В.Н Федосеева [122, 123] 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 наведені на рис. 1.5 а. Установлено, що в інтервалі поверхневих температур 250–300 °С (у зоні до і вище допустимої) протягом часу 1250,0–2000,0 с вони стабілізуються. Це призводить до дестабілізації експлуатаційних параметрів гальма й втрати його ефективності.

У [100] виконано моделювання температурних спалахів при фрикційній взаємодії мікровиступів металополімерних пар тертя на основі термодинамічного підходу. При цьому сформульовано і розв'язано такі задачі: тепломасознос у парах тертя; температурні спалахи в парах тертя. Перша задача була крайовою та стосувалася теплопровідності, що враховує термознос поверхневого шару фрикційної накладки. Друга задача розв'язувалася на основі



*a* – найпоширеніших; *б* – азбесто-вуглецевих; *в* – вуглецево-композитних; *г* – поліпшених вуглецево-композитних

Рисунок 1.5 *a, б, в, г* – Закономірності зміни динамічних коефіцієнтів тертя  $f$  і гальмових моментів  $M_T$  від поверхневої температури пар тертя гальмових пристроїв для матеріалів фрикційних накладок

кінетичного рівняння для густини частинок  $n(\tau, t)$  у процесах із субдифузією, що описують стохастичний характер зміщення часток із затримкою в часі ( $\tau$ ). 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 підсилення тепловіддачі теплового імпульсу, профіль якого прямує до параболічної форми при зменшенні критерію Пекле ( $Pe$ ). Попереднє вирішення крайової задачі також визначало тепловий імпульс  $[Q(t)]$  і враховувало синергетичний ефект «настроювання форми теплового імпульсу»

при фрикційній взаємодії пар тертя. Проте при цьому не враховувався електродинамічний підхід поряд з термодинамічним, а також ефект електричного імпульсу і його вплив на тепловий імпульс.

У [71] задачу нестационарної теплопровідності для деталей дискового гальма швидкісного вагона вирішено експериментальним шляхом. На рис. 1.6 *a, б* наведено результати експериментальних досліджень для двох режимів. При початковій швидкості  $V_0 = 55,0$  м/с значення максимальної температури для I-го і II-го режимів становить  $648,0$  °С, що більше аналогічної температури ( $396,5$  °С) нульового режиму в середньому в 1,59 рази. Такі високі значення температури, а також її різке збільшення на поверхні від нуля до максимуму за короткий проміжок часу може стати причиною виходу з ладу диска через появу радіальних термовтомних тріщин.

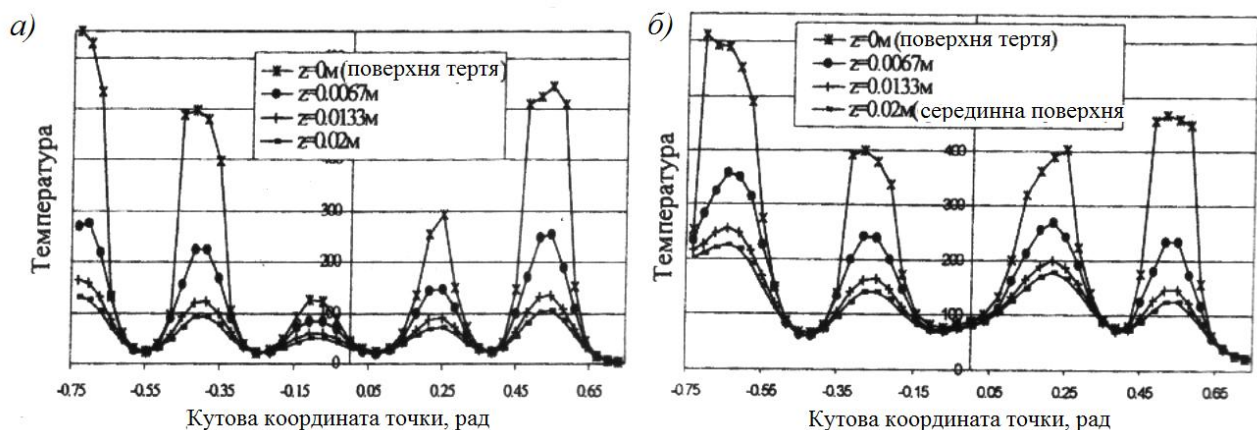


Рисунок 1.6 *a, б* – Поверхневі температури диска в процесі гальмування

$$(R_1 = 0,245 \text{ м}; V_0 = 55,0 \text{ м/с}): a - \tau = 20,0 \text{ с}; б - \tau = 31,0 \text{ с}$$

Під час перших 20–30 секунд гальмування спостерігається зростання температури на поверхні диска у зоні плям контакту до максимального значення. При цьому на поверхні плям і у проміжках між ними виникає велика різниця температур. Картина розподілу температур характеризується яскраво вираженими зонами високої температури на плямах. У середньому температура на плямах контакту досягає  $500,0$  °С. Після досягнення максимального значення температура на плямах починає зменшуватися. На іншій поверхні диска середня температура плавно підвищується в процесі всього гальмування,

досягаючи наприкінці гальмування протягом 91,0 с температури 150,0–250,0 °С. При цьому градієнт температур у всіх напрямках є незначним.

Необхідно відзначити високе значення різниці температур по товщині диска на початку гальмування – до 400,0–500,0 °С, і практично рівність температур по товщині в момент зупинки.

У цих експериментальних дослідженнях не враховано залишкові термічні напруження, які спостерігаються в інтервалі часу між гальмуваннями.

У [36] розглянуто вплив різних складових (повної ваги автобуса, часу гальмування, кількості накладок і їх площ, ефективного радіуса тертя диска та його кутової швидкості, коефіцієнтів тепло- і температуропровідності матеріалу диска й тепловіддачі від його бічних поверхонь, різних товщин гальмових дисків, густини теплового потоку) на енергонавантаженість пар тертя дисково-колодкового гальма передньої осі автобуса. У зв'язку з тим, що конструкція гальма є симетричною, було прийнято осесиметричну теплову схему розв'язку даної задачі. Досліджувався, в основному, II-й тип режиму випробувань (тривалий режим). Окрім того, зроблено кусково-лінійну апроксимацію теплового потоку на різних етапах часу екстреного гальмування автобуса ЛиАЗ-5256. У якості методу було обрано математичне моделювання з кількістю вузлових то-чок – 42. При цьому в математичному модулі використано прямокутну систему координат, задавалася конфігурація сіткової моделі дисково-колодкового гальма і розташування джерела нагрівання у початковий момент гальмування. Тут запропоновано метод визначення поверхневих і об'ємних температур пар тертя і дисків гальм. Розбіжність розрахункових температур у порівнянні з експериментальними даними не перевищила 10 %.

У [36, 39] проведено комплексну оцінку теплонавантаженості дисково-колодкових гальм автобусів, що мають у своєму складі суцільні та вентилязовані гальмові диски, на тривалих режимах роботи. Установлено ефективність вентилязованих гальмових дисків, зниження їх енергонавантаженості склало 20,0 %.

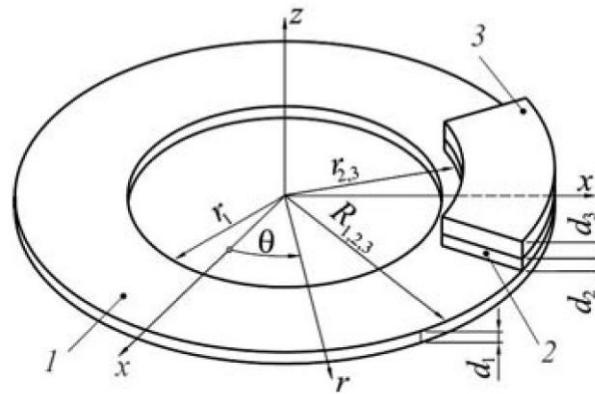
У [47] отримано чисельно-аналітичний розв'язок теплової задачі тертя для двох напівобмежених тіл з урахуванням термічної чутливості матеріалів і зміни за часом швидкості відносного ковзання (гальмування зі сталюю затримкою). Лінеаризацію відповідної крайової задачі теплопровідності виконано за допомогою підстановки Кірхгофа та методу лінеаризованих параметрів. Досліджено зміну температури робочих поверхонь накладки і диска при гальмуванні для двох фрикційних пар з і без урахування залежності їхніх теплофізичних властивостей від температури. При цьому температура робочої поверхні накладки при гальмуванні перевищувала температуру поверхні тертя диска. Це зумовлене значно меншою тепловою провідністю титану в порівнянні з теплопровідністю алюмінію та сплаву на основі заліза. Урахування термочутливості досліджуваних матеріалів дещо зменшує величини обчислених температур робочих поверхонь накладки і диска. Чітко цей ефект виражений для фрикційного елемента з високою температурою титанової накладки. Зазначений підбір матеріалів для пар тертя не ведеться, тому що металомісткість накладки в десятки разів є меншою, ніж гальмового диска з фланцем.

У [48] визначено та порівняно значення температури в трибосистемі «диск– накладка», отримані за допомогою двох підходів: числового на основі методу скінченних елементів і аналітичного, як розв'язку крайової задачі теплопровідності для напівпростору (диска). Диск рівносповільнено ковзає по поверхні плоско-паралельного шару (накладка), нанесеного на поверхню напівнескінченної основи (супорт) (рис. 1.7). Максимальні температури на поверхні контакту накладки з диском порівняно з відомими експериментальними даними.

Недоліком сформульованої задачі є те, що накладка ніколи не розташовується на ділянці різниці радіусів  $R_1 - r_1$  диска, вона має вільні поверхні диска знизу і зверху.

У [48] отримано аналітичний розв'язок нестационарної теплової задачі тертя для двох напівпросторів з узагальненими граничними умовами Дж.

Барбера при сталій питомій потужності тертя. На його основі за допомогою формули Дюамеля побудовано розв'язок теплової задачі тертя при гальмуванні зі сталим сповільненням. Для фрикційної пари «чавун–металокераміка» досліджено вплив коефіцієнтів термічної провідності контакту та розподілу теплових потоків на температурне поле трибосистеми.



1 – диск; 2 – накладка; 3 – супорт;

$r_1$  і  $r_{2,3}$  – радіуси: внутрішнього кільця диска; внутрішньої поверхні накладки і супорта;  $R_{1,2,3}$  – радіуси: зовнішнього кільця диска, накладки і супорта;  $d_1, d_2, d_3$  – товщина: диска, накладки і супорта

Рисунок 1.7 – Схема дисково-колодкового гальма:

Основним недоліком сформульованої теплової задачі тертя є те, що теплові процеси у парах дотичних тіл оцінювалися коефіцієнтами термічної провідності контакту, тепло- і температуропровідності без урахування енергетичних рівнів на мікроступах пар тертя.

У [25] запропоновано математичне моделювання трибоспряжень «накладка–диск/шків» для оцінки їх енергонавантаженості стосовно гальмових пристроїв підйомно-транспортних машин. Уся математична модель розбивалася на підмоделі (контактну, деформаційну, кінематичну, теплову, тепловиділення, термопружну та зношування), а потім на основі виявлених зв'язків між ними проводилося об'єднання їх у єдину модель. При цьому було задіяно вісім експлуатаційних параметрів, які, нажаль, у реальних умовах не

відбуваються у суворій послідовності в зазначених парах тертя дисково- і стрічково-колодкових гальмових пристроїв [10, 12, 13, 17-18].

У [107] вирішено задачу оптимізації конструктивних (товщини, зовнішнього діаметра та площі пояса тертя суцільного диска) параметрів пар тертя дисково-колодкового гальма автобуса А-142 на основі методу геометричного програмування. Оцінено раціональні експлуатаційні параметри (гальмовий момент, динамічний коефіцієнт тертя, поверхневі й об'ємні температури, напружено-деформований стан, інтенсивність зношування фрикційних накладок) дисково-колодкових гальм за допомогою методу планування екстремальних експериментів і комп'ютерного моделювання в лабораторних й експлуатаційних умовах. Отримані дані використано в модульних дисково-колодкових гальмах шахтних підйомних машин.

Проте, в жодній з вітчизняних і зарубіжних робіт нічого не сказано про тепловий баланс вентильованих гальмових дисків, що впливає на енергонавантаженість пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу.

Розглянемо напружено-деформований стан дисків гальм.

#### 1.4 Напружено-деформований стан робочих деталей гальмових пристроїв

Важливе значення при розрахунку трибоспряжень пар тертя гальмових пристроїв має врахування сил тертя в зоні контакту і рівня їх енергонавантаженості [102, 103, 149, 153].

Тонкий поверхневий шар гальмового диска зазнає циклічного теплового навантаження ударного типу. Генерована при гальмуванні та акумульована теплота не встигає поширитися в навколишнє середовище та вглиб матеріалу диска. Поверхня тертя розігривається до температур, що спричиняють складні незворотні структурні та хімічні перетворення – утворюються аустенітні структури, спостерігається ріст голок мартенситу, пластин графіту й окислення

по границях зерен. Ці перетворення призводять до зниження опору матеріалу диска і до термоциклічних навантажень. У результаті поверхня тертя виявляється ураженою мікротріщинами глибиною до десятих часток міліметра. При спільній дії термічних і механічних навантажень у результаті мікропластичних деформацій утворюється нова поверхня тертя, що володіє підвищеною зносостійкістю. Оптимальна структура поверхневого шару диска утворюється лише за умови сповільненого темпу нагромадження незворотних змін при повторних гальмуваннях, причому оптимальна температурна область (по поверхневій температурі) при тривалій експлуатації гальма для дисків із сірого чавуну повинна бути в межах 450...480 °С.

У [71] досліджено просторові контактні задачі тертя з урахуванням основ теорії пружності. Штамп у формі еліптичного параболоїда діє на поверхню шару товщиною  $h$ , що лежить у напівпросторі з іншими пружними сталими (задача А) і жорстко з'єднаного з таким же напівпростором (задача В). При дослідженнях приймалося, що шар лежить на пружному напівпросторі та при цьому штамп перебуває в умовах граничної рівноваги і не повертається, що дозволило одержати крайові задачі для просторових рівнянь Ляме при граничних умовах. Для визначення невідомих контактних напружень матеріалу шару ( $i = 1$ ) при  $G_1$  і коефіцієнті Пуассона  $\nu_1$  і напівпростору ( $i = 2$ ) при  $G = G_1/G_2$  застосовано традиційну схему розв'язку інтегрального рівняння. Результати розрахунків показали, що при малих значеннях параметра  $G$  ( $G_2 > G_1$ ) при зміні коефіцієнта Пуассона шару  $\nu_1$  від 0 до 0,5 відбувається зменшення моменту контактних напружень, а в деяких випадках і зміна його знака. Ця обставина підтверджує хвильову природу зміни моменту контактних напружень зі зсувом по фазі в задачі В стосовно задачі А.

У [128] викладено результати досліджень термопружних деформацій поверхні тертя вентильованого диска гальм підйомно-транспортних машин при циклічних гальмуваннях з коефіцієнтом взаємного перекриття  $K_{63} > 0$  з використанням методу скінченних елементів. Пара тертя складалася з азбофрикційної полімерної композиції і металевого контртіла. Результати



теоретичних досліджень показали, що максимальна висота пружних мікрохвиль, що утворюються при гальмуванні на поверхні тертя вентилязованого гальмового диска досягала на зовнішньому радіусі тертя при напружених теплових режимах  $h_2^{\max} - h_2^{\min} = 0,10 - 0,15$  мм. Відношення між висотами мікрохвиль на зовнішньому та внутрішньому радіусі у зоні вентиляційних каналів і ребер було приблизно однаковим та становило:

$$h_1^{\max} / h_2^{\max} = h_2^{\min} / h_1^{\min} = 1,5 \div 3,5.$$

Отримані результати досліджень використовувалися для раціонального проектування елементів фрикційної пари гальм, а також для уточнених розрахунків контурної площі плям контактів мікроставів трибоспряження.

У [81] отримано наочну картину розподілу напружень для кожного розрахункового випадку, який дозволяє виявити небезпечні зони конструкції колісного гальма літака щодо міцності. Аналогічними методами проаналізовано напружено-деформований стан інших елементів колісного гальма (корпусу гальма, блоку циліндрів, барабана колеса). На основі аналізу напруженого стану вжито заходи щодо посилення конструкції вже на стадії її конструювання.

Для гарантування високої ефективності колісного гальма літака і необхідного ресурсу його експлуатації потрібно вже на стадії проектування виробу передбачати забезпечення прогнозованої міцності, термотривкості, втоми, вібростійкості, а також таких умов експлуатації, при яких імовірність виникнення залишкових деформацій елементів колеса буде досить малою.

Системний аналіз і синтез процесів, що відбуваються в металополімерних вузлах тертя дисково-колодкового гальма вагона залізничного рухомого складу, виконано у [58]. Змодельовано процеси теплообміну в дисково-колодкових гальмах з урахуванням енергонавантаженості їхніх пар тертя. У якості модельної задачі розглянуто нестационарну контактну зв'язану термопружну задачу обертання гальмового диска зовнішнього ( $R_1=300,0$  мм) і внутрішнього ( $R_2=200,0$  мм) радіусів, що містить повітряні канали, з

притиснутими до нього з деякою заданою силою  $P$  фрикційними накладками. Схематичне зображення задачі показано на рис. 1.8.

Гальмовий диск обертався проти годинникової стрілки з кутовою швидкістю  $\omega$  на проміжку часу  $t \in [0, T]$ . Додатково до декартової системи координат з початком у центрі гальмового диска розглянуто циліндричну систему  $(R, \varphi, Z)$  відносно того ж центра (вісь  $Z$  є перпендикулярною площині диска). Позначивши гальмовий диск і накладки індексами зверху (нехай 1 відповідає гальмовому диску, а 2, 3 – передній та задній фрикційним накладкам відповідно). В області  $S_{\text{конт}}^{+,-}$  задано контакт накладки і диска з динамічним коефіцієнтом тертя  $f_{mp}$ , а також закон тепловиділення за рахунок електротермомеханічного тертя з коефіцієнтом контактної теплопровідності  $k_{\text{конт}}$ . Розглядався рівномірний контакт по всій поверхні спряження, при цьому враховувалася зміна  $f_{mp}$  залежно від розподілу температури.

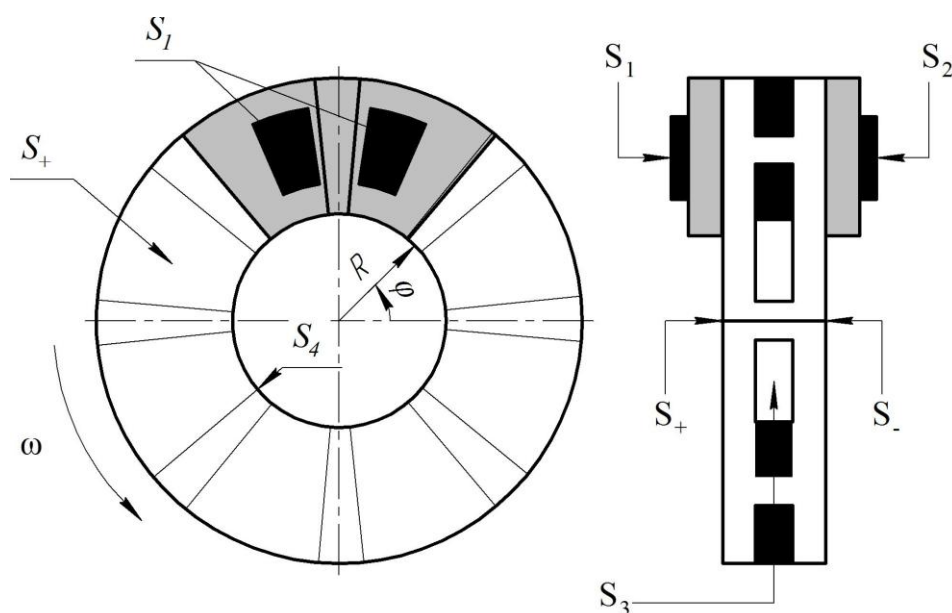


Рисунок 1.8 – Схематичне зображення гальмового вузла «диск – накладка»  
( $S_1, S_2, S_3, S_+, S_-$  – розглядувані поверхні)

Поведінка гальмового вузла задавалася класичними рівняннями руху термопружного середовища та граничними умовами. Останні описані детально для таких випадків: теплової поведінки пари «диск – накладки» при конвективному теплообміні із середовищем, пов'язаним з вимушеним

обдуванням повітрям гальмового диска; контактної поведінки мікровиступів з урахуванням їх теплопровідності. Проте через складність геометрії пар тертя зв'язаної термопружної системи аналітичного розв'язку даної задачі не отримано. У таких випадках ефективним методом виявилось використання відповідних скінченно-елементних пакетів. Скінченно-елементний аналіз для збіжності результатів був розділений на два етапи: статичний і динамічний. Установлено вплив матеріалів мікровиступів пар тертя кожного окремо та у сукупності на рівні зростання поверхневої температури і температурних напружень.

Математичному моделюванню нестационарних температурних полів і напружень у деталях дисково-колодкового гальма залізничного вагона присвячено [69]. Для підвищення точності розв'язуваної теплової задачі, що стосується гальмового диска, у його моделі було розглянуто: введення в тепловий розрахунок спряжених з фрикційними накладками та диском деталей (башмака, розрізних кілець, маточини, фрагмента колісної пари); конструктивні особливості диска, які суттєво впливають на концентрацію температурних напружень; використання тонкого шару скінченних елементів між спряженими деталями, що моделюють термічний опір. Це дозволило повніше змодельовати граничні умови теплообміну У процесі досліджень, в основному, використовувався метод скінченних елементів із застосуванням числових методів розв'язку лінійних алгебраїчних рівнянь. Вирішену теплову задачу можна суттєво спростити шляхом первісного визначення теплових втрат від гальмового диска та сполучених з ним деталей при їхньому складному теплообміні, а потім перейти до градієнтів коефіцієнтів теплопередачі.

У [73] запропоновано дискретну модель для дослідження термопружної фрикційної взаємодії пружної хвилястої поверхні з абсолютно твердою гладкою поверхнею. В основу математичної моделі термопружного фрикційного контакту покладено миттєвий рельєф хвилястої поверхні, описуваний вектором  $\bar{H}$ , доданками якого є: початковий недеформований рельєф, окремо взяте механічне і термопружне переміщення, а також

інтенсивність зношування мікроставувань поверхні. Визначено матриці термічної й контактної піддатливості мікроставувань трибоспряження з урахуванням різних законів зміни навантаження, що діють на їхні плями контакту. При цьому не враховувалися енергетичні характеристики контактів мікроставувань трибоспряження та їхній електротеплопір. З вищевикладеного випливає, що пари тертя потребують інтенсивного вимушеного і примусового охолодження.

Дослідженню напружено-деформованого стану пружного обертового суцільного та кільцевого дисків присвячено [55]. У диску з центральним отвором реалізується приблизно плоский напружений стан. Визначення компонентів напружень і деформацій зводилося до розв'язку системи двох диференціальних та двох лінійних рівнянь. Чисельний розв'язок, за аналогією з аналітичним, було зведено до безрозмірного вигляду. Установлено закономірності зміни компонент тензора напружень, деформацій і переміщень від радіальної координати диска. Порівняно результати аналітичного розв'язку з чисельним розв'язком, отриманим методом скінченних елементів у програмному комплексі ANSYS Mechanical, розбіжність результатів не перевищила 6,5 %.

З вищевикладеного випливає, що необхідно оцінити напружений стан енергонавантажених гальмових дисків з центральним і з вентиляційним отворами або канавкою на їх поясі тертя.

Коефіцієнти розподілу теплових потоків в елементах гальмових дисків можливо зменшити шляхом інтенсифікації охолодження їхніх поверхонь вимушено і примусово повітрям та іншими теплоносіями непрямої дії.

1.5 Зниження енергонавантажених пар тертя гальмових пристроїв шляхом охолодження

#### 1.5.1 Охолодження повітрям

Будь-який агрегат, що рухається, або механізм повинен бути оснащений гальмовим механізмом. Зі збільшенням маси та швидкостей руху, а також

підвищенням вимог безпеки роль гальмових пристроїв різко зростає. Посилюються і вимоги, які ставляться до них: вони повинні бути ефективними і надійними з погляду роботи пар тертя фрикційних вузлів при такому рівні теплонавантаженості, коли температури фрикційних накладок не перевищують допустимі.

Уплив перфорації гальмових дисків на їхні поверхневі температури в умовах зльоту і посадки літака досліджено в [55, 56]. При розробці спеціалізованого комплексу програм для моделювання розподілу температур у диску гальма використовувався метод скінченних елементів у тривимірній постановці за допомогою рівняння нестационарної теплопровідності в рухомому повітряному середовищі. Об'єктами дослідження були гальмові диски з двома варіантами перфорації. У результаті досліджень встановлено:

- значний вплив на температуру чинять площа контакту, час гальмування, а також геометричні параметри перфорованих отворів у гальмовому диску; збільшення діаметра отворів і зміна їх геометрії сприяють зниженню температури нагрівання диска; при цьому площа тепловіддачі є вищою, ніж у суцільного диска;

- для диска з отворами діаметром 5,0 мм температура становить 329,29 °С, що на 19,52% вище, ніж у диска з отворами діаметром 9,0 мм. Проведено дослідження для типорозмірів, які не призводять до втрати міцності конструкції. Критичний розмір отвору становить 9,65 мм (тепловий розрахунок проводили в діапазоні з 5,0 до 9,0 мм);

- друга форма перфорації гальмового диска має кращі характеристики по тепловіддачі, ніж перша. Отвори виконані фігурно, діаметри отворів – від 5 до 9 мм, міжцентрові відстані – від 8 до 12,5 мм. Різні міжцентрові відстані необхідні, щоб забезпечити достатню міцність диска. Максимальна температура досягнута у диску з отворами діаметром 7 мм і міжцентровою відстанню 11 мм, що на 23,12% перевищує температури диска з отворами діаметром 9 мм і міжцентровою відстанню 12 мм.

Запропонована методика дозволяє на якісно новому рівні проводити дослідження теплового стану конструктивних елементів гальмових дисків. Вона вільна від припущень, які роблять неадекватними існуючі методики розрахунку цих елементів для етапів зльоту і посадки літака.

Відомий охолоджуваний дисково-колодковий гальмовий пристрій, розроблений В.А. Макаровим (заявка на патент РФ за № 2000101438/28 від 21.01.2000 р.). Сутність охолодження полягає в тому, що в порожнистому гальмовому диску з міжканальними радіальними перегородками та отворами, виконаними по концентричних колах на поясах тертя диска, встановлені повітрозабірні лопаті.

Спосіб охолодження полягає в тому, що відведення теплоти від поверхні диска здійснюється потоками повітря, яке проходить по радіальних каналах і поступає крізь отвори в поясах тертя між мікроставами диска і фрикційних накладок. За такої схеми проходження повітряних потоків відбувається руйнування плоского вихору, що сприяє інтенсифікації вимушеного охолодження.

Розглянуто методи стабілізації температури фрикційного контакту пари тертя «накладка – диск» [60]. Описано наслідки, спричинені підвищенням температури взаємодіючих поверхонь при електротермомеханічному терті. Запропоновано конструктивні рішення по охолодженню фрикційних елементів гальм. Створено конструкцію гальмової колодки з елементами, які утворюють активне газоподібне середовище при зростанні температури в контакті. Наведено кількісну оцінку подачі стисненого повітря в контакт пар тертя гальма. У результаті дослідження встановлено: охолодження зони контакту «накладки–диск» за допомогою подачі стисненого охолодженого повітря в отвори гальмової колодки або шляхом утворення у зоні контакту активного газоподібного середовища дозволяє підвищити ефективність гальмування та зменшити інтенсивність зношування робочої поверхні накладок колодок за рахунок своєчасного видалення продуктів зношування із зони фрикційної взаємодії та стабілізувати температурний режим при роботі пар тертя гальма.

Це сприяє підвищенню рівня безпеки руху транспортних засобів за рахунок поліпшення надійності їх гальмування.

Розглянуто проблему високої енергонавантаженості фрикційних елементів при гальмуванні транспортним засобом [62]. Установлено негативний вплив перегріву фрикційних накладок на ефективність експлуатації транспортного засобу. Наведено аналіз технічних рішень з підвищення енергорозсіючої здатності елементів гальмових систем, які дозволять підвищити ефективність експлуатації їх фрикційних елементів і динамічний коефіцієнт тертя, стабілізувати температуру в трибоконтакті, зменшити зношування пар тертя гальма й поліпшити безпеку руху транспортного засобу.

При гальмуванні температура фрикційної накладки змінюється від  $T_1$  до  $T_2$  залежно від часу  $t$  (рис. 1.9). Результати експериментальних досліджень пока-

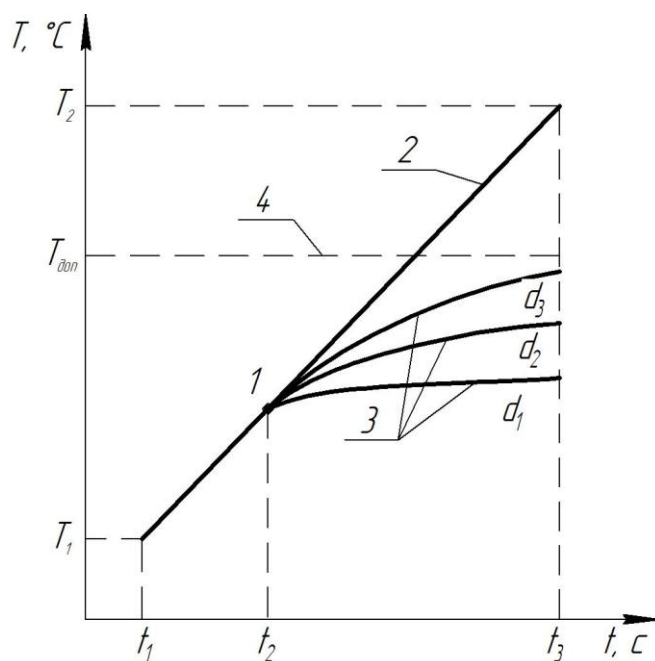


Рисунок 1.9 – Закономірності зміни поверхневої температури фрикційної накладки від часу при взаємодії пар тертя гальма

Умовні позначення: 1 – точка початку подачі стисненого повітря; 2 – пряма без охолодження; 3 – криві охолодження при:  $d_1=8,0$  мм;  $d_2=5,0$  мм;  $d_3=3,0$  мм; 4 – пряма допустимої температури матеріалу накладки  
зали, що за відсутності охолодження контакту мікровиступів пар тертя гальма залежність температури  $T$  від часу  $t$  має лінійний зростаючий характер. При

подачі в отвори гальмової колодки з накладкою стисненого повітря крива залежності температури  $T$  накладки від часу  $t$  фрикційної взаємодії змінюється. Збільшення діаметрів  $d$  отворів на деяку величину зумовлює зменшення температури  $T$  у контакті. Отвори доцільно виконувати в інтервалі від 2,0 мм до 8,0 мм, оскільки подальше збільшення діаметра отворів не впливає на температурні параметри фрикційної накладки гальма.

Для визначення ефективності повітряного охолодження пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу необхідно оцінити енергетичний баланс потоку повітря, що рухається в обертовому вентилярованому гальмовому диску.

### 1.5.2 Охолодження іншими видами теплообміну

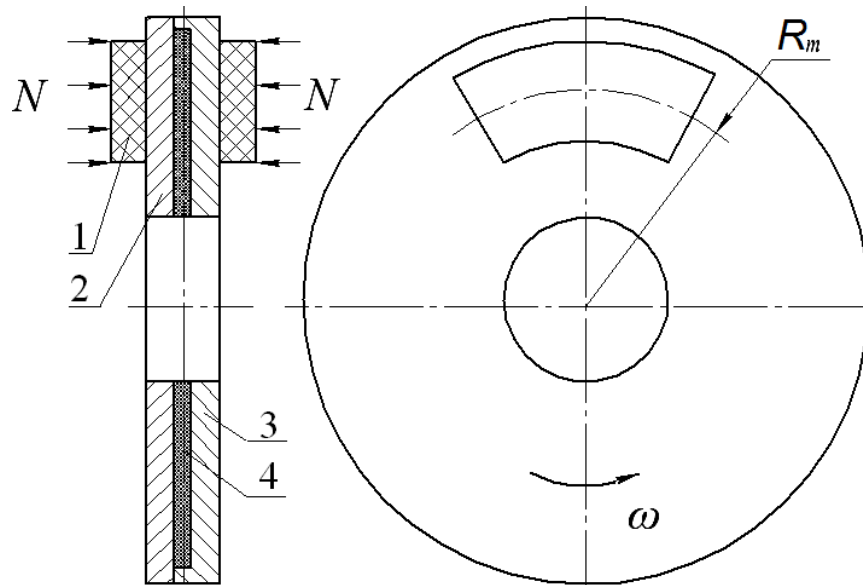
Забезпечення можливості обмеження нагрівання дисків дисково-колодкових гальм є однією з найсуттєвіших задач при їхньому розрахунку і раціональному конструюванні. Зниження температури, а отже, і поверхневих температурних градієнтів може бути досягнуто за рахунок зменшення металомісткості гальмового диска. Його ділять навпіл, і один з напівдисків виготовляють з матеріалу з високими тепловідвідними властивостями (червона мідь, алюміній і ін.). Проте пряма заміна сталевого або чавунного диска на мідний або алюмінієвий небажана через низьку зносостійкість цих металів. Тому доцільно виготовляти гальмові диски біметалічними. На рис. 1.10 показано біметалічний гальмовий диск у складі дисково-колодкового гальма [107]. Особливістю біметалевого диска є те, що він складається з напівдисків 2 і 3, останній має виступи та виконаний з алюмінію.

Між напівдиском 2 і напівдиском з виступами 3 розташована тверда теплоізоляційна прокладка 4. Напівдиски 2 і 3 з'єднані між собою спеціальними гвинтами по колу (на рис. 1.10 не показані).

Біметалевий диск у складі дисково-колодкового гальма працює так. При фрикційній взаємодії накладок 1 з поясами тертя напівдисків 2 і 3 у їхньому тілі



акумулюється однакова кількість теплоти. За рахунок високої теплопровідності напівдиска 3 крізь його виступи кондуктивним теплообміном тепло передається 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 температури у них.



1 – фрикційні накладки; 2 – напівдиск; 3 – напівдиск з виступами; 4 – теплоізоляційна прокладка;  $N$  – зусилля натискання;  $R_m$  – середній радіус тертя;  $\omega$  – кутова швидкість диска

Рисунок 1.10 – Схема фрикційної взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма з біметалевим диском

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

Теплові струми, що виникають на бічних поверхнях гальмового диска, а також у його тілі при фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма (рис. 1.11 б, в, г, д), суттєво впливають на формування поверхневих і об'ємних температур, а також їх градієнтів, викликаючи при цьому напружено-деформований стан гальмового диска. Він вимушено охолоджується швидкісними потоками омиваючого повітря при русі транспортного засобу.

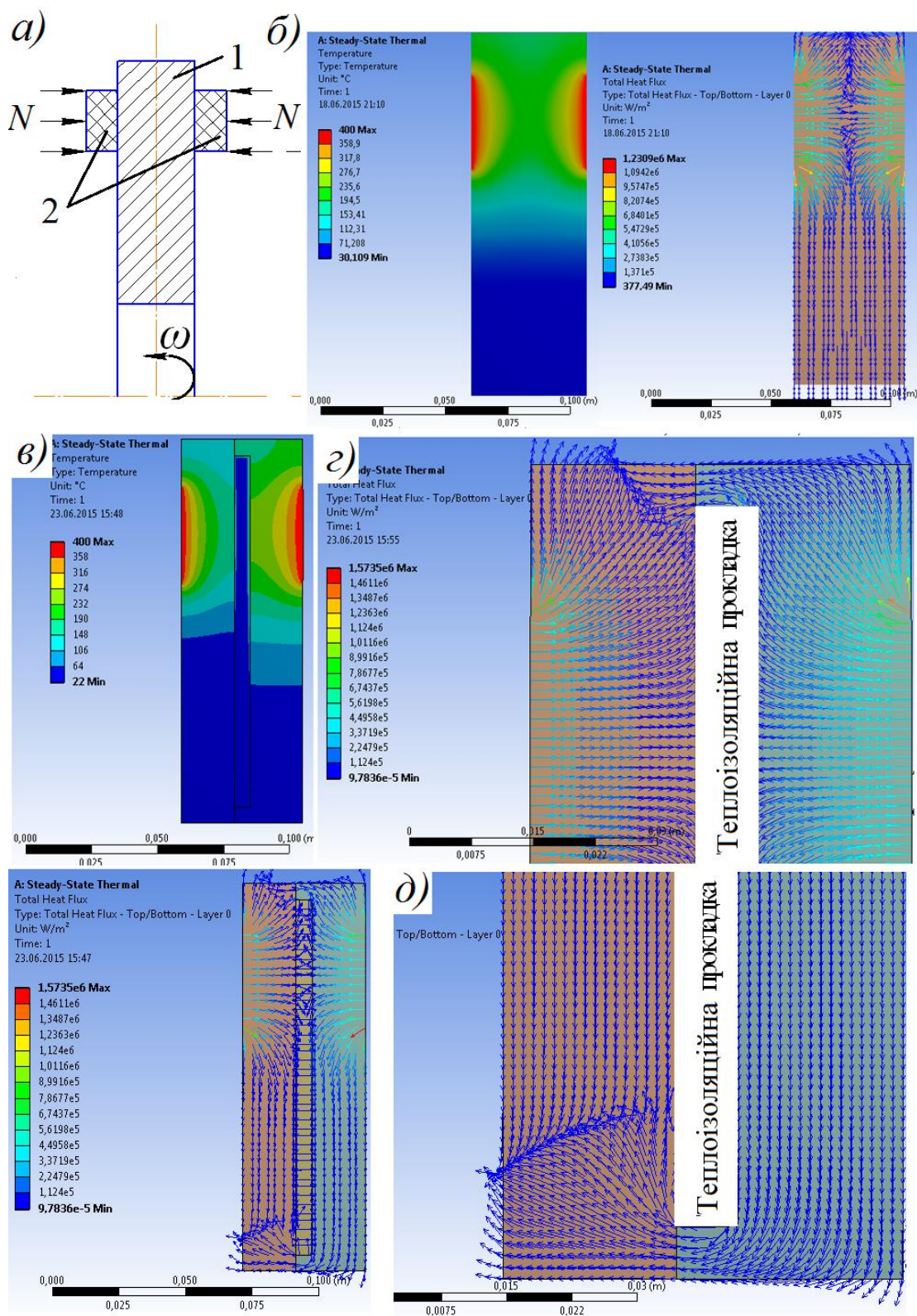


Рисунок 1.11 *а, б, в, г, д* – Схема фрикційної взаємодії металополімерних пар тертя серійного (*а*) дисково-колодкового гальма; термограми і циркуляція теплових струмів у тілі серійного (*б*) і біметалевого диска з теплоізоляційною прокладкою (*в*) у верхній (*г*) і нижній (*д*) його частинах

На рис. 1.11 б наведено термограму зміни поверхневих і об'ємних температур над і під поясом тертя гальмового 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 пояса тертя до торцевої поверхні диска. У той же час ширина зони дії температури  $235,6$  °С нижче пояса тертя була мінімальною, температура в напрямку фланця диска знижувалася до  $71,208$  °С. Пояснюється це різною товщиною диска над і під поясом тертя.

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

Зовсім інша картина циркуляції теплових струмів спостерігається в біметалічному гальмовому диску з теплоізоляційною прокладкою (рис. 1.11 в). У даному випадку напівдиски виконані з матеріалів з різними коефіцієнтами теплопровідності ( $\lambda_n > \lambda_d$ ) і з'єднані між собою виступом правого напівдиска (рис. 1.11 з). За рахунок цього термограми у зоні пояса тертя суттєво різняться. У лівому напівдиску температура змінюється від  $400$  °С до  $232$  °С, а в правому – від  $400$  °С до  $274$  °С, різниця в перепадах температур становила  $42,0$  °С.

Розглянемо схеми циркуляції теплових струмів у верхній (див. рис. 1.11 з) та нижній (рис. 1.11 д) частинах гальмового диска. Відмінною рисою зон, розташованих нижче пояса тертя, є те, що вони пов'язані з фланцем диска. Перетікання теплових струмів у нижній і верхній частинах відбувається крізь виступ правого напівдиска. При цьому у верхній частині теплові струми за величиною є більшими, ніж циркулюючі теплові струми в лівому напівдиску. Це сприяє вирівнюванню теплового поля не тільки над поясом тертя, але й під ним в місці розташування теплоізоляційної прокладки. Перетікання теплових струмів у нижній частині біметалічного диска відбувається так само, як у першому випадку, але з меншою інтенсивністю, оскільки частина теплоти

виділяється у фланець диска. Необхідно відмітити, що біметалічний гальмовий диск, який обертається, ще більшою мірою сприяє квазівирівнюванню теплового поля його тіла.

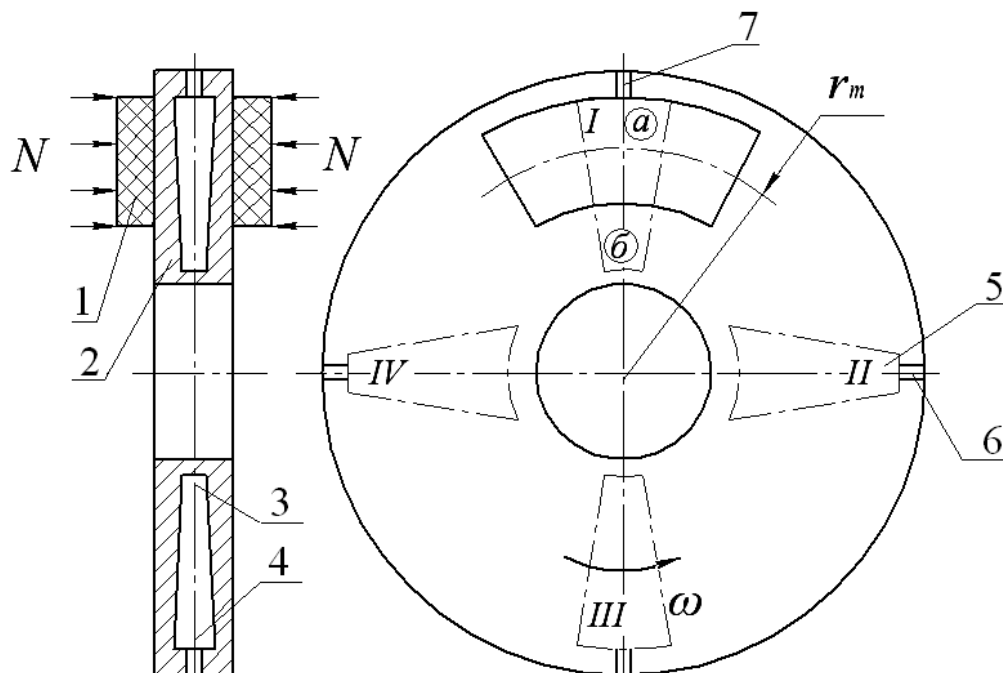
Зниження енергонавантаженості гальмового диска може бути досягнуто шляхом інтенсифікації його охолодження за рахунок ефекту «теплової труби». Цей вид охолодження відноситься до примусового рідинного.

Дисково-колодкове гальмо з охолодженням типу «теплова труба» (рис. 1.12) має фрикційні накладки 1, які за допомогою імпульсних нормальних зусиль  $N$  притискаються до поясів тертя диска 2. У тілі гальмового диска 2 у вертикальній і горизонтальній площинах, відповідно, виконано зони I, III і II, IV, зі зміною площ перерізів дифузорів і конфузорів [6, 31]. Порожнини 3 і 4 є охолоджуючими пристроями, виконаними у вигляді теплових труб із зонами конденсації  $\textcircled{б}$  і випаровування  $\textcircled{а}$ .

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

У процесі гальмування дисково-колодкового гальма на поясі тертя диска акумулюється теплота, значна частина якої поглинається його тілом. Це спричинює випаровування теплоносія, що перебуває в порожнинах теплової труби диска. При попаданні теплоносія у верхню частину гальмового диска (під пояс тертя), тобто в зону випаровування, він нагрівається і випаровується. Далі за рахунок створюваного перепаду тисків між зонами випаровування  $\textcircled{а}$  і конденсації  $\textcircled{б}$ , а також змінного перерізу порожнин, що мають конфігурації дифузорів і конфузорів, теплоносій із зони випаровування  $\textcircled{а}$  надходить у зону конденсації  $\textcircled{б}$ . Повернення теплоносія в зону випаровування  $\textcircled{а}$  здійснюється відцентровими силами, що виникають при обертанні диска. У порожнині I взаємодія зон  $\textcircled{а}$  і  $\textcircled{б}$  відбувається швидше, ніж у порожнині III, оскільки в ній пара рухається увесь час стискаючись. У цей же час рідкий теплоносій із зони конденсації (III порожнина) рухається в зону випаровування увесь час розширюючись, внаслідок чого його рух сповільнюється. При цьому

порожнини III і IV перебувають у горизонтальному положенні, і теплоносій у них циркулює у двох фазах – рідкій та газоподібній. Співвідношення вертикальних перерізів порожнин (теплової труби) складає 1:2, що забезпечує необхідну кількість рідкого теплоносія у зоні конденсації для змочування зони випаровування теплової труби під дією відцентрових сил. Окрім того, таке співвідношення запобігає зриванню рідкого теплоносія при його попаданні на стінки порожнин, прилеглих до пояса тертя, під дією відцентрових сил.



1 – фрикційна накладка; 2 – гальмовий диск; 3, 4 – порожнини з конфігурацією конфузурів і дифузурів; 5 – теплоносій; 6 – отвір; 7 – пробка

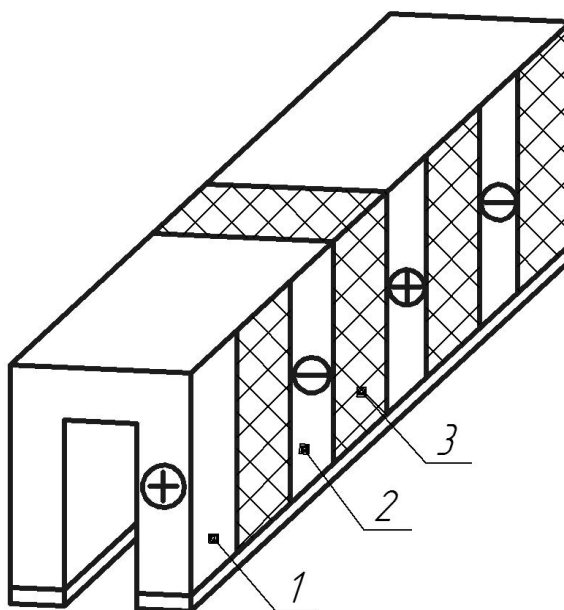
Рисунок 1.12 – Схема фрикційної взаємодії пар тертя з охолодженням типу «теплова труба» у дисково-колодковому гальмі

Після завершення процесу гальмування дія «теплової труби» не припиняється доти, поки тепловий стан гальмового диска не стабілізується.

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

Відоме дисково-колодкове гальмо з термоелектричним охолодженням [3-5], що містить вал, на якому розміщено гальмовий диск. По обидва боки від нього розташовані гальмові колодки. Гальмовий диск містить у собі систему охолодження, гальмові колодки мають фрикційні накладки. Система

охолодження містить у собі теплові трубки й термоелементи Г- і П-подібної форми (рис. 1.13), що складаються з напівпровідникових елементів з провідностями  $n$ - і  $p$ -типів, теплоізольованих від вала. Перші кінці напівпровідникових елементів розташовані врівень з поверхнею тертя гальмового диска для утворення гарячого спаю термоелемента. Другі кінці напівпровідникових елементів контактують з гарячими зонами теплових трубок. Частина робочої поверхні фрикційних накладок виконана з металевого порошку для утворення гарячого спаю термоелементів при взаємодії з кінцями напівпровідникових елементів.



1, 2 – термоелементи з  $p$ - і  $n$  типами провідності; 3 – теплоізоляція

Рисунок 1.13 – Термоелементи Г- і П-подібної форми:

У конструкціях суцільних дисків з метою підвищення їх теплоємності кільцеву внутрішню порожнину між поверхнями тертя заповнюють теплопоглинальними матеріалами на основі карбідів і боридів металів або легкоплавкими металами (наприклад, олово – 24–30 ваг. %; цинк – 19–21 ваг. % і галій решта). Такі диски ефективні при екстремних і тривалих гальмуваннях, тобто при їхній високій енергонавантаженості.

Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень динамічної й теплової навантаженості пар тертя гальмових пристроїв різного призначення дозволив сформулювати задачі дисертаційних досліджень.

### 1.6 Задачі досліджень

Існуючі погляди на динамічне [1-2, 10, 30, 32, 33, 36, 37, 68, 89 і ін.] і теплове [8, 28, 38, 39, 43, 46, 50, 52, 57, 59, 60, 72, 74, 78, 80, 88, 111, 151 і ін.] навантаження робочих деталей і їх напружено-деформований стан [21, 58, 69, 71, 81, 93, 109, 128, 137-139 і ін.] дисково-колодкових гальм транспортних засобів, ефективність вимушеного повітряного охолодження їх пар тертя за допомогою пристроїв і систем [60, 62, 107, 119, 124, 125, 132, 152 і ін.] дозволили визначити задачі досліджень цієї роботи:

- запропонувати методи оцінки: теплового балансу та ефективності охолодження вентиляваних дисків з отворами і канавками на їх поясах тертя і ресурсу фрикційних накладок, виходячи з енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу;

- методом моделювання процесів, що відбуваються на бічних поверхнях і в тілі різних типів дисків з фланцями, спрогнозувати їх напружено-деформований стан;

- провести стендові та експлуатаційні випробування вентиляваних гальмових дисків з елементами охолодження і встановити закономірності зміни експлуатаційних параметрів пар тертя гальма;

- запропонувати принципи проектування пар тертя дисково-колодкових гальм з прогнозованими раціональними параметрами;

- розробити систему термоелектричного охолодження на напівпровідникових елементах пар тертя гальма.

## РОЗДІЛ 2

### ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

#### 2.1 Енергонавантаженисть гальмових дисків при імпульсній фрикційній взаємодії пар тертя гальма транспортного засобу

Вирішальний вплив на працездатність вузла тертя чинить правильний вибір матеріалу фрикційних накладок. Умови роботи фрикційних матеріалів у дисково-колодкових гальмах відрізняються від умов роботи в гальмових пристроях інших видів [134]. Матеріали накладки повинні володіти високим (понад 0,3) і стабільним у діапазоні робочих швидкостей, питомих навантажень і поверхневих температур динамічним коефіцієнтом тертя; високою (у 3...6 раз більшою, ніж у барабанно-колодкових гальмах) механічною міцністю; зносостійкістю.

Суть пропонованого методу полягає в тому, що підвищення ресурсу фрикційних накладок гальма забезпечується за допомогою зниження величини сумарної складової потужності тертя, що витрачається на руйнування їхніх робочих поверхонь, при збереженні незмінними таких характеристик фрикційного вузла, як нормальне притискне зусилля і швидкість ковзання [136, 137].

До сумарної складової потужності тертя фрикційного вузла гальма входять механічна, електрична і теплова компоненти. В останньому компоненті потужності тертя враховано ефект вентильованого диска з елементами охолодження (отвори і канавки, розташовані під кутом і віялом на поясі тертя диска). На основі розрахунково-експериментальних даних визначають механічну складову потужності тертя фрикційного вузла при заданих параметрах полімерної накладки за такою залежністю:

$$W_{\text{мех}} = 0,6 \frac{r_m V_k N}{L_n}, \text{ Дж/с}, \quad (2.1)$$



де  $r_m$  – зведений радіус мікрориступів поверхонь гальмового диска, м;

$V_k$  – швидкість ковзання, м/с;

$N$  – нормальне притискне зусилля, Н;

$L_n$  – довжина фрикційної накладки, м.

Електрична складова потужності тертя фрикційного вузла тертя гальма дорівнює:

$$W_{el} = k_g \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}, \quad (2.2)$$

де  $k_g$  – коефіцієнт, що враховує час контакту мікрориступів фрикційної накладки з мікрориступами гальмового диска. ( $k_g = 2 \cdot 10^2$ );

$I$  – сила струму, що генерується мікрориступами металополімерних пар тертя за умови  $A_r < A_a$ , тобто фактична площа  $A_r$  контактування є малою в порівнянні з номінальною; трибоЕРС у трибоспряженні вимірюється при  $A_r = A_a$ , А;

$U$  – трибоЕРС наприкінці процесу гальмування, В.

Сила струму  $I$  визначається за залежністю [19]:

$$I = \sqrt{\frac{t_{\max} \cdot \alpha_L \cdot (dt/dL) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho' \cdot N}}, \quad (2.3)$$

де  $t_{\max}$  – максимальна температура на плямі контакту мікрориступів, °С;

$\alpha_L$  – коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$(dt/dL)$  – градієнт температури по довжині контакту, °С/мм;

$V_m$  – об'єм мікрориступу, м<sup>3</sup>;

$\tau$  – час контактування, с;

$R_k$  – термічний опір контакту, °С/Вт;

$\rho'$  – питомий електричний опір, (Ом·мм<sup>2</sup>)/м.

Теплова складова потужності тертя фрикційного вузла гальма дорівнює:

$$W_{\text{тепл}} = 10^{-3} \omega \cdot M_T \cdot \zeta = 10^{-3} \frac{V_k \cdot f \cdot N}{2\pi_n} \cdot \zeta, \text{ Дж/с}, \quad (2.4)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання диска, с<sup>-1</sup>;

$M_T$  – гальмовий момент, що розвивається парою тертя гальма, Н·м;

$f$  – динамічний коефіцієнт тертя;

$\zeta$  – коефіцієнт, що враховує вплив елементів охолодження вентильованого гальмового диска на теплову складову потужності тертя.

Коефіцієнт  $\zeta$  визначається експериментально-розрахунковим шляхом за залежністю:

$$\zeta = \frac{1}{\ln(t_0 - t_c)}, \quad (2.5)$$

де  $t_0, t_c$  – температура, відповідно, на вході та виході із вентильованої системи охолодження дисково-колодкового гальма.

Величина механічної складової потужності тертя в металополімерних вузлах залежить від напруженого стану, сформованого в менш міцному поверхневому шарі накладок при контакті з мікровиступами пояса тертя вентильованого гальмового диска. З урахуванням рівня питомих навантажень, фіксованих у парах тертя в процесі електротермомеханічної фрикційної взаємодії, виділимо два діапазони номінальних напружень  $\sigma_C$ , які сприяють появі у зонах плям контакту мікровиступів:

– пружних деформацій. Вони формуються в менш твердій поверхні у випадку, якщо

$$\sigma_C \leq (2,1 \div 8,1) \cdot 10^{-6} \text{ НВ};$$

– пластичних деформацій, що виникають у зонах контакту при

$$\sigma_C > (5,6 \div 8,1) \cdot 10^{-6} \text{ НВ} [41].$$

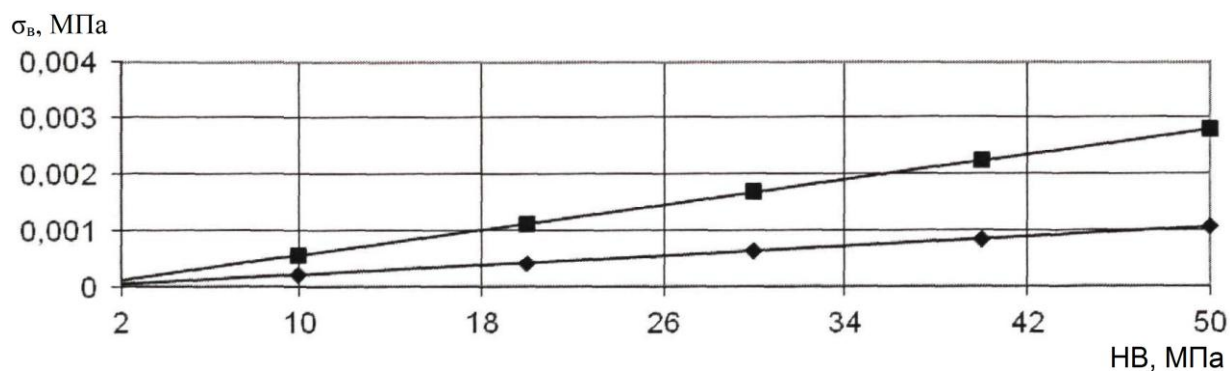
У табл. 2.1 наведено характеристики матеріалів, використовуваних для виготовлення фрикційних накладок гальмових пристроїв, а також номінальні напруження, що характеризують появу в них пружних і пластичних деформацій.

Аналіз напруженого стану, який зумовлює появу у фрикційних матеріалах пружних і пластичних деформацій, показує, що рівень напружень, які характеризують величини пластичних деформацій, для більшості фрикційних

матеріалів лежить нижче діапазону експлуатаційних питомих навантажень (0,1–6,0 МПа) (рис. 2.1).

Таблиця 2.1 – Фрикційні матеріали для гальм [106 ]

Матеріал	НВ <sub>н</sub> , МПа	$\sigma_{в}$ , МПа	$f$	$\sigma_{с}$ , МПа	
				пружна	пластична
				деформації, $\times 10^{-3}$	
Ретинакс А	48	25,1	0,30 – 0,50	1,01 – 1,44	2,69 – 3,89
Ретинакс Б	47	21,8	0,30 – 0,60	0,99 – 1,41	2,63 – 3,81
ЕМ-2	3,5	11,9	0,40 – 0,45	0,07 – 0,10	0,20 – 0,28
ЕМ-1	2	10,8	0,40 – 0,45	0,04 – 0,06	0,11 – 0,16
АГ-1Б	27	39,7	0,40 – 0,45	0,57 – 0,81	1,51 – 2,19



1, 2 – деформація: пружна, пластична

Рисунок 2.1 – Напружений стан, що спричинює появу пружних і пластичних деформацій у фрикційних матеріалах з різною твердістю

Формування пластичних деформацій в зоні контакту супроводжується зближенням поверхонь контактуючих тіл. Величина цього зближення в умовах пластичної деформації, що визначає глибину проникнення мікронерівностей

більш твердої поверхні у контртіло, згідно з [9] визначається за залежністю:

$$h = 1,2 \cdot 10^2 \cdot R \cdot (1 - \mu_n^2)^2 \left( \frac{HB_n}{E_n} \right)^2, \quad (2.6)$$

де  $R$  – радіус мікронерівностей (для точіння 10–40 мкм, для шліфування 1–10 мкм);

$\mu_n$  – коефіцієнт Пуассона полімерної накладки;

$HB_n$  – твердість мікровиступів полімерної накладки, МПа;  $E_n$  – модуль Юнга полімерної накладки, МПа.

Залежно від величини  $\varepsilon = h / R$  можна виділити три ділянки опорної кривої профілю поверхні (рис. 2.2) [82].

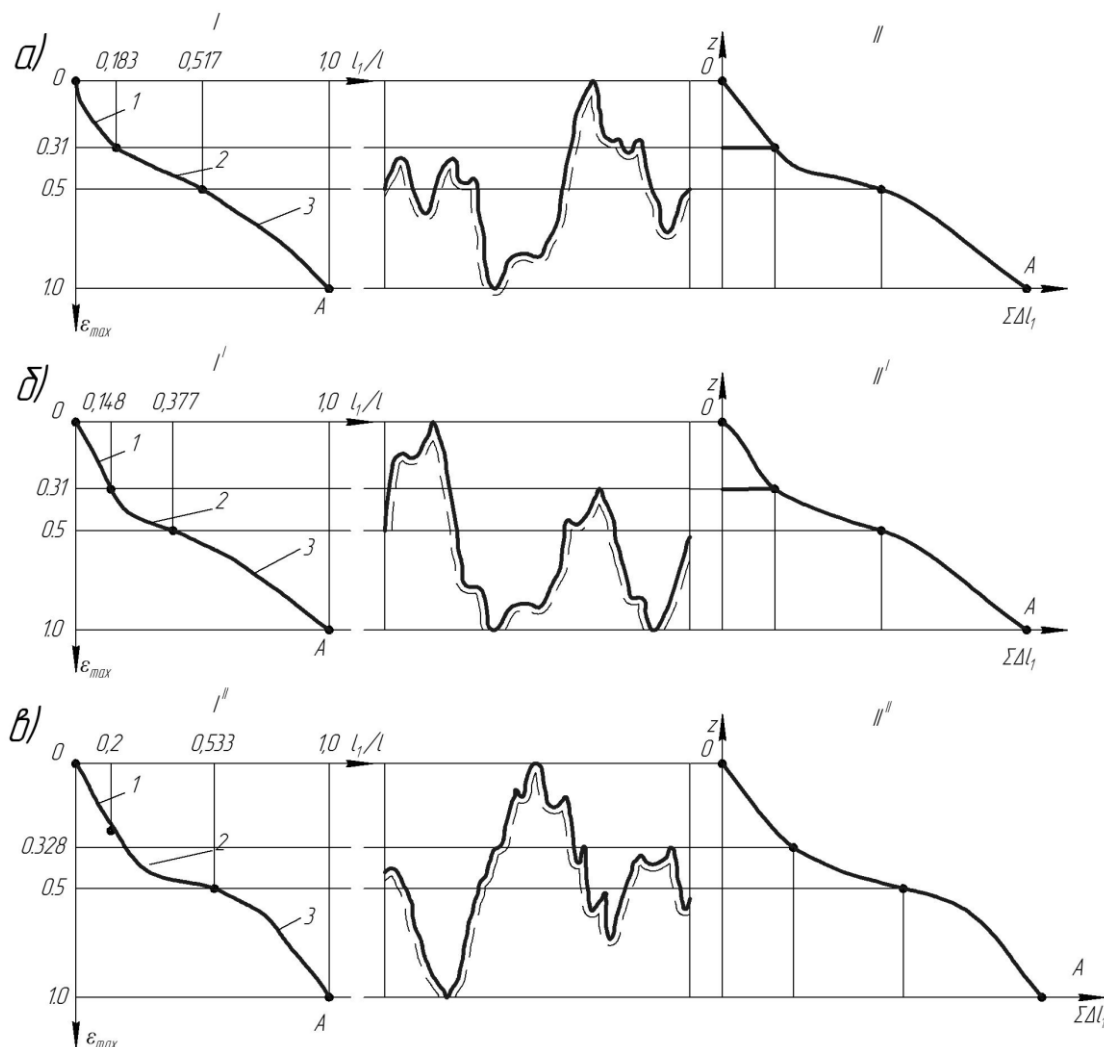


Рисунок 2.2 а, б, в – Типові опорні криві, побудовані у відносних (I) і абсолютних (II) координатах (розподіл матеріалів (а, б, в) по висоті шорсткого шару за методом Аббота)

Перша ділянка відповідає  $\varepsilon = 0 \div \varepsilon_n$ , де  $\varepsilon_n = (bv)^{-1/\nu-1}$ ;  $b$  та  $\nu$  – параметри, що залежать від виду механічної обробки (у машинобудуванні  $\nu = b = 2$ ), тоді величина відносної контактної площі поверхні дорівнює:

$$t_p = b\varepsilon^\nu, \quad (2.7)$$

прийняті значення  $b$  та  $\nu$  відповідають глибині  $h$  проникнення виступів від 0 до  $0,25 R$ .

Друга ділянка відповідає  $\varepsilon = \varepsilon_n \div \varepsilon_n$ , де  $\varepsilon_n$  – найглибша западина.

Величина  $t_p$  для цієї ділянки дорівнює:

$$t_p = b\varepsilon_n^\nu \left( \frac{\nu\varepsilon}{\varepsilon_n} + 1 - \nu \right). \quad (2.8)$$

Третя ділянка відповідає повному проникненню виступів у поверхневий шар полімерної накладки, у цьому випадку  $t_p = 1$ ,  $\varepsilon \rightarrow 1$ ,  $h \rightarrow R$ , а контактна площа мікровиступу дорівнює її номінальній поверхні.

Після визначення характеристики площі контакту мікровиступів і глибини проникнення  $h$  оцінюємо рівень напружень, що виникають у поверхневому шарі диска у нормальній і тангенціальній площинах.

Умовні напруження, що виникають у поверхневому шарі пояса тертя вентильованого диска під дією нормального навантаження, залежать від площі поверхні контакту мікровиступів

$$\sigma_n = \frac{N}{A_n \cdot t_p} = \frac{N}{B \cdot H_n \cdot t_p}, \quad (2.9)$$

де  $A_n$  – площа контакту полімерної накладки з диском;

$B$  – ширина фрикційної накладки.

Умовні тангенціальні напруження в зоні контакту у свою чергу визначаються в такий спосіб:

$$\tau = \frac{F_m}{A_{m.n.}} = \frac{f \cdot N}{h \cdot B \cdot t_p}, \quad (2.10)$$

де  $h$  – величина деформації в напрямку, перпендикулярному поверхні

навантаження;

$A_{т.н.}$  – площа контакту гальмового диска і фрикційної накладки у тангенціальному напрямку.

При досягненні повного проникнення мікровиступів пояса тертя гальмового диска в поверхневий шар фрикційної накладки тангенціальні напруження у зоні контакту досягають максимальних значень і визначаються для матеріалів: крихких –  $\tau = (0,7 \div 1,0)\sigma_n$ ; пластичних –  $\tau = (0,5 \div 0,6)\sigma_n$ .

Нормальні й тангенціальні напруження, що виникають при терті в поверхневому шарі, дозволяють визначити величину питомої енергії, витраченої на деформування матеріалів поверхневого шару накладки.

Згідно з теорією питомої енергії зміни форми частка енергії тертя, витрачена на деформацію металу в одиниці об'єму його поверхневого шару при плоскому напруженому стані, визначається в такий спосіб:

$$W_{num} = \frac{1 + \mu_o}{3E_o} (\sigma_n^2 + \tau^2 - \sigma_n \cdot \tau) \cdot 10^{-3}, \quad (2.11)$$

де  $\sigma_n, \tau$  – напруження в площині дії нормального і тангенціального навантаження;

$\mu_o$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу диска;

$E_o$  – модуль Юнга матеріалу диска.

Враховуючи об'єм металу пояса тертя диска, деформованого за одиницю часу, визначаємо механічну складову потужності тертя електротермомеханічної фрикційної взаємодії:

$$W_{mex} = W_{num} \cdot V_{od} = W_{num} \cdot h \cdot b \cdot V_k \cdot t_p, \quad (2.12)$$

де  $V_{od}$  – одиничний об'єм деформованого металу в одиницю часу, м<sup>3</sup>/с.

Розрахунки за запропонованим методом наведено в додатку Б, приклад 1 і приклад 2.

Запропонований метод дозволяє розрахувати часткове співвідношення складових енергетичного балансу при терті пари «полімер – метал» залежно від умов експлуатації, використовуваних матеріалів і геометричних параметрів

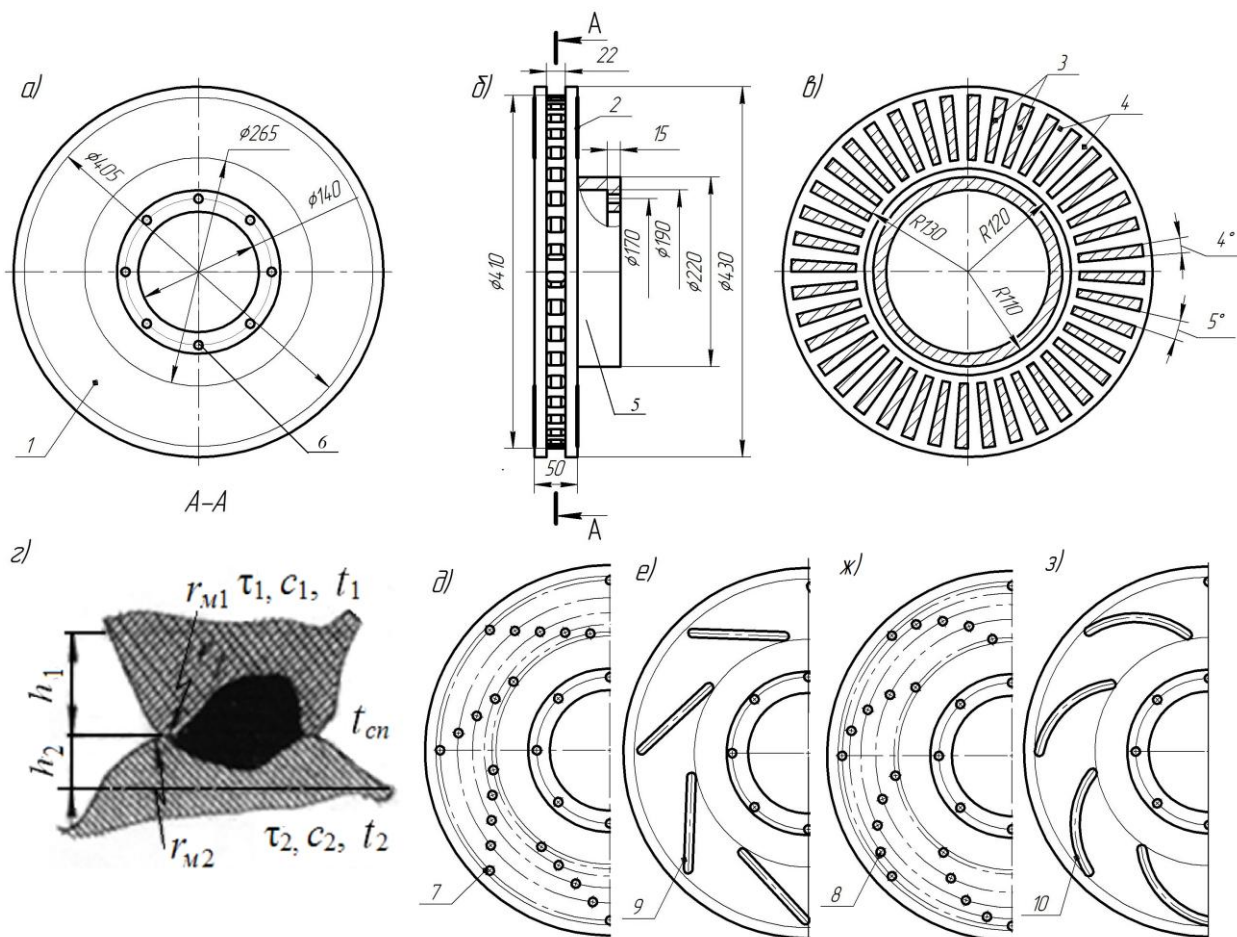
мікровиступів третьових поверхонь. Для співставлення розрахункових і експериментальних значень досліджуваних параметрів і перевірки адекватності запропонованого методу розрахунку обчислювали енергетичний баланс пари тертя для таких же умов навантаження, при яких проводилися експериментальні випробування.

## 2.2 Особливості конструкції та робота вентильованих гальмових дисків з елементами охолодження

У дисково-колодкових гальмах застосовують як суцільні, так і вентильовані диски з розвиненою системою вентиляційних отворів і каналів в тілі диска з його полірованими і матовими бічними поверхнями. Зазначені поверхні взаємодіють зі швидкісними потоками омиваючого повітря при русі транспортного засобу, тим самим знижуючи енергонавантаженість гальмових дисків з елементами охолодження на їх поясах тертя (отворами і канавками, розташованими під кутом і віялом (рис. 2.3 *а, б, в, г, д, е, ж, з*). На рис. 2.3 використано такі позначення:  $h_{1,2}$  – висота мікронерівності;  $r_{m1,2}$  – радіус мікронерівності;  $\tau_{1,2}$  – напруження зрізу;  $t_{cn}, t_{1,2}$  – температури: спалаху, поверхневі;  $c_{1,2}$  – теплоємність.

Об'єктом досліджень обрано дисково-колодкове гальмо вантажного транспортного засобу марки MAN моделі TGA 26.430. У даному гальмі використовується вентильований гальмовий диск (див. рис. 2.3 *а, б*). Забір повітря здійснюється крізь отвори в маточині або основі вінця гальмового диска. Повітря всмоктується усередину вентиляційних каналів, проходить крізь них та викидається назовні, охолоджуючи внутрішні порожнини диска. Підбором раціональної площі перерізу каналів і радіусів заокруглення стінок вхідних отворів можна підвищити швидкість омиваючого потоку повітря в різних точках диска від 5,0 до 10,0%.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією у вентилязованого диска приблизно вдвічі більший, ніж у суцільного. Проте охолоджуюча здатність вентилязованого диска знижується на високих швидкостях руху транспортного засобу через збільшення статичного напору омиваючого повітря. Насосна дія ротора (ребер, що утворюють між своїми бічними поверхнями дифузори або конфузори) знижується через прагнення омиваючого повітря покинути ротор у



1 – бічні поверхні диска; 2 – пояси тертя; 3 – радіальні ребра; 4 – вентиляційні канали; 5 – фланець диска; 6 – кріпильні отвори; 7, 8 – вентиляційні отвори, розташовані під кутом і віялом; 9, 10 – канавки, розташовані під кутом і віялом

Рисунок 2.3 *а, б, в, г, д, е, ж, з* – Головний (*а*) і збоку (*б*) вигляди вентилязованого гальмового диска з фланцем, його поздовжній розріз (*в*), пляма контакту на мікровиступах пари тертя (*г*) і типи дисків з елементами охолодження (*д, е, ж, з*)



передній частині півкола диска. Тому на поясі тертя виконують отвори під кутом або віялом (див. рис. 2.3 *д, е, ж, з*), які у процесі гальмування при обертанні диска послідовно перекриваються. При кожному секторному перекритті отворів накладкою циркулюючі потоки повітря збурюються у порожнистих об'ємах диска. Цей фактор є вирішальним у зниженні насосної дії ротора диска. Окрім того, маємо додатний і від'ємний градієнти тиску по довжині конфузорів.

Одним з методів інтенсифікації передачі теплоти крізь стінки вентилязованого гальмового диска, що розділяють повітряні середовища з температурами  $t_1$ ,  $t_2$  (повітря омиває зовнішні бічні поверхні напівдиска) і  $t_3$  (повітря омиває бічні поверхні вентиляційних каналів і внутрішні бічні поверхні напівдиска) є збільшення площі однієї з поверхонь стінки виконанням на ній ребер. При цьому лівий напівдиск виконаний з фланцем, а правий – з ребрами, які утворюють вентиляційні канали у вигляді трапецеїдальних конфузорів (в перерізі). Металомісткість і площі матових поверхонь теплообміну біля лівого і правого напівдисків різняться. Торцева поверхня фланця лівого напівдиска кондуктивно (за рахунок теплопровідності) взаємодіє з маточиною одного з мостів транспортного засобу. Ефективність вказаного вище методу є високою, якщо інтенсивність вимушеної тепловіддачі ребреної внутрішньої поверхні правого напівдиска значно перевищує цей параметр його зовнішньої поверхні. Більш того, термічний опір правого напівдиска з ребрами є набагато більшим, ніж лівого напівдиска з фланцем (їх розрахунки наведено в додатку В до роботи, приклад 3). Через таку суттєву різницю в термічних опорах лівого і правого напівдисків при оцінці напружено-деформованого стану вентилязованого диска необхідно його напівдиски розглядати окремо.

Визначимо витрати повітря, яке омиває поверхні вентилязованих гальмових дисків з елементами охолодження.

## 2.3 Визначення витрати повітря, яке омиває поверхні вентилязованих гальмових дисків з елементами охолодження

Зовнішні та внутрішні поверхні вентилязованих гальмових дисків з елементами охолодження взаємодіють зі швидкісними струмами омиваючого повітря при русі транспортного засобу, тим самим знижуючи енергонавантаженість гальма (див. рис. 2.3 д, е, ж, з).

Рух потоків повітря по каналах, виконаних у вигляді дифузорів або конфузорів (також можливий варіант їх комбінації), і крізь циліндричні отвори, розташовані на поясі тертя диска гальма, супроводжується втратами енергії повітряного потоку. Це зумовлено тертям, подоланням піднімальних сил і нерівномірністю руху повітря при неізотермічному потоці, а також утворенням вихорів у місцях зміни розмірів і форми зазорів між внутрішніми поверхнями бічних стінок дисків і поверхнями виступів, напівребер, ребер, каналів тощо. Розташування канавок віялом і отворів на поясі тертя сприяє зміні напрямку руху потоків повітря. Втрати механічної енергії потоку повітря зумовлені його молекулярною і турбулентною в'язкістю. Це проявляється при русі охолоджувального повітря, і є результатом обміну кількістю руху між молекулами (при ламінарному потоці) сусідніх шарів повітря, які переміщуються з різними швидкостями.

Втрати механічної енергії, які відносяться до об'ємної витрати повітря, виражаються у вигляді перепаду тиску та називаються гідравлічними опорами зазорів, які мають місце як всередині, так і зовні гальмового диска. Гідравлічні втрати енергії потоків повітря, яке омиває зовнішні та внутрішні поверхні вентилязованих гальмових дисків з елементами охолодження вантажного транспортного засобу марки MAN моделі TGA 26.430, наведено в табл. 2.2.

Вони зумовлені місцевими втратами на вході  $\Delta H_{ex}$  у вентиляований гальмовий диск і виході  $\Delta H_{вих}$  з нього, опором тертя  $\Delta H_{тр}$  по поверхнях: внутрішніх, зовнішніх, бічних з канавками та отворами диска; виступів, напівребер, ребер і вентиляційних каналів всередині гальмових дисків, а також

Таблиця 2.2 – Гідравлічні втрати енергії потоків повітря, яке омиває зовнішні та внутрішні поверхні вентилятованих гальмових дисків з елементами охолодження вантажного транспортного засобу марки MAN

№ п/п	Поверхні вентилюваного диска	Втрати енергії потоку повітря, що рухається, на:						
		вході	опір тертю	прискорення		затримка конфузором	вихороутво рення	виході
				нагріванням	дифузором			
залежності для їхнього визначення								
1	Торцеві канали диска і біля його маточини	$\Delta H_{ex}$	$\Delta H_{tr}$	$\Delta H_{кин}$	–	–	–	$\Delta H_{вих}$
2	Матові поверхні: – боковини диска та його фланця;	–	$\Delta H_{tr1}$	$\Delta H_{кин1}$	–	–	–	–
3	– внутрішні напівдисків і «начинки» їх об'єму;	$\Delta H_{ex1}$	$\Delta H_{tr2}$	$\Delta H_{кин2}$	$\Delta H_{\delta}$	$\Delta H_{к}$	$\Delta H_{вихр}$	–
4	– поліровані поверхні поясів тертя з елементами охолодження, розташованими:	–	$\Delta H_{tr3}$	$\Delta H_{кин3}$	–	–	–	–
5	– під кутом отворів;	$\Delta H_{ex2}$	–	$\Delta H_{кин}$	–	–	–	$\Delta H_{вих1}$
6	– віялом отворів;	$\Delta H_{ex3}$	–	$\Delta H_{кин}$	–	–	$\Delta H_{вихр1}$	$\Delta H_{вих2}$
7	– під кутом канавок;	–	$\Delta H_{tr4}$	$\Delta H_{кин}$	–	–	–	$\Delta H_{вих3}$
8	– віялом канавок;	–	$\Delta H_{tr5}$	$\Delta H_{кин}$	–	–	$\Delta H_{вихр2}$	–
9	– їх комбінації	$\Delta H_{ex4}$	$\Delta H_{tr6}$	$\Delta H_{кин}$	–	–	–	–

прискоренням потоків повітря  $\Delta H_{кін}$  внаслідок його нагрівання при обтіканні зазначених вище конструктивних елементів вентиляваного гальмового диска. Теплова енергія, посилена генерованими електричними струмами, акумулюється на поясі тертя диска та робочій поверхні накладок колодок. Ця енергія поширюється по всьому тілу диска, а потім конвективним і радіаційним теплообміном передається повітрю, яке омиває його зовнішні та внутрішні поверхні. У результаті нагрівання повітря його густина зменшується порівняно з густиною навколишнього середовища. Унаслідок цього виникає різниця тисків, під дією якої нагріте повітря крізь канали та отвори у диску виходить, а на його місце надходять нові порції повітря з навколишнього середовища. Перепад тисків повітря зумовлює явище самотяги, його визначають з виразу [23]:

$$H_C = g(D_{np} + d)(\rho_O - \rho_{II}), \quad (2.13)$$

де  $D_{np}$ ,  $d$  – діаметри отворів: зведений діаметр (всередині) диска та на його поясі тертя, м;

$\rho_O$ ,  $\rho_{II}$  – густини: навколишнього середовища і середня повітря в порожнині гальмового диска, кг/м<sup>3</sup>.

При русі транспортного засобу зі сталою швидкістю перепад тисків, зумовлений самотягою, урівноважується гідравлічними втратами в вентиляваному диску. Отже, рівняння мають вигляд (див. табл. 2.2):

$$H_C = \sum_{i=1}^N \Delta H_i; \quad \sum_{i=1}^N \Delta H_i = \Delta H_{ex} + \Delta H_{вих} + \Delta H_{тр} + \Delta H_{кін}; \quad (2.14)$$

$$\text{де } \Delta H_{ex} = \xi_{ex} \frac{\rho_{ex} \cdot v_{ex}^2}{2}; \quad (2.15) \quad \Delta H_{кін} = 2 \frac{t_{вих} - t_{ex}}{t_{II}} \cdot \frac{\rho_{II} \cdot v_{II}^2}{2}; \quad (2.16)$$

$$\Delta H_{тр} = \frac{\chi}{4} \cdot \frac{A'_1 + A'_2}{A'_3} \cdot \frac{\rho_O \cdot v_O^2}{2}; \quad (2.17) \quad \Delta H_{вих} = \xi_{вих} \frac{\rho_{вих} \cdot v_{вих}^2}{2}, \quad (2.18)$$

Окрім зазначених втрат енергії омиваючого повітря при примусовому охолодженні дискових гальм транспортних засобів мають місце також втрати

енергії його потоку на вихроутворення як у самому вентилязованому диску, так і на його поясі тертя через віялове розташування канавок і отворів (рис. 2.4).

Рівняння енергії для холодної частини вихору має вигляд [112]:

$$E_{II} = \frac{4\pi^2 R \cdot m_n \cdot t_\infty \cdot n_a \cdot r_e^2 \cdot v'^2}{2n_1 \cdot (n_a - 1) \cdot \Gamma^2} \left[ 1 - \left( \frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right], \quad (2.19)$$

де  $R$  – газова стала повітря, Дж/(кг · К);

$m_n$  – загальна маса повітря у вихорі, кг;

$t_\infty$  – температура, що встановилася, внутрішніх конструктивних елементів гальмових дисків, К;

$n_a$  – показник адіабати;

$r_e$  – радіус вихору повітря, що обтікає внутрішні канали гальмового диска, м;

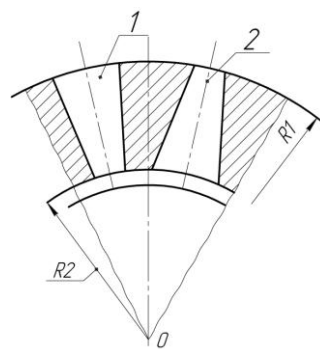
$v'^2$  – лінійна швидкість шарів повітряного вихору, м/с;

$n_1$  – математичне очікування потрапляння вихору в зону поділу його гарячої та холодної частин;

$p_e$  – тиск повітря у вихорі, МПа;

$p_a$  – атмосферний тиск, МПа;

$\Gamma$  – кількість змін повітря в порожнині гальмового диска.



1, 2 – канали: конфузори і дифузори

Рисунок 2.4. Геометричні параметри вентилязованого гальмового диска

На основі залежностей (2.19) енергія, затрачувана на вихроутворення, для радіуса  $R_1$  і  $R_2$  виражається залежністю:

$$E_2 = \frac{m \cdot v_2^2}{2r_{\min}^2} \left[ 1 - \left( \frac{p_6}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot R_2^2, \quad E_1 = \frac{m \cdot v_1^2}{2r_{\min}^2} \left[ 1 - \left( \frac{p_6}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot R_1^2. \quad (2.20)$$

де  $R_1, R_2$  – радіуси: зовнішньої та внутрішньої поверхонь гальмового диска:

$r_{\min}$  – мінімальний граничний умовний радіус, у якому відбувається взаємодія охолодженого та нагрітого шарів вихору, м.

Вихори повітря, створювані канавками, що розташовані віялом на поясі тертя диска, сприяють охолодженню повітря перед його входженням крізь отвори у порожнину вентильованого гальмового диска.

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

$$\Delta E = \frac{m \cdot v^2}{2r_{\min}^2} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_6} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot (R_1^2 - R_2^2). \quad (2.21)$$

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

$$\Delta H_{\text{вихр}} = \Delta E_{\text{вихр}} / V, \quad (2.22)$$

де  $V$  – об'єм повітря, яке проходить крізь гальмовий диск при вимушеному охолодженні, м<sup>3</sup>.

$$\frac{\Delta E_{\text{вихр}}}{V} = \frac{m \cdot v^2}{2r_{\min}^2 \cdot V} \left[ 1 - \left( \frac{p_6}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot (R_1 - R_2) \cdot (R_1 + R_2). \quad (2.23)$$

Після перетворення одержуємо:

$$\Delta H_{\text{вихр}} = \frac{\Delta E_{\text{вихр}}}{V} = \rho_{\Pi} \cdot \delta_3 \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \xi_{\text{вихр}}, \quad (2.24)$$

де  $\xi_{\text{вихр}}$  – коефіцієнт втрати енергії на вихроутворення потоку повітря

$$\xi_{\text{вихр}} = \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_6} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot \frac{\Delta v^2}{2r_{\min}^2}. \quad (2.25)$$

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

$$r_{\min}^2 = n_1 \cdot \frac{n_a - 1}{8\pi^2 \cdot n_a} \cdot \frac{\Gamma^2}{t_{II} \cdot R}, \quad (2.26)$$

тоді

$$\xi_{\text{вихр}} = \left[ 1 - \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right] \cdot \frac{n_a}{n_a - 1} \cdot \frac{t_{II} \cdot R \cdot \Delta v'^2}{n_1 \cdot R_1^2 \cdot v_\delta^2}, \quad (2.27)$$

де  $v_\delta$  – лінійна швидкість точок внутрішніх поверхонь напівдисків у відносному русі, м/с.

Оскільки  $v_\delta = 0,85v_a$ , то після кінцевого перетворення залежності (2.28) одержуємо такий вираз:

$$\xi_{\text{вихр}} = \left[ 1 - \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right] \cdot \frac{n_a}{n_a - 1} \cdot \frac{t_{II} \cdot R}{n_1 \cdot R_2^2 \cdot (1 + R_1)} \cdot \frac{\Delta v'^2}{v_a^2}. \quad (2.29)$$

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

Згідно із залежностями (2.17) і (2.18) вводимо позначення:

$$\xi_{mp} = \frac{\chi}{4} \cdot \frac{A'_1 + A'_2}{A'_3} \quad \text{і} \quad \xi_{\text{кін}} = 2 \frac{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}}{t_{II}}. \quad (2.29)$$

Підставивши вираз (2.18), (2.25) і (2.29) у рівняння (2.17), після перетворень знаходимо:

$$gD_C(\rho_O - \rho_{II}) = \xi_{\text{вх}} \cdot \frac{\rho_B \cdot v_B^2}{2} + (\xi_{mp} + \xi_{\text{кін}}) \cdot \frac{\rho_{II} \cdot v_{II}^2}{2} + \xi_{\text{вих}} \cdot \frac{\rho_{\text{вих}} \cdot v_{\text{вих}}^2}{2} + \xi_{\text{вихр}} \cdot \rho_{II} \delta_3 \frac{d_B + d_\Phi}{2}. \quad (2.30)$$

На основі рівняння безперервності потоку повітря, що рухається, записуємо:

$$\rho_B \cdot v_B^2 = \rho_B \cdot G_p^2 / (A_{\text{вх}}^2), \quad (2.36) \quad \rho_{II} \cdot v_{II}^2 = \rho_{II} \cdot G_p^2 / (A_{II}^2), \quad (2.31)$$

$$\rho_{\text{вих}} \cdot v_{\text{вих}}^2 = \rho_{\text{вих}} \cdot G_p^2 / (A_{\text{вих}}^2). \quad (2.32)$$

де  $G_p$  – витрата повітря при сталому тиску, м<sup>3</sup>/с.

З урахуванням рівняння Менделєєва-Клапейрона [86] в (2.31)–(2.32) підставляємо  $\rho = p_g / (R \cdot T)$ , тоді

$$\rho_B \cdot v_B^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_B}{R \cdot t_{ex} \cdot A_{ex}^2}; \quad \rho_{II} \cdot v_{II}^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_{II}}{R \cdot t_{II} \cdot A_{II}^2}; \quad \rho_{вих} \cdot v_{вих}^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_{вих}}{R \cdot t_{вих} \cdot A_{вих}^2}.$$

Наведені залежності підставимо в рівняння (2.30), у результаті чого одержуємо:

$$2gD_C \left( \frac{p_B}{R \cdot t_{ex}} - \frac{p_{II}}{R \cdot t_{II}} \right) = \xi_{ex} \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_B}{R \cdot t_{ex} \cdot A_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кин}) \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_{II}}{R \cdot t_{II} \cdot A_{II}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_{вих}}{R \cdot t_{вих} \cdot A_{вих}^2} + \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{II}}{R \cdot t_{II}} \delta_o (d_1 + d_2), \quad (2.33)$$

де  $p_B$  – тиск навколишнього повітря, МПа;

$p_{II}$  – середній тиск у порожнині гальмового диска, МПа;

$p_{вих}$  – середній тиск повітря на виході з гальмового диска, МПа;

$R$  – газова стала повітря, Дж/(кг·К);

$\delta_o$  – товщина диска, мм.

Після перетворень і розв'язку залежності (2.39) відносно  $G_p$ , а також її ділення на густину  $\rho_B$ , одержуємо такий вираз:

$$\left( 2gD_C \left( \frac{p_B}{t_{ex}} - \frac{p_{II}}{t_{II}} \right) - \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{II}}{t_{II}} \delta_3 (d_1 - d_2) \right) = G_p^2 \left( \xi_{ex} \cdot \frac{p_B}{t_{ex} \cdot A_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кин}) \cdot \frac{p_{II}}{t_{II} \cdot A_{II}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{p_{вих}}{t_{вих} \cdot A_{вих}^2} \right).$$

В остаточному підсумку одержуємо формулу для визначення витрати повітря, що проходить крізь гальмовий диск при його вимушеному охолодженні:

$$G_p = \left( \frac{\left( 2gD_C \left( \frac{p_B}{t_{ex}} - \frac{p_{II}}{t_{II}} \right) - \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{II}}{t_{II}} \delta_3 (d_1 - d_2) \right)}{\xi_{ex} \cdot \frac{p_B}{t_{ex} \cdot A_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кин}) \cdot \frac{p_{II}}{t_{II} \cdot A_{II}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{p_{вих}}{t_{вих} \cdot A_{вих}^2}} \right). \quad (2.34)$$

Аналіз виразу (2.34) показує, що витрата охолоджуваного повітря залежить від його термодинамічних параметрів ( $t_{ex}$ ,  $p_B$ ,  $p_{II}$ ,  $p_{вих}$ ,  $t_{II}$ ,  $t_{вих}$ ) і геометричних параметрів ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $\delta_o$ ,  $A_{ex}$ ,  $A_{II}$ ,  $A_{вих}$ ) конструктивних елементів



вентильованих гальмових дисків, які спричинюють втрати механічної енергії повітря.

Знання витрати повітря, яке омиває зовнішні та внутрішні поверхні елементів вентильованих гальмових дисків при їхньому вимушеному охолодженні, дозволяє розробити заходи для підвищення їх ефективності. Результати розрахунку кількості повітря, яке омиває вентильований гальмовий диск з елементами охолодження, за допомогою спрощеної методики наведено у додатку Д, приклад 4.

Оцінимо енергонавантаженість поясів тертя гальмових дисків при імпульсному підведенні теплоти до їхніх поверхонь.

#### 2.4 Енергонавантаженість гальмових дисків при імпульсній фрикційній взаємодії пар тертя гальма транспортного засобу

Електротермомеханічне тертя характеризується електричними й тепловими струмами, які на мікрровиступах формують електротеплові плями контактів. Товщина електротеплового шару в парах тертя дисково-колодкового гальма відіграє істотну роль у формуванні їхнього питомого електротермічного опору і, як наслідок, енергонавантаженості поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя гальма [11, 24].

У початкові моменти часу електротермомеханічне тертя має імпульсний характер, і тому гальмовий диск не встигає прогрітися по всій товщині. У парах тертя, що мають матеріали з різними коефіцієнтами теплопровідності  $\lambda_1 \gg \lambda_2$ , наприкінці гальмування  $t_1(\delta_1, \tau_T) = t_2$  (де  $t_1, t_2$  – температури поверхневого шару з товщиною  $\delta_1$  пояса тертя на початку та наприкінці гальмування за час  $\tau_T$ ). При цьому збільшення об'ємних температур у шарах  $z_{1,2} = \delta_{1,2}(\tau)$  є незначним порівняно з підвищенням температур на поверхні пояса тертя суцільного гальмового диска.

Якщо прийняти  $\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau) - t_c}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c} = 0,01$ , то збільшення об'ємної температури

в шарі  $z_{1,2} = \delta_{1,2}$  становить 1,0% від її зростання на поверхні тертя при  $k_1 = 3,2$ .

Товщина теплового шару на поверхні пояса тертя визначається із залежності вигляду:

$$\delta_{1,2}(\tau) = 3,2\sqrt{a_{1,2}\tau}. \quad (2.35)$$

де  $a_{1,2}$  – коефіцієнт температуропровідності матеріалів пари тертя;

$a_{1,2} = \lambda_{1,2} / (c_{1,2}\rho_{1,2})$ ;  $c_{1,2}, \rho_{1,2}$  – питома теплоємність і густина матеріалів пари тертя.

Товщина електричного шару, що виникає на поясі тертя гальмового диска, визначається за залежністю вигляду [65]:

$$\delta'_2(\tau) = 0,05\sqrt{\rho_e / (v\mu)}, \quad (2.36)$$

де  $\rho_e$  – питомий електричний опір, (Ом·мм<sup>2</sup>)/м;  $v$  – частота коливань мікрровиступів, с<sup>-1</sup>;  $\mu$  – відносна магнітна проникність матеріалів мікрровиступів.

Основні розрахункові залежності та значення, використовувані при обчисленні зазначених вище параметрів, наведено у табл. 2.3-2.5.

У табл. 2.6 наведено результати розрахунків товщини електротеплових шарів пояса тертя пари тертя «СЧ15 – ФК-24А» при її максимальній енергонавантаженості.

На підставі отриманих даних, наведених у табл. 2.6, впливають такі висновки:

– зі збільшенням часу дії імпульсних електричних і теплових струмів товщина електротеплових шарів зростає;

– через менший коефіцієнт теплопровідності матеріалу накладки, ніж матеріалу диска, товщина теплового шару в накладці в середньому на 26% є меншою;

Таблиця 2.3 – Розрахункові залежності для визначення

співвідношення  $\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c}$ 

Найменування залежності	Загальний вигляд
Одновимірне рівняння теплопровідності при імпульсному підведенні теплоти до пар тертя при умовах:	$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} = a_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial z_1^2}; \quad (2.37)$
початкових;	$t_1(\infty, \tau) = t_c; \quad (2.38)$
граничних	$q_1(0, \tau) = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial z_1} = q_1 = const, \quad (2.39)$
	$\frac{\partial t_1(\infty, \tau)}{\partial z_1} = 0; \quad (2.40)$
Розв'язок лінійного рівняння при заданих умовах дозволяє отримати температурний розподіл при збільшенні об'ємної температури в шарах $z_{1,2} = \delta_{1,2}(\tau)$	$t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau) - \frac{2q_{1,2}\sqrt{a_{1,2}\tau}}{\lambda_{1,2}} \operatorname{ierfc} \frac{\delta_{1,2}}{2\sqrt{a_{1,2}\tau}}; \quad (2.41)$
На поверхні пояса тертя диска при $z_{1,2} = 0$ отримуємо:	$t_{1,2}(0, \tau) - t_c \frac{2q_{1,2}\sqrt{a_{1,2}\tau}}{\lambda_{1,2}\sqrt{\pi}}; \quad (2.42)$
Приймаючи для рівняння (2.41), що $\delta_{1,2} = k_1\sqrt{a_{1,2}\tau}$ , отримуємо:	$t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau) - \frac{2q_{1,2}\sqrt{a_{1,2}\tau}}{\lambda_{1,2}} \operatorname{ierfc} \frac{k_1}{2}; \quad (2.43)$ де $\operatorname{ierfc}$ – функція помилок.
Поділивши ліві та праві частини залежностей (2.42) і (2.43), отримуємо:	$\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c} = \sqrt{\pi} \operatorname{ierfc} \frac{k_1}{2}. \quad (2.44)$

Таблиця 2.4 – Значення функції  $\operatorname{ierfc} k_1/2$  залежно від  $k_1/2$ 

$k_1/2$	0	0,2	0,5	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$\operatorname{ierfc} k_1/2$	0,5642	0,3866	0,1996	0,0912	0,0503	0,0260	0,0127	0,0058

Таблиця 2.5 – Значення  $k_1$  залежно від величини відношення  $\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c}$

$\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c}$	0,01	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
$k_1$	3,20	2,40	1,94	1,69	1,44	1,28

Таблиця 2.6 – Результати розрахунків товщини електротеплових шарів пояса тертя пари тертя «СЧ15 – ФК-24А» дисково-колодкового гальма

Товщини електротеплових шарів, мм:		Час дії імпульсного електричного та теплового струмів, $\tau \times 10^{-4}$ , с							
		1,0	3,0	5,0	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0
накладки	$\delta_1$	0,025	0,043	0,055	0,066	0,074	0,082	0,089	0,096
диска	$\delta_2$	0,094	0,163	0,211	0,249	0,283	0,313	0,340	0,365
	$\delta'_2$ *	0,013	0,023	0,026	0,031	0,033	0,035	0,034	0,037

\*Примітка: значення наведено для сталі.

– при порівнянні товщини електричних і теплових шарів видно, що товщина теплового шару на порядок перевищує товщину електричного.

## 2.5 Напружено-деформований стан різних типів гальмових дисків

Розглянемо основні принципи розрахунку у межах пружності круглих обертових дисків з урахуванням осесиметричного нагрівання при фрикційній взаємодії його поясів тертя з робочими поверхнями накладок колодок. При цьому статичний коефіцієнт взаємного перекриття не перевищує 0,2.

Відомо, що якщо у диска сталі товщини зовнішній діаметр понад в чотири рази перевищує товщину, то згідно з результатом розв'язку рівняння теорії пружності практично можна вважати, що по товщині колових і

радіальних перерізів диска механічні напруження розподілені рівномірно, а окремі кругові шари диска, деформуючись однаково, не перебувають у силовій взаємодії один з одним (тобто має місце плоский напружений стан) [9]. При цьому використовується дві гіпотези. Згідно з першою гіпотезою при розрахунку тонких дисків з довільним профілем у радіальному перерізі приймають рівномірний закон розподілу напружень по товщині диска. Відповідно до другої гіпотези має місце плоский напружений стан, тобто у майданчиках, паралельних серединній площині диска, напружень не виникає.

При цьому передбачається, що в умовах усталеного теплового стану температура по товщині диска є незмінною і дорівнює температурі у відповідній точці поверхні.

Гальмові колодки з фрикційними накладками притискаються своїми робочими поверхнями, що мають сегментний фронтальний вигляд (рис 2.5 а, з), під впливом двосторонніх нормальних зусиль. На початку та наприкінці гальмування вони діють з мінімальним і максимальним навантаженням. Увесь час робочі поверхні накладок фрикційно взаємодіють зі свіжим слідом пояса тертя гальмового диска. Ці процеси тривають протягом одного оберту диска, на наступних його обертах вони повторюються. При цьому по зовнішньому колу пояса тертя диска на його бічних поверхнях площа матової поверхні є набагато меншою, ніж по внутрішньому колу, а отже суттєво різняться металоємності частин гальмового диска.

### 2.5.1 Суцільного з центральним отвором

Дослідимо умови рівноваги нескінченно малого об'єму  $abcd$  диска, утвореного двома радіальними перерізами, між якими знаходиться кут  $d\theta$ , і двома коловими перерізами, віддаленими один від одного на відстані  $dr$ . Навантажимо його поверхневими і об'ємними силами (рис. 2.5 а, б)

У радіальних перерізах за умовами симетрії дотичні напруження відсутні, виникають лише нормальні напруження  $\sigma_\theta$ . У такий спосіб майданчики, що

лежать у радіальних перерізах, є головними [104]. Враховуючи, що досліджуваний напружений стан передбачається плоским, відповідно до другої гіпотези, очевидно, що і колові перерізи також є головними. У них виникають тільки нормальні напруження  $\sigma_r$ .

На розглядуваний нескінченно малий елемента діють такі сили (див. рис. 2.5 з):

– сила інерції

$$dC = \frac{\gamma}{g} h r^3 \omega^2 dr d\theta, \quad (2.45)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\gamma$  – питома вага матеріалу диска,  $\text{Н/см}^3$ ;

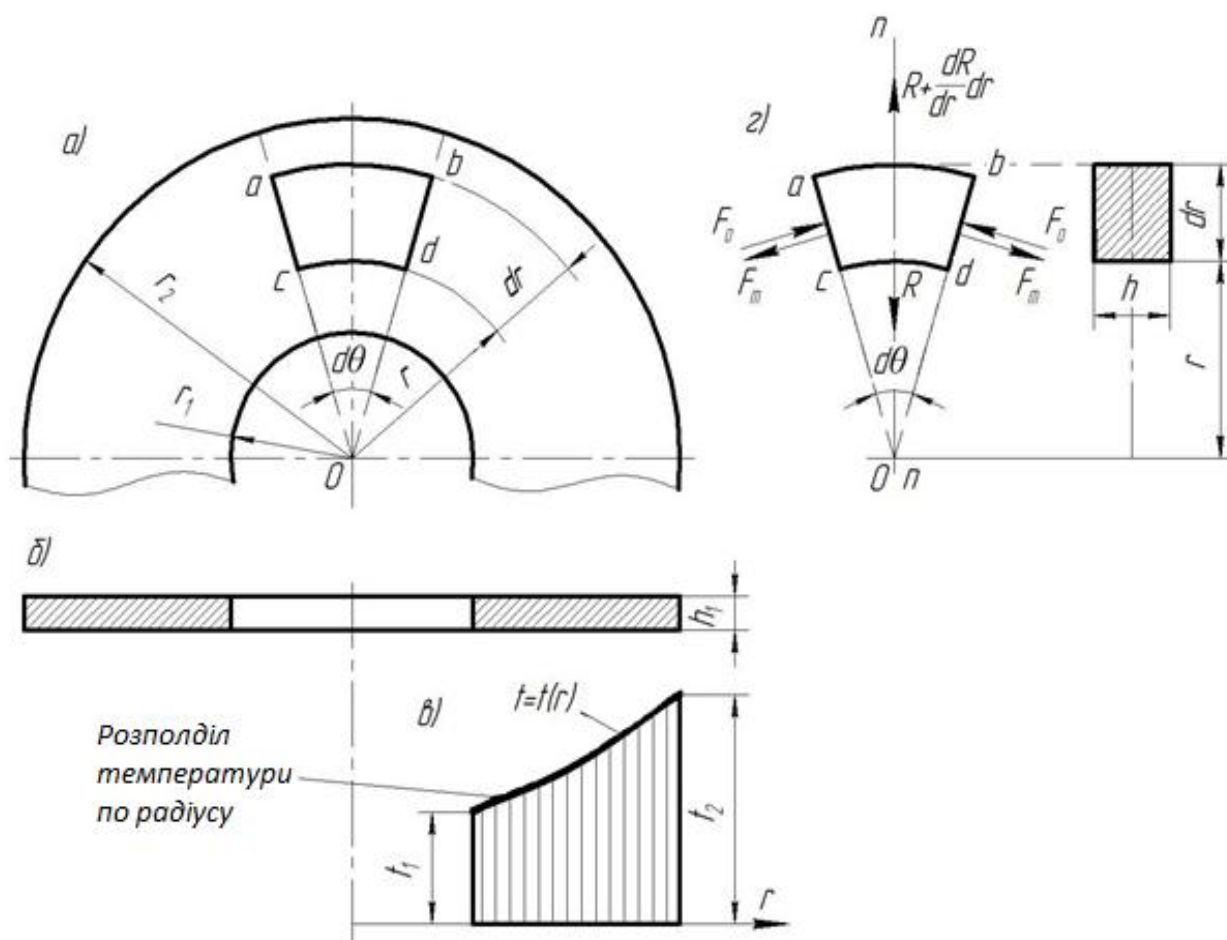


Рисунок 2.5 а, б, в, г – Фронтальний вигляд гальмового диска (а) та його поздовжній розріз (б); зміна поверхневої температури диска в радіальному напрямку (в); виділений з пояса тертя елемент диска (г)

– радіальні сили  $R$  і  $R + \frac{dR}{dr}dr$ , Н,

$$R = \sigma_r h r d\theta, \quad (2.46)$$

– колові сили

$$F_0 = \sigma_\theta h dr, \quad (2.47)$$

– сила тертя

$$F_m = fpA, \quad (2.48)$$

де  $f$  – динамічний коефіцієнт тертя;

$p$  – питома навантаження, МПа;

$A$  – контактна площа фрикційної взаємодії, м<sup>2</sup>.

Вирази (2.46) і (2.47) записано з точністю до малих порядку вище першого, вони спираються на прийняту гіпотезу про рівномірний розподіл напружень по товщині диска (строго кажучи, введені в рівняння напруження  $\sigma_r$  і  $\sigma_\theta$  являють собою середні по товщині диска радіальні та колові напруження).

Товщина диска залежно від профілю радіального перерізу являє собою деяку функцію радіуса  $h = h(r)$ .

Просумувавши проекції всіх зазначених вище сил (2.45), (2.46), (2.47) і (2.54) на напрямок середнього радіуса  $nn$ , отримуємо рівняння:

$$dC + dR + 2F_0 \sin \frac{d\theta}{2} - 2F_m \sin \frac{d\theta}{2} = 0, \quad (2.49)$$

звідки, враховуючи, що

$$dR = d(hr\sigma_r)d\theta, \quad 2\sin \frac{d\theta}{2} \approx d\theta, \quad (2.50)$$

остаточно одержуємо:

$$\frac{d(hr\sigma_r)}{dr} + \sigma_\theta h + \frac{\gamma}{g} \omega^2 hr^2 - f\sigma_r A = 0. \quad (2.51)$$

Позначимо радіальне переміщення точки на радіусі  $r$ , в околі якої виділено розглядуваний елемент диска, через  $i$ .

Це переміщення за умовами осьової симетрії є функцією тільки радіуса і не залежить від полярного кута  $\theta$ .

Тому його колова деформація виражається рівнянням:

$$\varepsilon = \frac{2\pi(r+u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r}. \quad (2.52)$$

Радіальна деформація  $\varepsilon_r$  дорівнює:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}. \quad (2.53)$$

З іншого боку, використовуючи другу гіпотезу, відповідно до якої напружений стан розглядається як плоский, маємо:

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E}(\sigma_\theta - \mu\sigma_r) + \vartheta; \quad (2.54) \quad \varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_\theta) + \vartheta. \quad (2.55)$$

У залежностях (2.54) і (2.55) останній доданок  $\vartheta$  виражає відносну лінійну зміну розмірів диска на радіусі  $r$ , спричинену нагріванням диска на цьому радіусі на  $(t - t_0)$  °С,

$$\vartheta = \int_{t_0}^t \alpha dt, \quad (2.56)$$

де  $\alpha = \alpha(t)$  – коефіцієнт температурного лінійного розширення матеріалу, що залежить від температури  $t$  диска на радіусі  $r$ ;

$t_0$  – деяка ustalена температура між поверхнями фрикційної взаємодії.

Якщо відомо середнє значення коефіцієнта  $\alpha_{cp}$  в інтервалі температур  $(t_0 \div t)$ , то

$$\vartheta = \alpha_{cp}(t - t_0). \quad (2.57)$$

При розрахунку закон зміни температури уздовж радіуса

$$t = t(r), \quad (2.58)$$

приймається відомим, (рис. 2.5 в), отже, можна встановити і зміну величини  $\vartheta$  по радіусу диска  $\vartheta = \vartheta(r)$ .

Якщо диск нагрітий рівномірно ( $t = const$ ), то величина  $\vartheta$  для всіх його точок є сталою ( $\vartheta = const$ ).

У цьому випадку температура не впливає на напружений стан диска.



Щоб обґрунтувати це положення виключимо з виразів (2.52) і (2.53) переміщення, тоді одержимо:

$$\varepsilon_{\theta} - \varepsilon_r + r \frac{d\varepsilon_{\theta}}{dr} = 0. \quad (2.59)$$

Виражаючи у рівнянні (2.59) деформації  $\varepsilon_{\theta}$  й  $\varepsilon_r$  через напруження за формулами (2.54) і (2.55), маємо:

$$\frac{1+\mu}{E}(\sigma_{\theta} - \sigma_r) + \frac{d}{dr} \left[ \frac{\sigma_{\theta} - \mu\sigma_r}{E} + \vartheta \right]. \quad (2.60)$$

Напруження  $\sigma_{\theta}$  та  $\sigma_r$  повністю визначаються рівняннями (2.54), (2.55) і граничними умовами.

При рівномірному нагріванні диска величина  $\vartheta$ , що виражає вплив температурного розширення для всіх його точок, є сталою, тому не впливає на величину напружень.

Це підтверджує зроблений вище висновок про незмінність напруженого стану диска при однаковому підвищенні температури  $(t - t_0)$  у всіх його точках.

Зі співвідношень (2.52), (2.53), (2.54) і (2.55) випливає, що:

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_{\theta} + \mu\varepsilon_r) - \frac{E\vartheta}{1-\mu} = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ \left( \frac{u}{r} - \vartheta \right) + \mu \left( \frac{du}{dr} - \vartheta \right) \right]; \quad (2.61)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_r + \mu\varepsilon_{\theta}) - \frac{E\vartheta}{1-\mu} = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ \left( \frac{du}{dr} - \vartheta \right) + \mu \left( \frac{u}{r} - \vartheta \right) \right]. \quad (2.62)$$

Установлено, що найбільшими є напруження:

– температурні ( $\sigma_{\theta}$ ) на внутрішньому радіусі  $2r_1$  вентиляційного отвору диска

$$\sigma_{\theta_{\max}} = \frac{\gamma\omega^2}{4g} \left[ r_2^2 (3 + \mu_{\delta}) + r_1^2 (1 - \mu_{\delta}) \right]; \quad (2.63)$$

– радіальні в точках колового перерізу на радіусі  $r_0 = \sqrt{r_2 r_1}$

$$\sigma_{r_{\max}} = \frac{3 + \mu_{\delta}}{8} \frac{\gamma\omega^2}{g} (r_2 - r_1)^2, \quad (2.64)$$

при умові, що  $\sigma_{\theta_{\max}} > \sigma_{r_{\max}}$ ;

де  $2r_2$  – зовнішній радіус диска.

Характеристики матеріалу диска – модуль пружності  $E$  і коефіцієнт Пуассона  $\mu$ , загалом кажучи, залежать від температури, а отже, враховуючи співвідношення (2.58), ці характеристики також можна розглядати як деякі функції радіуса  $E = E(r)$  і  $\mu = \mu(r)$ .

З метою спрощення розв'язку задачі в ряді випадків, коли має місце відносно невеликий перепад температур у радіальному напрямку диска, при розрахунку вважають модуль пружності  $E$  та коефіцієнт Пуассона  $\mu$  сталими, враховуючи середню температуру диска [41].

Якщо характеристики матеріалу у зв'язку з нерівномірним нагріванням диска змінюються по радіусу дуже помітно, то завжди можна уявити собі диск, розчленованим на кільця, для кожного з яких у малому інтервалі радіусів можна прийняти значення  $E$  і  $\mu$  сталими. У цьому випадку диск у цілому слід розраховувати тими ж прийомами, що і ступінчасті диски.

Отже, вважаючи  $E$  та  $\mu$  не залежними від радіуса, і підставляючи отримані співвідношення (2.61) та (2.62) в основне рівняння рівноваги (2.51), остаточно одержуємо диференціальне рівняння, що виражає переміщення  $u$  як функції радіуса  $r$ :

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \left( 1 + \frac{r}{n} \frac{dh}{dr} \right) \frac{du}{dr} - \left( 1 - \mu \frac{r}{n} \frac{dh}{dr} \right) \frac{u}{r} + = \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{\gamma}{g} \omega^2 r - (1 + \mu) \left[ \frac{d\vartheta}{dr} + \frac{\vartheta}{n} \frac{dh}{dr} \right] = 0 \quad (2.65)$$

Якщо функції  $h = h(r)$  та  $\vartheta = \vartheta(r)$  відомі, виконавши інтегрування, можна встановити функціональну залежність переміщення  $u$  від радіуса:

$$u = u(r). \quad (2.66)$$

Сталі інтегрування визначаються з граничних умов. Останніми звичайно служать відомі переміщення  $u$  або напруження  $\sigma_r$  на внутрішньому та зовнішньому колових перерізах диска.

Маючи функціональну залежність (2.65), можна по формулах (2.61) і (2.62) обчислити напруження  $\sigma_\theta$  та  $\sigma_r$ , які як головні визначають плоский напружений стан диска.

Враховуючи відносну складність диференціального рівняння (2.65), у практичних розрахунках використовують різні наближені методи, що спираються на ряд припущень, які спрощують його розв'язок.

## 2.5.2 Вентильованого з елементами охолодження робочих поверхонь

При проектуванні вентильованих гальмових дисків транспортних засобів оптимальною конструкцією вважають рівноміцну. Під рівноміцністю мають на увазі рівність максимальних і еквівалентних напружень або запасів по напруженнях, тобто рівноймовірність руйнування у всіх розрахункових перерізах. Найнебезпечнішим перерізом при фрикційній взаємодії пар тертя «диск – накладка» є пояс тертя вентильованого диска через його нерівномірне нагрівання, спричинене малим коефіцієнтом взаємного перекриття пар тертя гальма.

Метод скінченних елементів (МСЕ) являє собою ефективний чисельний метод розв'язку інженерних і фізичних задач. В основі чисельних методів лежить заміна континуальної (безперервної) моделі дискретною моделлю, яка має скінченне число невідомих. У зв'язку з тим, що кількість невідомих може бути дуже великою, що вимагає багаторазового застосування обчислювальних процедур, чисельні методи найчастіше застосовують за допомогою комп'ютерів. Останні використовуються для аналізу напруженого стану металевих фрикційних елементів, а також для оцінки швидкісних потоків повітря, які омивають їхні поверхні. Серед сучасних комп'ютерних програм, які реалізують МСЕ можна назвати Ansys, Nastran, Cosmos/M, CosmosWorks, Cosmos FlowWorks, ICEM CFD. У структурному моделюванні МСЕ дуже допомагає при оцінці силових і жорсткісних візуалізацій у місцях зсувів і згинів і розподілу сил та зсувів мікроступів металевих фрикційного елемента на мікро- і нанорівнях [27].

Основна ідея МСЕ полягає в тому, що будь-яку безперервну величину (переміщення, сила, питомі навантаження, поверхневі температури тощо) можна апроксимувати моделлю, складеною з окремих елементів (ділянок). На кожному із цих елементів досліджується безперервна величина апроксимується частково-безперервною функцією, яка будується за значеннями досліджуваної безперервної величини.

У зв'язку із розвитком і широким поширенням засобів 3D-моделювання, імпортування раніше створених файлів представляється найбільш зручним варіантом створення розрахункових моделей, який може застосовуватися в науково-дослідній практиці. Комплекс ANSYS призначений для розв'язку задач механіки деформованого твердого тіла, його поверхневих температур за умови омивання швидкісними струмами повітря. Крім того, комплекс дозволяє вирішувати задачі для різного стану твердого тіла, яке перебуває під дією силового та теплового навантаження, і враховувати наслідки від їхньої дії на його поверхні. Можна поєднувати процес проектування в САД пакеті з одержанням достовірних даних розрахунків і проведенням оптимізацій конструкції.

Розглянемо максимальні температурні напруження вентильованих гальмових дисків двох варіантів: без фланця і з ним. Максимальні температурні напруження для першого конструктивного варіанту становлять 241,56 МПа, а для другого – 280,43 МПа, тобто  $\sigma$  другого конструктивного варіанту є більшою на 16 %.

У гальмовому диску без фланця виникають більші об'ємні температури, ніж у диску з фланцем. Температурні градієнти є більшими в конструктивному варіанті диска з фланцем і, як наслідок, більші температурні напруження. При нагріванні диск вигинається ліворуч через особливу конструкцію забірних отворів, які знаходяться у правій частині диска. Лівий бік диска має кругову зону температурних напружень 212 МПа зі збільшенням їх до кромки внутрішнього радіуса (рис. 2.6 б). Правий бік тіла диска розширюється інтенсивніше через відсутність защемлення і кромки на його внутрішньому

радіусі. Проте максимальні температурні напруження 280,4 МПа виникають у тілі порожнини диска під вентиляційними каналами на лівій його частині.

У зв'язку з тим, що ребра вентиляційних каналів є одночасно ребрами жорсткості, то при викривленні диска ліворуч ця зона з внутрішнього боку є найслабшою, і на ній виникають максимальні температурні напруження.

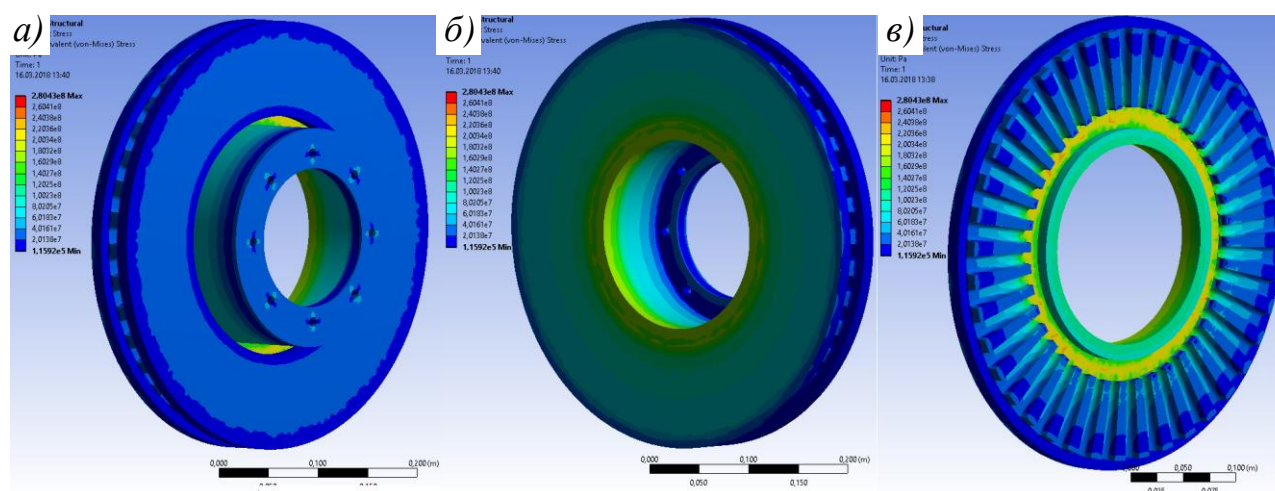


Рисунок 2.6 *а, б, в* – Загальний вигляд розподілу еквівалентних напружень у: правій (*а*) і лівій (*б*) частинах диска; по перерізу вентиляційних каналів (*в*), утворених радіальними ребрами, серійного диска з фланцем дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу марки MAN

Якщо розглядати зону зовні пояса тертя диска, то в ній напруження зменшуються порівняно із зоною всередині пояса тертя диска, у якій температурні напруження збільшуються. Пояснюється це тим, що зовнішня циліндрична поверхня диска є незащемленою і повільніше розширюється, оскільки теплові потоки прямують у металомісткий фланець гальмового диска.

Згідно з рис. 2.7 і 2.8 у вентилязованих гальмових дисках на їхніх поясах тертя виконано елементи охолодження у вигляді канавок та отворів, розташованих віялом і під кутом. Наявність канавок та отворів збільшує загальну площу поверхонь пояса тертя диска, що є позитивним при взаємодії з омиваючими потоками повітря під час руху транспортного засобу.

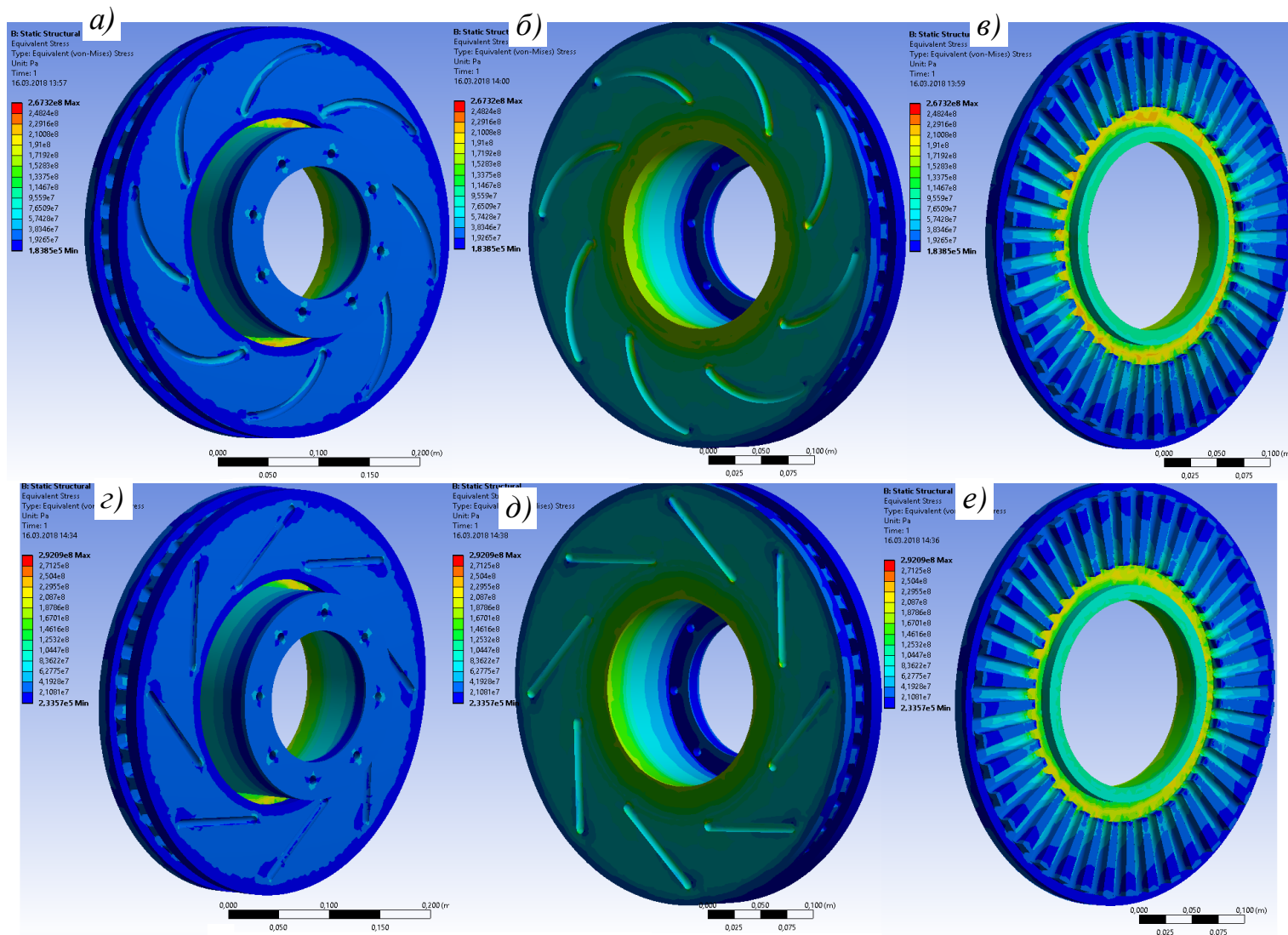


Рисунок 2.7 а, б, в, г, д, е – Загальний вигляд розподілу еквівалентних напружень правої (а, г) та лівої (б, д) частин диска з фланцем і по перерізу вентиляційних каналів (в, е), утворених радіальними ребрами, з розташованими віялом (а, б) та під кутом (г, д) канавками на його поясі тертя дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу марки MAN

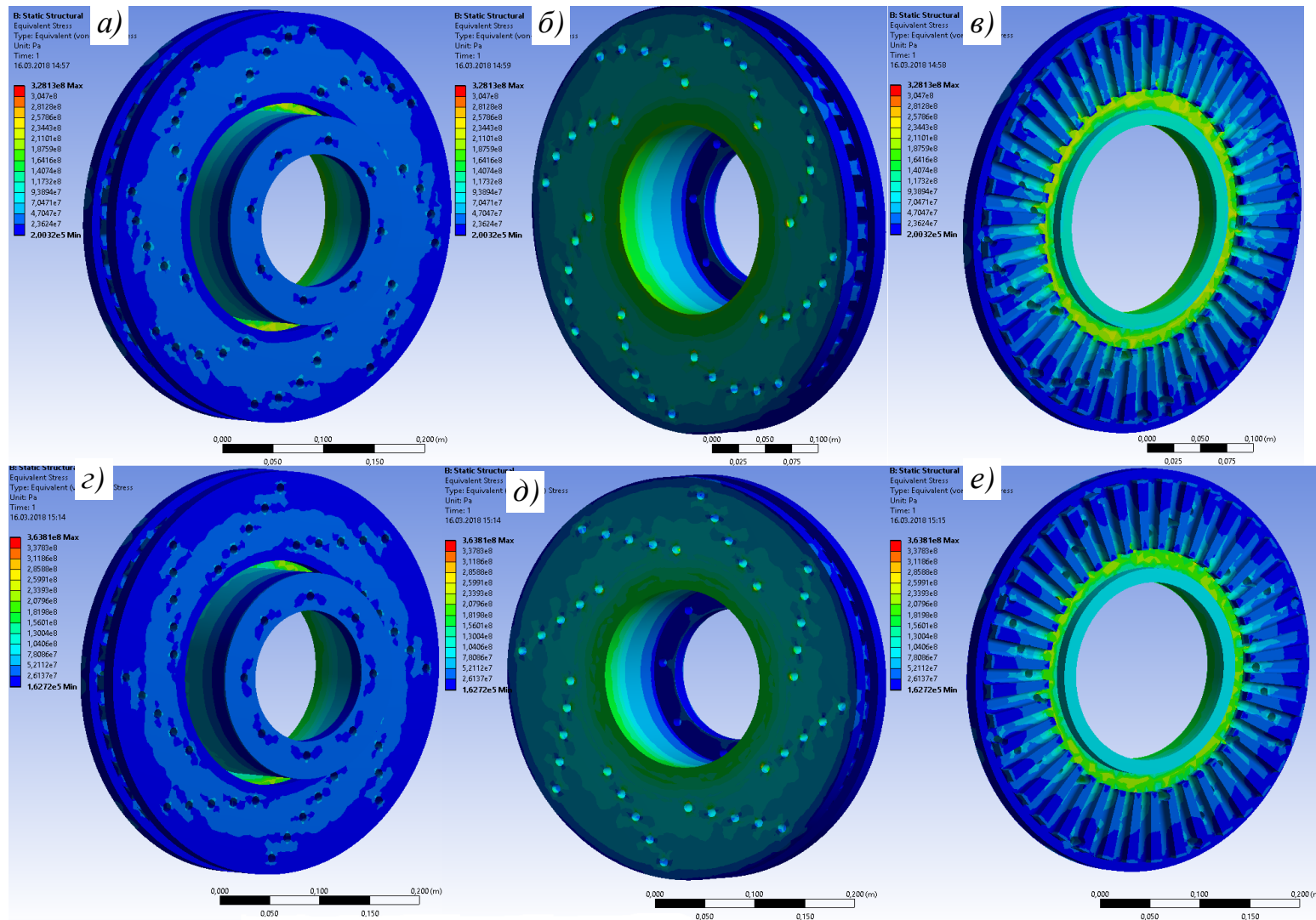


Рисунок 2.8 а, б, в, г, д, е – Загальний вигляд розподілу еквівалентних напружень правої (а, г) та лівої (б, д) частин диска з фланцем і по перерізу вентиляційних каналів (в, е), утворених радіальними ребрами, розташованими віялом (а, б) та під кутом (г, д) отворів на його поясі тертя дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу марки MAN

Використання наскрізних отворів створює додаткові завихрені потоки повітря для вимушеного охолодження внутрішніх поверхонь диска та інтенсифікувати повітрообмін у його порожнині. Канавки сприяють утворенню завихрених потоків повітря при омиванні їх поверхонь, що зумовлює інтенсифікацію тепловіддачі від полірованих та матових зовнішніх поверхонь гальмового диска.

Розглянемо напружено-деформований стан гальмового диска з фланцем з розташуванням канавок на його робочій поверхні віялом (див. рис. 2.7 *a, б, в*) і під кутом (див. рис. 2.7 *г, д, е*). При нагріванні тіло гальмового диска вигинається ліворуч через особливість конструкції забірних отворів, які знаходяться у правій частині диска. Ліва частина диска має кругову зону температурних напружень 191,0 МПа (див. рис. 2.7 *б*) і 208,7 МПа (див. рис. 2.7 *д*) зі збільшенням до кромки внутрішнього його радіуса. На робочій поверхні лівої частини диска спостерігаються концентратори напружень у зоні наявності канавок, розташованих віялом та під кутом. Максимальні напруження цієї зони виникають біля нижньої частини канавок (розташованих ближче до внутрішнього радіуса диска). Пояснюється це тим, що тіло диска розширюється у радіальному напрямку та вигинається ліворуч, сплющуючи при цьому нижні частини канавок пояса тертя диска. Значення напружень у цих точках з розташуванням канавок віялом досягають 229,1 МПа (див. рис. 2.7 *a, б*) та під кутом – 250,4 МПа (див. рис. 2.7 *г, д*). Для гальмового диска з фланцем максимальні температурні напруження виникають у порожнині під вентиляційними каналами у лівій його частині. Вони становлять для конструктивних варіантів з канавками віялом 267,3 МПа (див. рис. 2.7 *в*) та під кутом 292,1 МПа (див. рис. 2.7 *е*).

Розглянемо напружено-деформований стан диска з фланцем з розташуванням отворів віялом (див. рис. 2.8 *a, б, в*) та під кутом (див. рис. 2.8 *г, д, е*). При нагріванні тіла диска він вигинається ліворуч через особливість конструкції забірних отворів, які перебувають у правій частині диска. Ліва частина диска має кругову зону температурних напружень зі збільшенням їх до



кромки внутрішнього радіуса диска 234,3 МПа (див. рис. 2.8 б) і 259,2 МПа (див. рис. 2.8 д). На робочій поверхні лівої частини диска спостерігаються концентратори напружень у зоні наявності отворів (віялом та під кутом). Максимальні напруження цієї зони виникають біля нижніх отворів (розташованих ближче до внутрішнього радіуса диска), у точках, які відповідають перетину контуру отворів з їхньою віссю, перпендикулярною до осі обертання диска. Пояснюється це тим, що тіло диска розширюється радіально та вигинається ліворуч, сплющуючи при цьому отвори. Значення напружень у цих точках з розташуванням отворів віялом та під кутом дорівнюють, відповідно, 281,1 МПа (див. рис. 2.8 а, б) і 311,5 МПа (див. рис. 2.8 г, д).

Для гальмового диска з фланцем максимальні температурні напруження виникають у порожнині під вентиляційними каналами у лівій його частині. Вони становлять для варіантів з розташуванням отворів віялом та під кутом, відповідно, 328,1 МПа (див. рис. 2.8 е) і 363,8 МПа (див. рис. 2.8 е).

Розглянемо напружений стан в околицях вершин мікротріщин, які виникають на поверхнях гальмових дисків.

## 2.6 Напружений стан біля вершин мікротріщин на поверхнях дисків

При розгляді монокристалів сталі 20Х13 (пояса тертя диска) спостерігаються поперечні макротріщини, що мають хвильовий характер поширення. Інтенсивність просування мікротріщин відповідає мимовільному руйнуванню гальмового диска при впливі поверхнево-активних речовин (ПАР).

Водень, який присутній у ПАР, реагує з новоутвореною поверхнею гальмового диска. У вершині мікротріщини накопичуються утворені гідриди, які можливо змоделювати молекулярним клином. Останній визначає напружено-деформований стан навколо тріщини та її кінці за умови, що  $\sigma_p = 0$ .

На рис. 2.9 а, б зображено фізичні моделі монокристалів з молекулярним клином (рис. 2.9 в), атоми монокристалів речовини показані кружками, атоми

водню – крапками. На рис. 2.9 *a, б* фізичні моделі складаються з одного та двох рядів молекул гідридів. Для рис. 2.9 *в* наведено перелік геометричних параметрів:  $2h_1$  – товщина клина (мікротріщина в механічних моделях моделюється двостороннім розрізом);  $a$  – відстань від кінця клина до правої вершини мікротріщини.

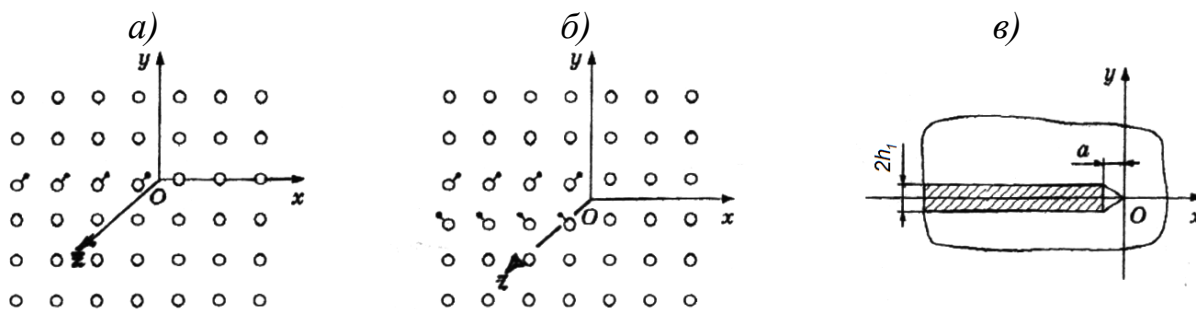


Рисунок 2.9 *a, б, в* – Фізичні (*a, б*) та механічні (*в*) моделі: монокристалів з молекулярним клином (одного [*a*] і двох [*б*] рядів молекул гідридів); тіла з мікротріщиною, в яку вмонтовано клин (*в*) сталої ширини

Нехай ПАР (водень) хемосорбується всередині мікротріщини на її поверхнях, внаслідок чого утворюється нове досить стійке з'єднання. Залежно від положення новоутвореного з'єднання або гідриду відносно правої вершини мікротріщини діаметри їх молекул можуть відігравати роль як енергетичного моста (різниця потенціалів) при дії навантажень на тіло з мікротріщиною, так і молекулярного клина при відсутності навантаження на тіло з мікротріщиною.

Дослідимо величини діаметрів молекул у процесі перетворень, що відбуваються з ними. Гідриди можуть мати сталий або змінний молекулярний склад.

Припустимо, мінімальний діаметр молекули цього з'єднання перевищує сталу кристалічної ґратки монокристала вихідного стану речовини  $r_e$ . Далі величина  $r_e$  стає рівною сталій кристалічної ґратки монокристала гідриду  $r_e^*$ , а діаметр молекули гідриду визначається його хімічною формулою. Один або два шари молекули наново утвореного з'єднання можуть мати подобу молекулярного клина (число шарів молекул гідридів визначається часом перебігу хімічної

реакції на новоутворених поверхнях). При  $\sigma_p = 0$  молекулярний клин є стиснутим, істотних обмежень на його міцність не накладається.

Оцінимо товщину молекулярного клина, сформованого гідридами  $\text{FeH}_2$  у монокристалі  $\text{Fe}$ . При поглинанні водню поверхневим шаром сталі збільшується об'єм матеріалу. Це призводить до утворення мікротріщин у матеріалі, які, зливаючись у макротріщини, зумовлюють руйнування поверхневого шару сталі [26]. Тріщини проходять по зерну та по місцях скупчення гідридів. Для товщини молекулярного клина  $2h_1$  маємо співвідношення:

$$2h_1 \cong r_e^* - r_e, \quad 2h_1 / r_e \cong r_e^* / r_e - 1; \quad (2.67)$$

$$2h_1 \cong 2r_e^* - 2r_e, \quad 2h_1 / r_e \cong 2(r_e^* / r_e - 1), \quad (2.68)$$

де  $r_e = 2,87 \cdot 10^{-10}$  м,  $r_e^* = 4,37 \cdot 10^{-10}$  м – сталі атомних ґраток монокристалів  $\text{Fe}$  і  $\text{FeH}_2$ , відповідно [70].

Співвідношення (2.67) та (2.68) записані для молекулярних клинів, які складаються з одного та двох рядів молекул гідриду  $\text{FeH}_2$ , відповідно, а відстань від кінців клинів до вершин тріщин  $a \approx r_e$  (див. рис. 2.9 в). Товщина молекулярного клина, розрахована за співвідношеннями (2.67) та (2.68), для монокристалів  $\text{Fe}$  і  $\text{FeH}_2$  виявляється значною, тому що кінець клина розташований дуже близько до вершини тріщини ( $a \approx 2,92 \cdot 10^{-10}$  м). У співвідношеннях (2.67), (2.68) використовуються знаки « $\cong$ », тому що відстані між атомами в тонкому шарі гідриду  $\text{FeH}_2$  можуть відрізнятися від сталих ґраток  $r_e^*$  монокристала  $\text{FeH}_2$ , а відстані між атомами монокристала в околі пошкодження, спричиненого молекулярним клином, можуть відрізнятися від сталих кристалічних ґраток ідеального монокристала  $\text{Fe}$ . Співвідношення (2.67) та (2.68) є справедливими і для інших станів речовин, гідриди яких містять два атоми водню.

Розглянемо механізм розклинення тріщин молекулярним клином у механічній моделі. Скористаємося уявними розв'язками рівнянь для визначення напружень на продовженні гострої тріщини  $\nu = 0$  у плоскій задачі теорії пружності через коефіцієнт інтенсивності напружень  $K_1^0$ . Тоді для тріщин

нормального відриву в околі вершини тріщини з точністю до величин вищого порядку малості для лінійної задачі можна записати:

$$\sigma_y(x,0) \cong \sigma_\infty + K_I^0 / (2\pi x)^{1/2}, \quad (2.69)$$

де  $\sigma_\infty = 0$  – характерні напруження, задані на нескінченності.

Отже, напружено-деформований стан поверхневого шару диска з напівнескінченною тріщиною визначається тільки дією молекулярного клина.

Рівняння  $K_I^0$  для гострої напівнескінченної тріщини при розколюванні поверхневого шару гальмового диска напівнескінченним клином сталої товщини при відсутності електротермомеханічного тертя запишемо у вигляді [32]:

$$K_I^0 = \frac{4Gh_1}{1 + \chi} \sqrt{\frac{2}{\pi a}}. \quad (2.70)$$

де  $G$  – модуль зсуву;

$\chi = 3 - 4\mu$ ;  $\chi = (3 - \mu)/(1 + \mu)$  – для плоского стану: деформованого; напруженого;

$\mu$  – коефіцієнт Пуассона.

У співвідношенні (2.70) використовуються сталі  $G$ ,  $\mu$  для монокристала вихідного стану речовини.

Критерій крихкого руйнування. Розглядаються монокристали з тріщинами і з вакансіями структури металів. Запропоновано дискретно-інтегральний критерій крихкої міцності (двовимірний випадок) для найслабшого моношару атомів для гострих тріщин нормального відриву [33]

$$\frac{1}{kr_e} \int_0^{\pi r_e} \sigma_y(x,0) dx \leq \delta \sigma_m, \quad (2.71)$$

де  $\sigma_y$  – нормальні напруження у вершині тріщини (ці напруження діють у товщі монокристала речовини з тріщиною);  $Oxy$  – прямокутна система координат (див. рис. 2.9 а, б);  $r_e$  – відстань між центрами атомів вихідного стану речовини;  $n$  і  $k$  – цілі числа, ( $n \geq k$ ),  $k$  – число міжатомних зв'язків;  $nr_e$  – інтервал осереднення;  $\sigma_m$  або  $\delta \sigma_m$  – теоретичні міцності при відсутності [32] або наявності ПАР у тріщині, відповідно;  $\delta \leq 1$  – параметр, який враховує хімічно

посилюване руйнування: у присутності ПАР міцність вихідного стану речовини може зменшуватися.

Виконавши відповідні перетворення для гострої тріщини нормального відриву при наявності вакансій у носію тріщини, маємо залежність для оцінки критичного коефіцієнта інтенсивності напружень:

$$K_I^{*0} \leq (k\delta\sigma_m / n)(\pi nr_e / 2)^{1/2}. \quad (2.72)$$

Після підстановки виразу (2.70) у співвідношення (2.72) одержимо вираз для критичної товщини клину сталої товщини  $2h_1^*$ :

$$\frac{2h_1^*}{r_e} \leq (1 + \chi)(1 + \mu) \frac{\pi}{2} \frac{k}{\sqrt{n}} \frac{\delta\sigma_m}{E} \sqrt{\frac{a}{r_e}}. \quad (2.73)$$

З урахуванням оцінки теоретичної міцності монокристала [33]  $\sigma_m = \eta E$  ( $0,1 \leq \eta \leq 0,3$ ) вираз (2.73) набуває вигляду  $2h_1^* / r_e \leq \sqrt{a / r_e}$ , де  $C = \text{const}$ . Для монокристала Fe  $C_{Fe}=5,71$  для плоского деформованого і напруженого  $C_{Fe}=6,29$  станів при відсутності вакансій ( $k=n=1$ ). Коефіцієнт Пуассона монокристала Fe прийнятий рівним коефіцієнту Пуассона технічних сплавів Fe, тобто  $\mu = 0,3$ .

На рис. 2.10 *а, б* наведено залежності, що характеризують поведінку системи. Поверхні на рис. 2.10, отримані для рівняння  $1 / r_e \leq (C\eta\sqrt{a / r_e}) / 2h_1$  при  $\eta = 0,1; 0,3$ , відповідно, відокремлюють області стійкості (нижче поверхні) від областей нестійкості. Розглянемо деякі характерні точки, які характеризують поведінку монокристала Fe при наявності молекулярного клина. Якщо точка з координатами  $(a_0/r_e, 1/r_e, 2h_1)$  на площині попадає в область стійкості, тріщина не збільшується. Якщо точка з координатами  $(a_0/r_e, 1/r_e, 2h_1)$  на площині попадає в область нестійкості, тріщина зростає на одну міжатомну відстань  $r_e$ . Нехай точка з координатами  $(a_0/r_e, 1/r_e, 2h_1)$  попадає в область нестійкості (див. рис. 2.10 *а, б*). Після збільшення тріщини змінюється величина  $a_0+r_e$ , яка характеризує відстань від кінця клина до нової вершини тріщини (ПАР реагує з новоутвореними поверхнями монокристала з деяким запізненням). Надалі аналізується поведінка системи в точці з координатами  $((a_0/r_e)/r_e, 1/r_e, 2h_1)$  тощо.

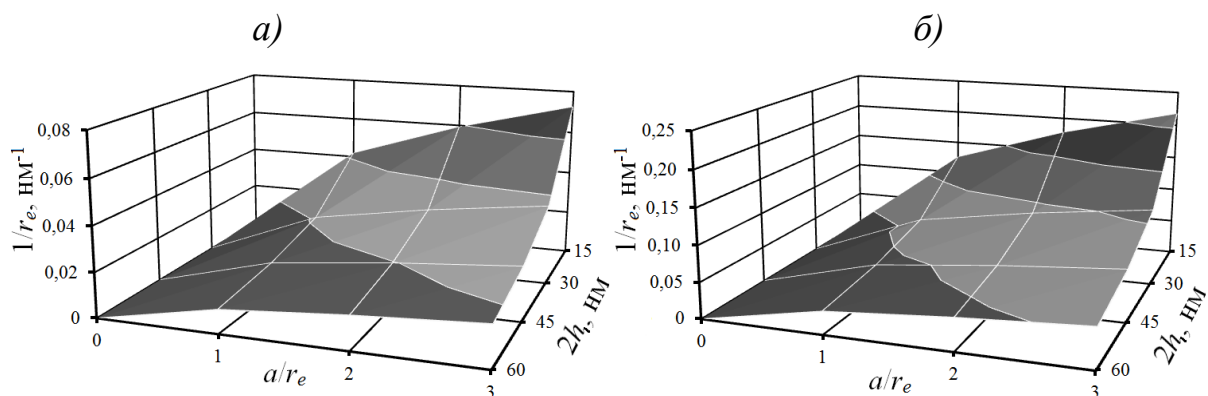


Рисунок 2.10 *a, б* – Залежності, що характеризують поведінку системи мікротріщин в стійкій (нижче поверхні) і нестійкій (вище поверхні) областях при різних товщинах клина:  $a - \eta = 0,1$ ;  $b - \eta = 0,3$

Нехай ПАР, що надходить у тріщину, реагує з новоутвореними поверхнями монокристала. Якщо брати до уваги хімічну реакцію ПАР з атомами монокристала в околі вершини тріщини, то величина  $a_0 + r_e$  зменшується, а кінець клина просувається до вершини тріщини.

Очевидно, що для досить товстого клина завжди має місце просування тріщини при фіксованій відстані від кінця клина до вершини тріщини, проте без урахування інтенсивності хімічної реакції ПАР з новоутвореними поверхнями завжди спостерігається зупинка тріщини через збільшення зазначеної відстані.

Розрахунки для монокристала Fe показують, що із точок з координатами  $(a_0/r_e, 1/r_e, 2h_1) = (1; 0,12; 15), (2; 0,12; 15), (1; 0,24; 15), (2; 0,24; 15)$  дві точки з координатами  $(1; 0,12; 15), (2; 0,12; 15)$  попадають в область стійкості при  $\eta = 0,3$  (див. рис. 2.10 б). При малих відстанях від кінця клина до вершини тріщини ( $a_0/r_e \leq 2$ ) для молекулярних клинів FeH<sub>2</sub>, що складаються з більш ніж двох рядів молекул, завжди відбувається руйнування поверхні.

Результати проведених теоретичних досліджень дозволяють перейти до експериментальних випробувань енергонавантаженості дисково-колодкових гальм транспортних засобів.

## Висновки

1. Виходячи з умови виникнення пружних і пластичних деформацій, аналітично встановлено величину раціонального обмеження товщини електротеплового шару, який виникає на біговій доріжці тертя різних типів гальмових дисків при імпульсному підведенні теплоти до їхніх робочих поверхонь, для запобігання зародження на них мікротріщин. Для сталевих і чавунних гальмових дисків допустима товщина електротеплового шару складає, відповідно, 0,1 і 0,4 мкм.

2. Проаналізовано роботу вентильованих дисків з елементами охолодження, які виконані у вигляді отворів і канавок та їх комбінацій, вони розташовані на бігових доріжках тертя дисків. При цьому отвори інтенсифікують утворення у порожнині диска об'ємних повітряних вихорів при русі транспортного засобу. Локальні повітряні плоскі вихорі формуються при перекритті канавок накладками. Отвори і канавки сприяють охолодженню циркулюючих потоків повітря, внаслідок чого підвищується ефективність вимушеного охолодження пар тертя.

3. Встановлено вплив симетричного розміщення накладок на енергонавантаженість диска при електротермомеханічному терті за рахунок циркуляції теплових струмів у тілі дисків та омивання їхніх матових і полірованих поверхонь повітрям.

4. Сформульовано та вирішено математичну задачу для оцінки гідравлічних втрат енергії потоків повітря в вентильованому гальмовому диску з отворами і канавками, розташованими на біговій доріжці тертя віялом і під кутом, а також їх комбінації. Визначено втрати кількості повітря, коефіцієнти тепловіддачі і теплопередачі та ефективність вимушеного охолодження.

### РОЗДІЛ 3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

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

Метою експериментальних досліджень є отримання даних, які стосуються енергонавантаженості пари тертя з вентиляльованим диском з елементами охолодження дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу.

У табл. 3.1 наведено етапи розв'язування задач досліджень енергонавантаженості вентиляльованих гальмових дисків з елементами охолодження на їхніх поясах тертя.

Геометричні характеристики елементів тертя фрикційного вузла серійного та удосконаленого вентиляльованого гальмових дисків наведено в табл. 3.2.

При розгляді загальної картини енергонавантаженості вентиляльованих серійного й удосконалених гальмових дисків відзначимо таке: лівий напівдиск охолоджується швидше за правий за рахунок кондуктивної теплопередачі теплоти у фланець диска, який з'єднаний тільки з лівим напівдиском, тому диск вигинається ліворуч. Теплові струми з правого напівдиска поширюються крізь ребра вентиляційних каналів у лівий напівдиск, де зустрічаються з його тепловими потоками, посилюючи його енергонавантаженість. Інтенсивність конвективного теплообміну правого напівдиска є більшою, що пов'язано з присутністю ребер, які утворюють вентиляційні канали.



Таблиця 3.1 – Вирішення задач дослідження рівня навантаженості фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм (у лабораторних та експлуатаційних умовах)

№ п/п	Найменування етапів досліджень	Умови проведення досліджень	Параметри, що вимірюються або розраховуються
1	2	3	4
1.	Припрацювання фрикційних вузлів модельного дисково-колодкового гальма в лабораторних умовах при його циклічному навантаженні, контрольні заміри та визначення експлуатаційних параметрів гальма	Тривалість гальмування складала 10 с, пауз між гальмуваннями – 10 с. Кількість циклічних гальмувань – 150. У подальшому проводили розрахунок питомих навантажень і коефіцієнтів взаємного перекриття накладками робочої поверхні гальмового диска	1. Нормальні сили взаємодії, Н. 2. Питомі навантаження у фрикційних вузлах, МПа. 3. Динамічний коефіцієнт тертя. 4. Коефіцієнт взаємного перекриття накладками робочої поверхні гальмового диска. 5. Час гальмування, с. 6. Тривалість пауз між гальмуваннями, с. 7. Кількість гальмувань. 8. Частота обертання гальмового диска, с <sup>-1</sup> .

1	2	3	4
2.	Оцінка енергонавантаженості різних типів дисків (суцільного, вентильованого, вентильованого з елементами охолодження) з однаковими основними конструктивними та ваговими параметрами в складі дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу марки MAN	Випробування проводяться при циклічних гальмуваннях згідно з режимами, регламентованими правилом №13 Європейської Економічної Комісії при Організації Об'єднаних Націй	Кількість циклічних гальмувань. Початкова і кінцева швидкість гальмування, м/с. Час гальмування, с. Температури: поверхневі пар тертя; об'ємні гальмових дисків, °С.
3.	Визначення термодинамічних параметрів повітря, яке омиває матові й поліровані поверхні вентильованих гальмових дисків з елементами охолодження в експлуатаційних умовах при русі транспортного засобу	Різні види транспортних засобів рухаються з усталеною швидкістю 36,0; 72,0; 98,0 і 144,0 км/г	1. Температура повітря, яке омиває матові поверхні порожнин вентильованого диска, °С. 2. Температура навколишнього середовища, °С. 3. Зниження тиску повітря в міжконтактному зазорі пар тертя гальма, мм.рт.ст. 4. Усталена швидкість руху транспортного засобу, км/г.

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4
4.	Визначення витрат повітря, що проходить крізь вентиляований гальмовий диск з елементами охолодження за десять секунд при русі транспортного засобу та оцінка його охолоджувальної ефективності	Параметри визначають розрахунковим шляхом за спрощеною методикою за залежністю (Д.5)	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Витрати повітря, що проходить крізь вентиляований гальмовий диск з елементами охолодження, м<sup>3</sup>/с.</li> <li>2. Частота обертання гальмового диска, с<sup>-1</sup>.</li> <li>3. Кількість обертів диска.</li> </ol>
5.	Оцінка зносу фрикційних накладок модельного дисково-колодкового гальма	Визначення величини зносу поверхонь накладок за допомогою датчиків та його оцінка по довжині накладок після їх зняття з гальмового стенда	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Кількість гальмувань та їх режими згідно з пунктом 1.</li> <li>2. Товщина зношеного матеріалу поверхні фрикційних накладок по її довжині, мм.</li> <li>3. Масовий знос накладок, г.</li> </ol>

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4
6.	Попередня оцінка напружено-деформованого стану різних типів дисків гальм з урахуванням їхніх залишкових напружень	Вентильований диск розбивається на складові і визначаються напруження в його суцільному напівдиску та в напівдисках з отвором і канавкою	1. Напруження: радіальні; колові; механічні; температурні, МПа. Напруження визначають з обох боків напівдисків.
7.	Установлення закономірностей зміни експлуатаційних параметрів пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів в залежності від енергонавантаженості різних типів гальмових дисків	Обмежуючим фактором при оцінці експлуатаційних параметрів виступає допустима температура для матеріалу фрикційних накладок	Ефективність роботи: - вентильованих дисків; - вентильованих дисків з елементами охолодження. Створюваний гальмовий момент, Нм. Знос робочих поверхонь накладок, мм, г. Інші експлуатаційні параметри згідно з п. 1

Таблиця 3.2 – Характеристика елементів серійного й удосконаленого вентильованих дисків і фрикційних накладок дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу марки MAN

Конструктивні параметри	Типи гальмових дисків:		
	серійний	удосконалений	
		вентильований	
Діаметр гальмового диска, мм	432		
Товщина диска, мм	45		
Площа поясів тертя, мм <sup>2</sup>	147340,7	145769,9	з отворами
		136737,7	з канавками
		141253,806	комбінований
Охолоджувальні елементи на поясі тертя:			
<b>отвори:</b> кількість рядів крок, град діаметр, мм <i>розміщення:</i> під кутом віялом	–	8 45 5 + +	
<b>канавки:</b> кількість ширина, мм глибина, мм крок, град <i>розміщення:</i> під кутом віялом		–	8 10 5 45 + +
Забірні отвори	кількість		40
	діаметр, мм	8	
Вентиляційні канали	кількість	40	
	площа, мм <sup>2</sup>	40600	
Ребра	довжина, мм	75	
	висота, мм	22	
	товщина, мм	11	
	Радіальний кут нахилу, град	5	
Циліндричні стовпчики	кількість	30	
	діаметр, мм	15	
	висота, мм	22	
Вага гальмового диска, Н	350	344,5	
Матеріал гальмового диска	Сірий чавун 24		
Розміри накладки, мм			
довжина	249,3	249,3	
ширина	118,2	118,2	
товщина	30	30	
Кількість фрикційних накладок	2		
Вага фрикційної накладки, Н	51		
Матеріал фрикційних накладок	Ретинакс ФК-24А		

### 3.2 Прилади і датчики для вимірювання експлуатаційних параметрів гальма

Дослідження енергонавантаженості фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм проводилося в стендових умовах. Це один з етапів встановлення закономірностей зміни експлуатаційних параметрів вузла тертя.

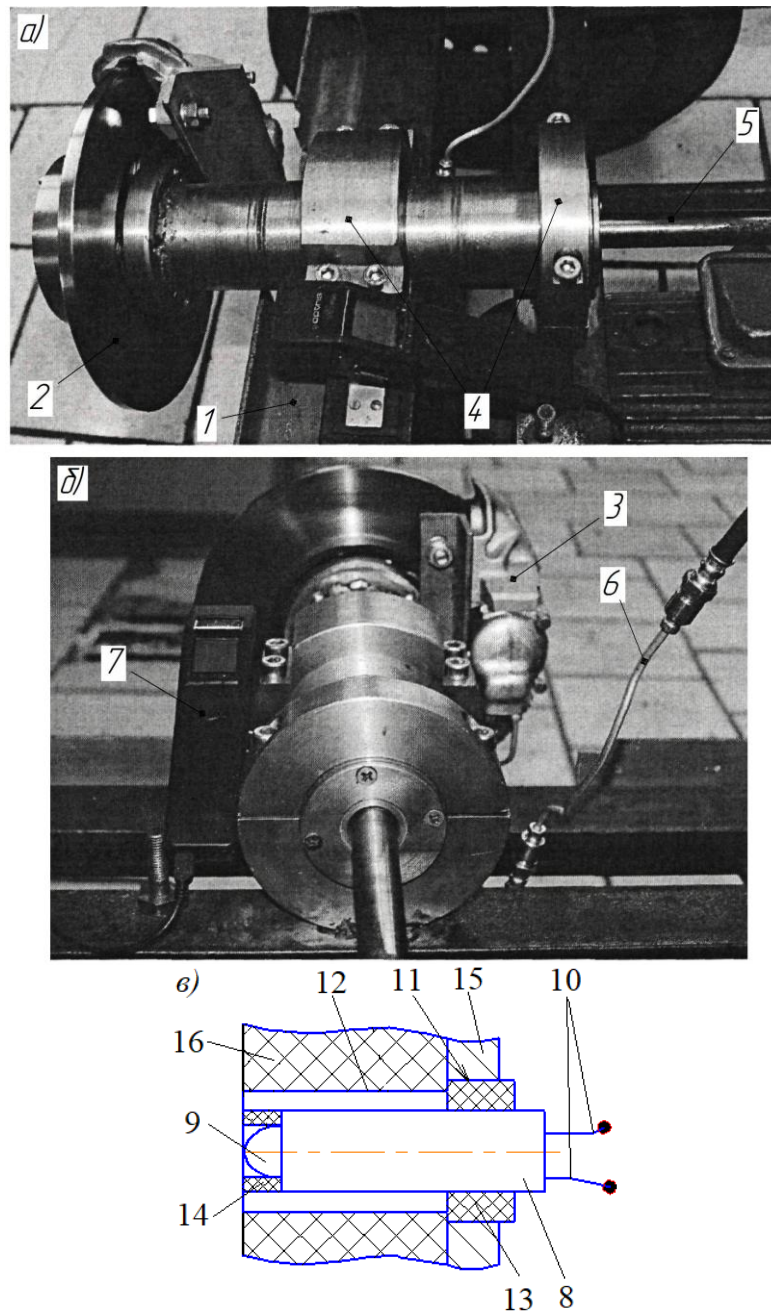
Стенд для випробувань дисково-колодкових гальм транспортних засобів з різними типами гальмових дисків із зовнішнім діаметром 0,43 м, виготовлених із чавуну та сталі, представлено на рис. 3.1. Обертання гальмового диска 2 передається за допомогою пасової передачі від трифазного короткозамкненого електродвигуна потужністю 3,0 кВт зі швидкістю обертання вала  $1500 \text{ хв}^{-1}$ .

Передавальне відношення пасової передачі  $u = 6,3; 3,1; 2,1$  і  $1,6$ , кутова швидкість обертання гальмового диска –  $25; 50, 75$  і  $100 \text{ с}^{-1}$ , що відповідало лінійній швидкості транспортних засобів в  $10,0; 20,0; 30,0$  і  $40,0 \text{ м/с}$  ( $36,0; 72,0; 98,0$  і  $134,0 \text{ км/г}$ ). Нормальне навантаження на супорт гальма задавали за допомогою гідроприводу (головного гальмового циліндра) вантажного транспортного засобу марки MAN. Тиск рідини, що виникає в головному гальмовому циліндрі, вимірювали за допомогою манометра, вмонтованого в один з виходів гальмового циліндра.

Дисково-колодкове гальмо без супорта (*a*) і його вентильований диск (*б*) передньої осі вантажного транспортного засобу марки MAN наведено на рис. 3.2 *a, б*.

Вимірювання поверхневих температур пар тертя дисково-колодкових гальм виконували хромель-копелевою термопарою (див. рис. 3.1 *в*) відповідно до розробленої методики [7].

Об'ємну температуру в зоні пояса тертя гальмових дисків вимірювали безконтактним методом за допомогою інфрачервоного термометра (пірометра) фірми «Балтех» (рис. 3.3 *a, б*). Пірометр закріплювали на відстані 120,0 мм від поверхні гальмового диска і підключали за допомогою USB-кабелю до комп'ютера. У табл. 3.3 наведено основні характеристики пірометра.

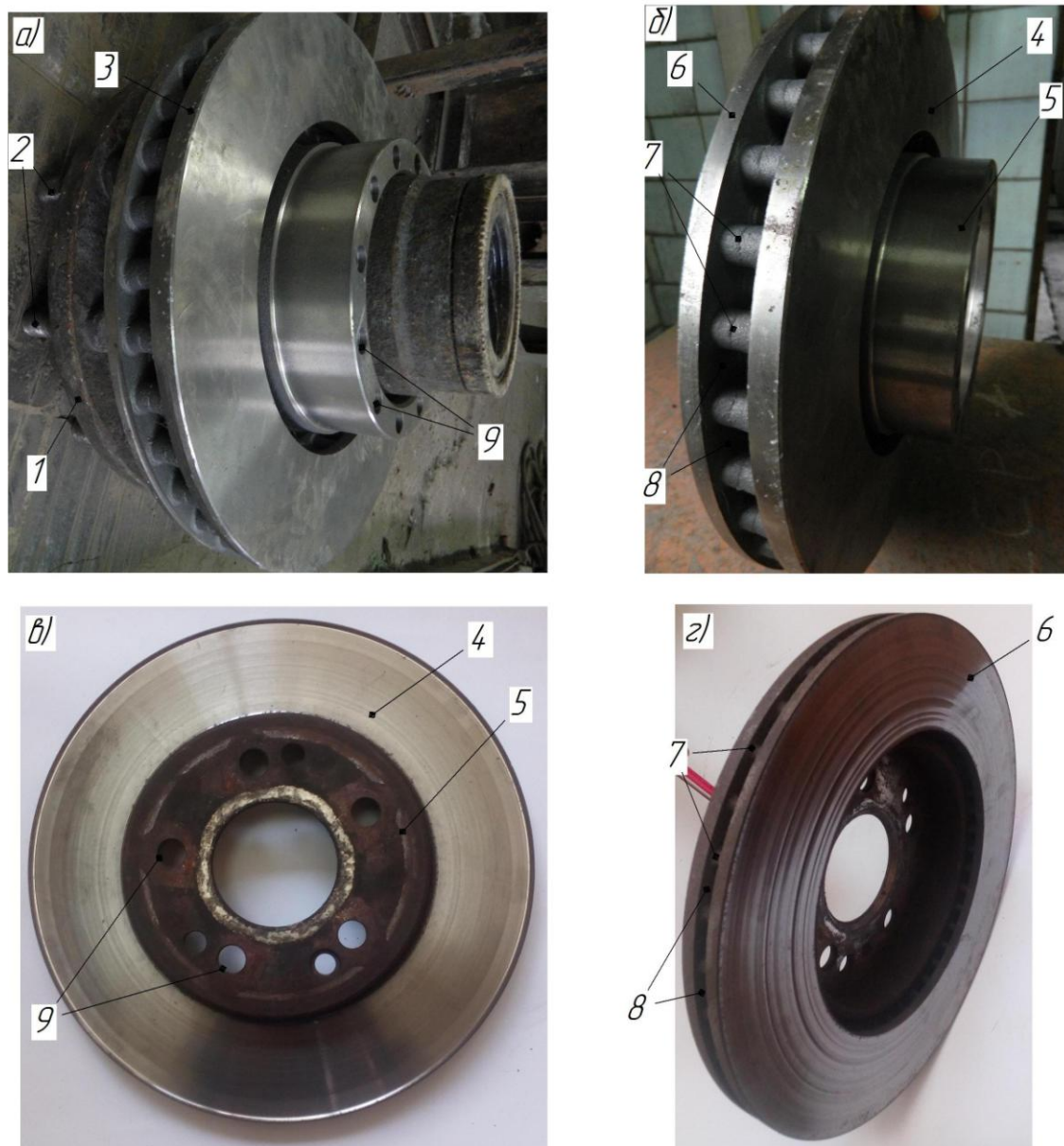


*a, б* – вигляди: фронтальний, збоку; *в* – схема монтажу термопари;

1 – рама стенда; 2 – суцільний гальмовий диск; 3 – супорт; 4 – опори вала;  
 5 – привідний вал; 6 – гідравлічний привід гальма; 7 – пірометр;  
 8, 9 – термопара та її головка; 10 – термоелектроди; 11, 12 – отвори;  
 13, 14 - ізолятори; 15 – гальмова колодка; 16 – фрикційна накладка

Рисунок 3.1 *a, б, в* – Стенд для дослідження дисково-колодкових гальм транспортних засобів:

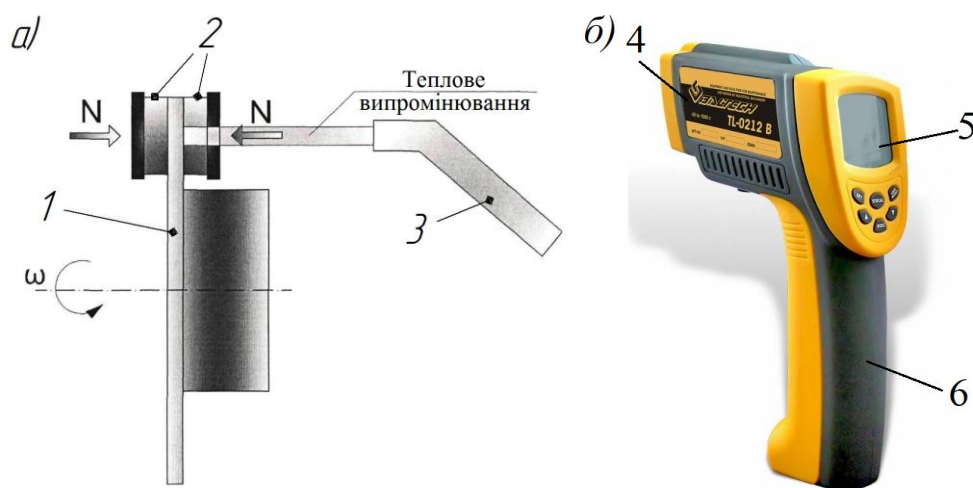
Сумарна середньоквадратична похибка при вимірюванні температури даним методом не перевищувала 1,5%. Це дозволило обґрунтовано підійти до вибору реєструючої апаратури для оцінки фактичної енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма при циклічних і тривалих гальмуваннях.



1 – маточина; 2 – кріпильні шпильки; 3 – вентиляований гальмовий диск;  
4, 5 – напівдиск з фланцем; 6 – напівдиск; 7 – з'єднувальні елементи;  
8 – вентиляційні порожнини; 9 – кріпильні отвори

Рисунок 3.2 а, б, в, г– Дисково-колодкове гальмо без супорта (а) і його вентиляований диск з циліндричними стовпцями (б) передньої осі транспортного засобу марки MAN та вигляди гальмового диска з ребрами (в, г):





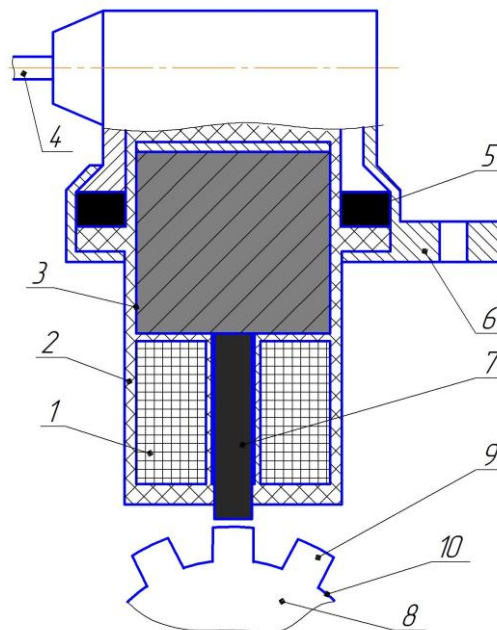
1 – гальмовий диск; 2 – фрикційні накладки; 3 – пірометр; 4 – приймач енергії інфрачервоного випромінювання; 5, 6 – табло і ручка

Рисунок 3.3 а, б – Схема вимірювання об'ємної температури гальмового диска (а) пірометром фірми «Балтех» (б)

Таблиця 3.3 – Основні характеристики безконтактного термометра фірми «Балтех»

Найменування характеристики	Показники
Температурний діапазон вимірювань, °С	-50 ... +1000
Межа основної похибки, % у діапазоні температур, °С:	
(-50...-20)	±3,0
(-20...+100)	±2,0
(+100...+800)	±2,0
Час встановлення показів, с	0,5
Повторюваність показів, °С	±1,0
Напруження 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

Для вимірювання частоти обертання гальмового диска і оцінки часу гальмування використовували цифровий електронний вимірювальний прилад ИМД-ЦМ (рис. 3.4). Принцип дії цього пристрою (рис. 3.5) базується на перетворенні первинним перетворювачем частоти обертання гальмового диска в напругу змінного синусоїдального сигналу, який поступає з первинного перетворювача. Величина цього напруження є пропорційною частоті обертання гальмового 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.



1 – обмотка; 2 – корпус; 3 – магніт; 4 – приєднувальний дріт;  
5 – ущільнювальне кільце; 6 – кріпильний кронштейн; 7 – осердя;  
8, 9, 10 - шестірня з зубцями та западинами

Рисунок 3.4 – Датчик кутової швидкості:

Диференціюючий пристрій призначений для аналогового диференціювання вхідної напруги, яка є пропорційною сповільненню гальмового диска [113].

Дія датчика кутової швидкості гальмового диска ґрунтується на принципі електромагнітної індукції. Датчик має магнітну котушку (див. рис. 3.4) 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.

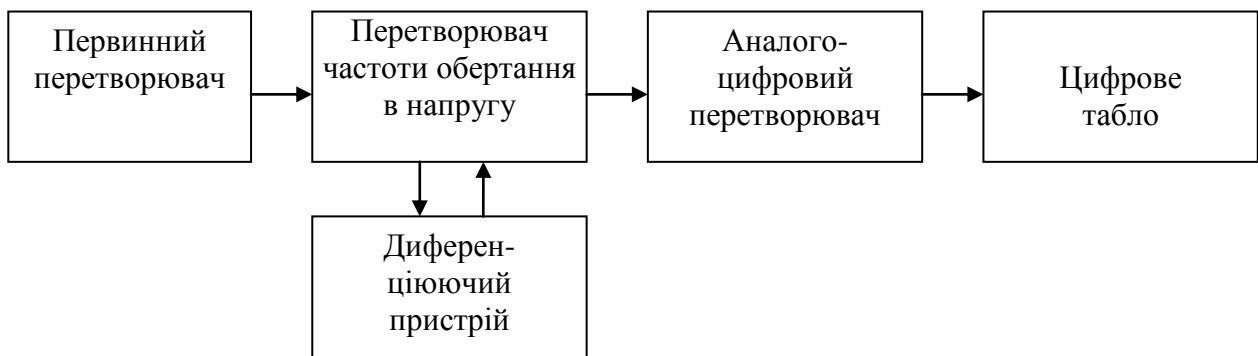
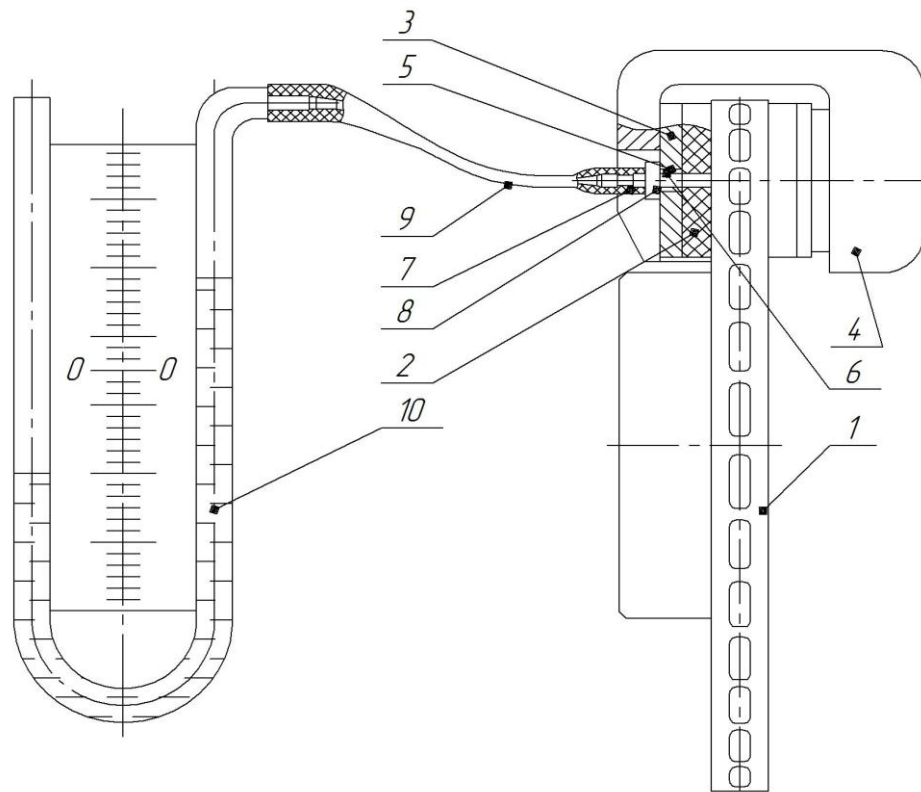


Рисунок 3.5 – Структурна електрична схема цифрового електронного пристрою ІМД-ЦМ

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.

На рис. 3.6 зображено схему вимірювання тиску повітря, що попадає між мікроставами пар тертя вентиляваного дисково-колодкового гальма.

Удосконалений гальмовий диск 1 своїм поясом тертя фрикційно взаємодіє з робочою поверхнею накладки 2 колодки 3, які знаходяться у супорті 4 гальма. У накладці 2 колодки 3 просвердлений отвір 5, в якому нарізано різьбу 6. Штуцер 7 угвинчений у тіло колодки 3. Між нею і штуцером 7 встановлено ущільнювальну гумову шайбу 8. Штуцери 7 з'єднані трубкою 9 з водяним U-подібним манометром 10.



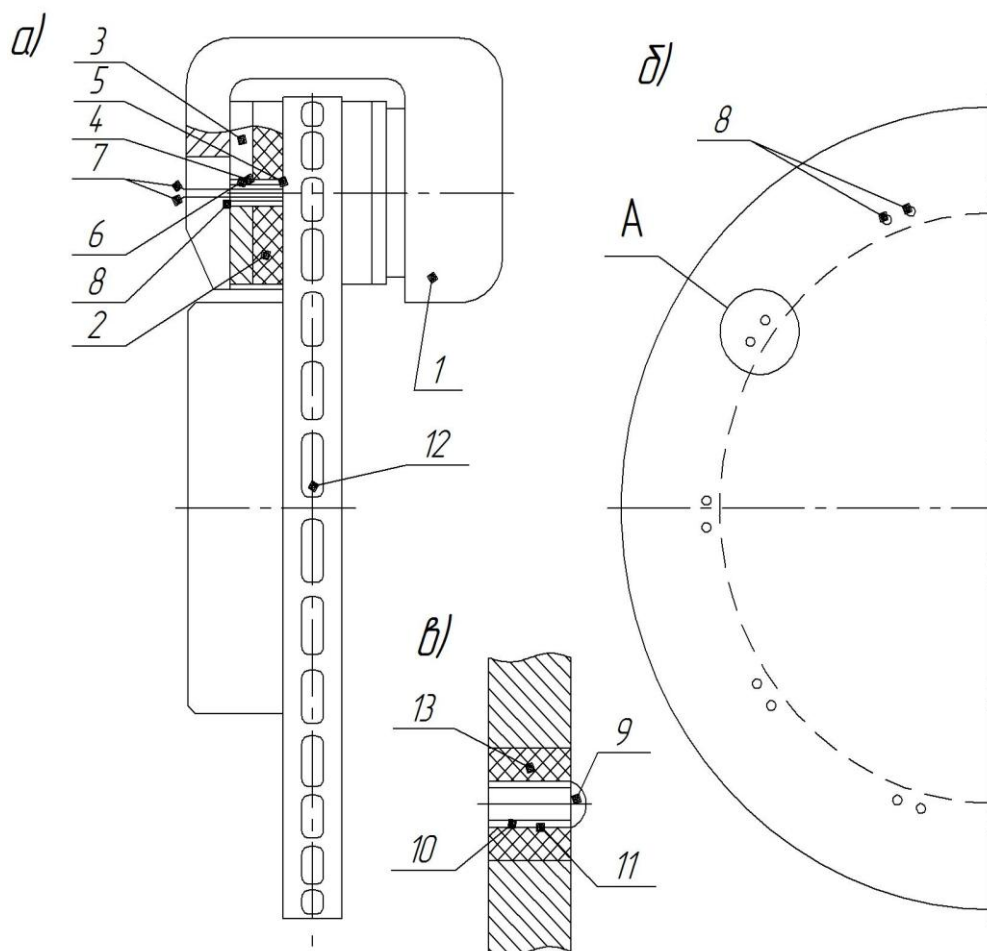
1 – удосконалений вентиляований гальмовий диск; 2, 3 – фрикційна накладка колодки; 4 – супорт гальма; 5, 6 – отвір з різьбою; 7 – з'єднувальні штуцери; 8 – гумова шайба; 9 – трубка; 10 – U-подібний манометр

Рисунок 3.6 – Схема вимірювання тиску повітря між парами тертя гальма

Вимірювання зниження тиску повітря між парами тертя проводили в лабораторних умовах на стенді з дисково-колодковим гальмом [131].

Схему вимірювання усередненої температури повітря, яке циркулює в порожнині вдосконаленого вентиляowanego диска гальма, наведено на рис. 3.7 а, б, в. У тіло накладки 3 урівень її робочої поверхні вмонтовано струмознімну пластину 5, від якої крізь отвір 4 у колодці 2 і накладці 3

пропущено два термоелектроди 7, що знаходяться всередині керамічної трубки 6. У вентилярованому гальмовому диску 11 по кільцю пояса тертя виконано отвори 12, у які запресовано теплоізоляційну втулку 13 разом з керамічною трубкою 10. В останній знаходяться термоелектроди 8 термопари 9. Термоелектроди 8 розташовані врівень поверхні пояса тертя диска 12.



1 – супорт гальма; 2, 3, 4 – гальмова колодка і накладка з отвором; 5 – струмознімна пластина; 6, 10 – керамічні трубки; 7, 8, 9 – термоелектроди пластини і термопари; 11, 12 – отвори в вентилярованому гальмовому диску; 13 – теплоізоляційна втулка

Рисунок 3.7 а, б, в – Схема вимірювання усередненої температури повітря, яке циркулює в порожнині вдосконаленого вентиляваного диска гальма (а); монтаж термопари в порожнині диска (б) і розташування кінців термоелектродів термопари на поясі тертя диска (в)

Вимірювання усередненої температури повітря, яке циркулює в порожнині вдосконаленого вентиляваного диска, виконували в лабораторних умовах на стенді дисково-колодкового гальма і в експлуатаційних умовах на гальмах вантажного транспортного засобу марки MAN.

Проаналізуємо результати експериментальних досліджень енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів.

3.3 Енергонавантаженість і температурні напруження в вентиляваних серійних і удосконалених дисках гальм в різних умовах випробувань

### 3.3.1 Лабораторних

Фрикційні властивості пари тертя залежать у рівній мірі як від природи її матеріалів, так і від конструкції вузла тертя і режимів його роботи. Наявність великої кількості факторів, які впливають на ефективність електротермомеханічного тертя, в єдиному полі взаємодії в сукупності і взаємовпливі зумовлюють необхідність проведення великої кількості експериментальних досліджень стосовно пар тертя дисково-колодкового гальма. Ця обставина спонукала до пошуку шляхів отримання надійної інформації про енергонавантаженість вузлів тертя за більш короткі терміни і, по можливості, за меншої кількості випробовуваних виробів. У цьому сенсі теорія планування екстремальних експериментів займає важливе місце [23].

На рис. 3.8 представлено закономірність зниження атмосферного тиску повітря між парами тертя гальма в залежності від кутової швидкості гальмового диска.

Як видно з даної закономірності, при збільшенні кутової швидкості диска в 11,0 разів атмосферний тиск між парами тертя знижується приблизно у 8,6 разів.

Аналіз графічної залежності (рис. 3.9) показав:

– найбільший гальмовий момент розвивають пари тертя при  $f=0,45$  з розташуванням отворів на поясі тертя вентиляваних дисків під кутом і віялом;

– зміна коефіцієнта взаємного перекриття у межах 0,014 зумовлює зміну гальмового моменту від 5,2 до 3,3 в інтервалі зміни  $f$  від 0,3 до 0,45.

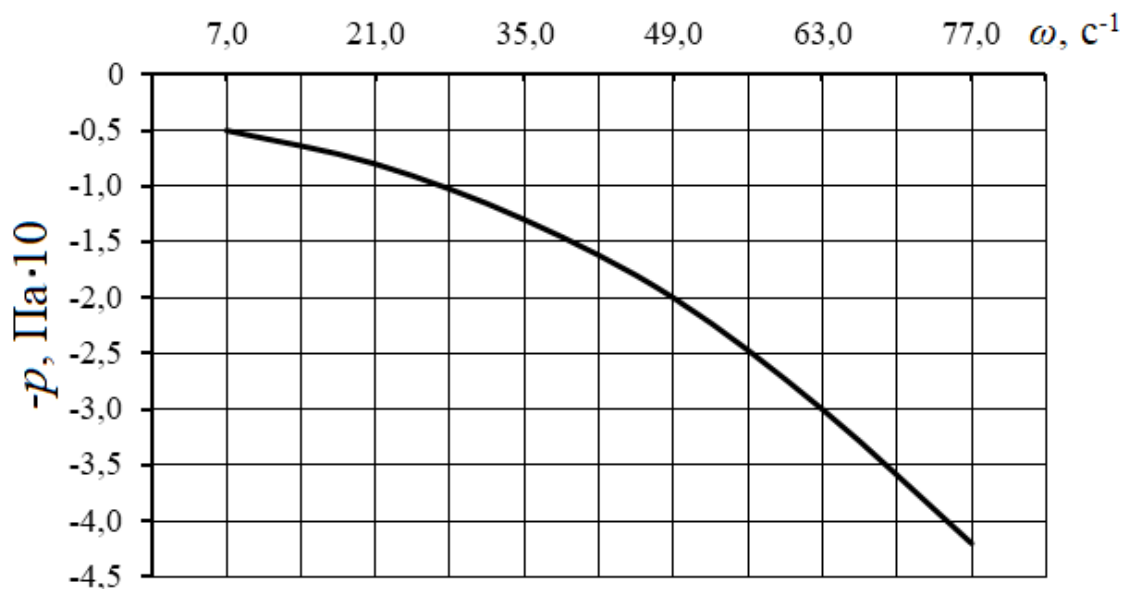


Рисунок 3.8 – Закономірність зниження атмосферного тиску між парами тертя гальма в залежності від швидкості руху транспортного засобу

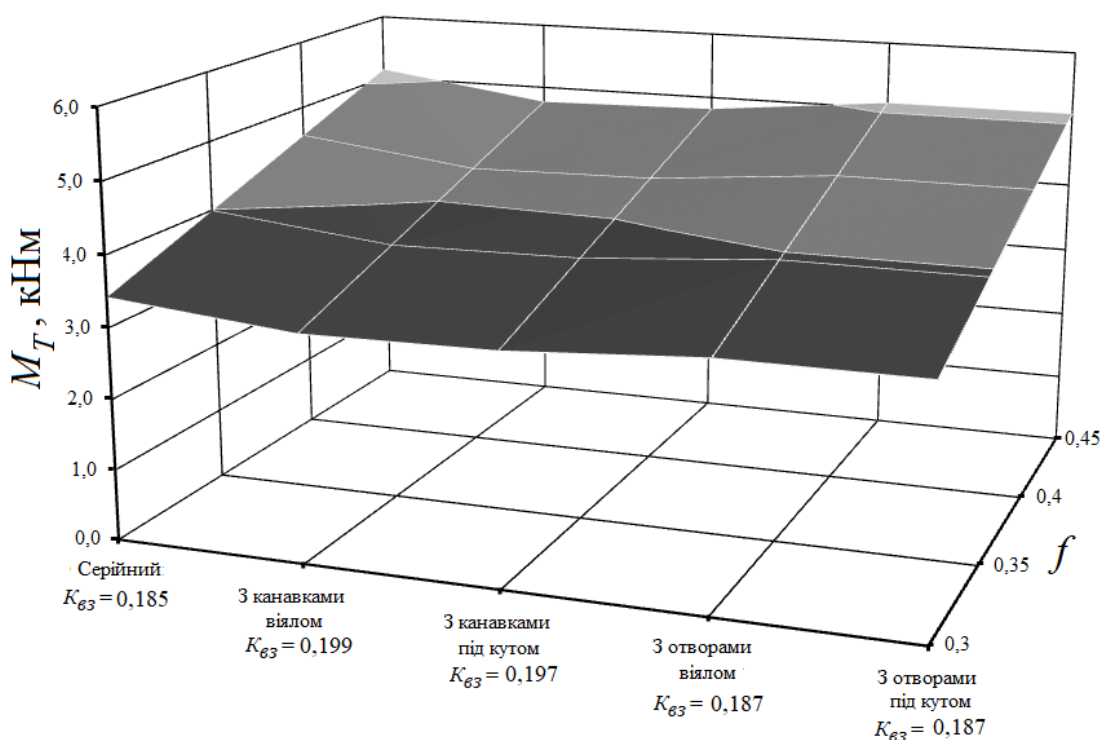


Рисунок 3.9 – Залежність гальмового моменту, що розвивається вентиляльованим дисково-колодковим гальмом з елементами охолодження, від динамічних коефіцієнтів тертя вантажного транспортного засобу марки MAN

На рис. 3.10 наведено закономірність зміни температури в парі тертя вентилязованого серійного і удосконаленого дисків гальма в залежності від часу гальмування при лабораторних дослідженнях.

Аналіз даних (див. рис. 3.10) показує, що в серійному вентилязованому гальмовому диску температури на поверхні тертя на 5,6% є вищими, ніж в удосконаленому. Це пояснюється більш розвиненою поверхнею теплообміну на поясі тертя вдосконаленого диска у вигляді вентиляційних отворів і канавок.

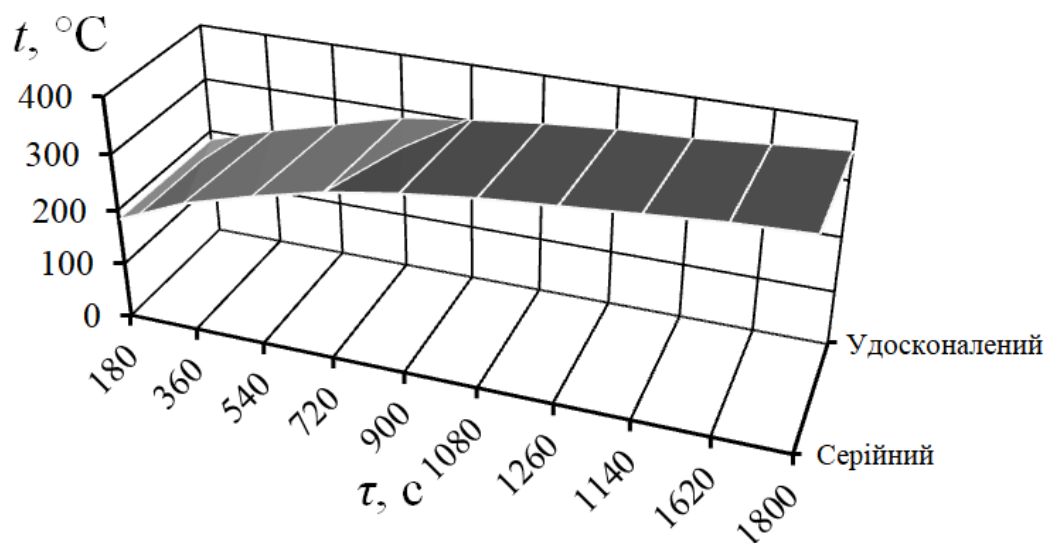


Рисунок 3.10 – Закономірність зміни поверхневої температури пари тертя фрикційного вузла дисково-колодкового гальма з вентиляваним серійним і удосконаленим гальмовим диском в часі при його стендових дослідженнях

Обробку експериментальних даних, що стосуються зміни тиску повітря і температури в парі тертя дисково-колодкового гальма, наведено в додатку Е, табл. Е.1 – Е.3.

### 3.3.2 Експлуатаційних

Експлуатаційні випробування проводили згідно з вимогами Правил №13 СЕК ООН [34]. Вантажний транспортний засіб марки MAN моделі TGA26.430 (з масою 26,0 т) відноситься до категорії транспортних засобів  $N_3$ . Проводили випробування типу I (20-ть циклів гальмування) при прогрітих фрикційних вузлах гальм (початкова температура робочих поверхонь  $100\text{ }^\circ\text{C}$ ) безперервним



гальмуванням із сталою інтенсивністю протягом 2,5 хвилин. Випробування типу II проводили гальмуванням протягом 12-ти хвилин (аналог затяжного спуску). При цьому випробування проводили при вимушеному охолодженні пар тертя гальма.

На рис. 3.11 і рис. 3.12 наведено закономірності зміни поверхневої температури вентилязованого серійного та удосконаленого гальмового диску від часу гальмування на попередньому етапі випробувань типу I і II вантажного транспортного засобу марки MAN.

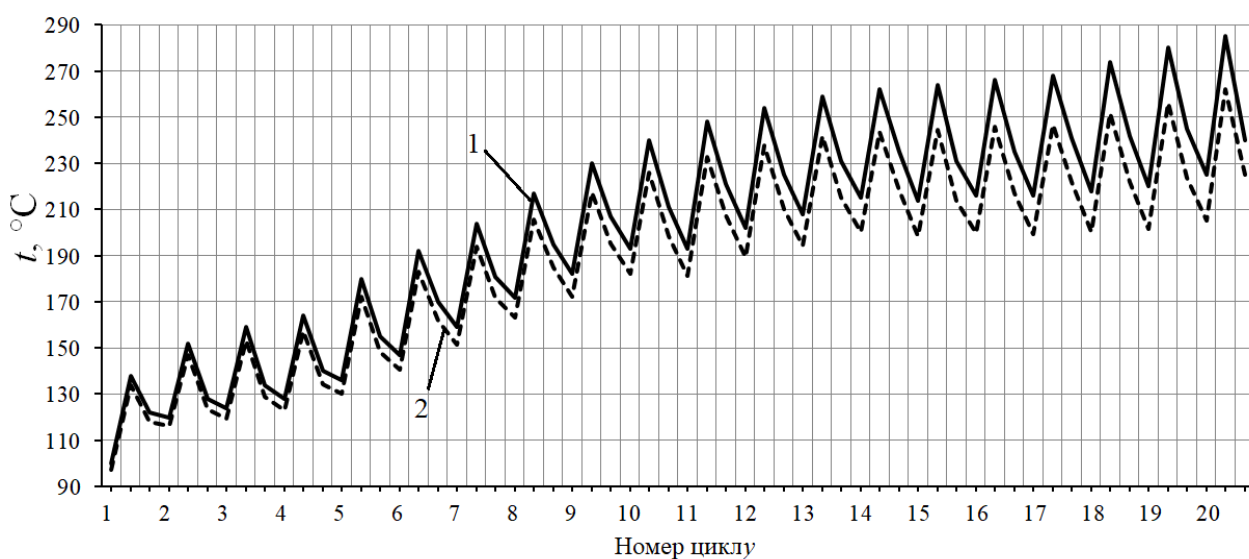


Рисунок 3.11 – Закономірності зміни поверхневої температури вентилязованого серійного (крива 1) та удосконаленого (крива 2) гальмових дисків в залежності від циклу гальмування на попередньому етапі випробувань типу I вантажного транспортного засобу марки MAN

Аналіз зміни рівня енергонавантаженості пар тертя гальма на I і II типах випробувань показав, що поверхневі температури різняться в середньому на 21 °C. При цьому мало місце імпульсне і довготривале підведення теплоти до пар тертя гальма. Окрім того, у двох режимах спостерігаються усталені теплові режими серійного і з елементами охолодження вентилязованих гальмових дисків.

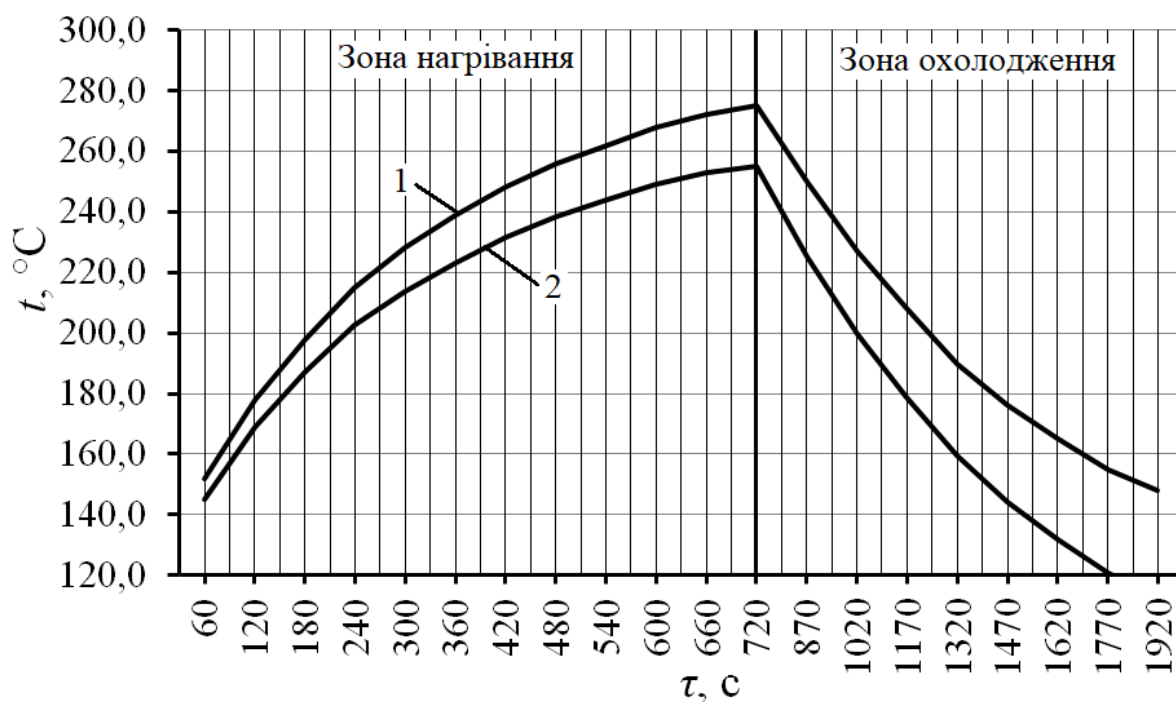


Рисунок 3.12 – Закономірності зміни поверхневих температур при нагріванні і вимушеному охолодженні вентиляційного серійного (крива 1) та удосконаленого (крива 2) гальмових дисків вантажного транспортного засобу марки MAN на етапі випробовувань типу II

Зниження поверхневої температури пояса тертя вентиляційного диска з елементами охолодження (рис. 3.13) визначали протягом 100 обертів колеса в залежності від усталеної швидкості руху транспортного засобу. При цьому шлях склав приблизно 2,5 км.

Після проведеного аналізу отриманих експериментальних даних доведено, що удосконалені гальмові диски при експлуатаційних випробуваннях сприяють зменшенню температури в парі тертя до 8,5%. Варто зазначити, що ефективність вимушеного охолодження на початкових циклах (перших чотирьох) гальмування мало відрізняється (приблизно на 2,1%), проте при збільшенні часу експериментальних випробувань вона зростає.

Обробку експериментальних даних, що стосуються зміни поверхневої температури в парі тертя дисково-колодкового гальма при експлуатаційних випробуваннях наведено в додатку Ж, табл. Ж.1-Ж.5.

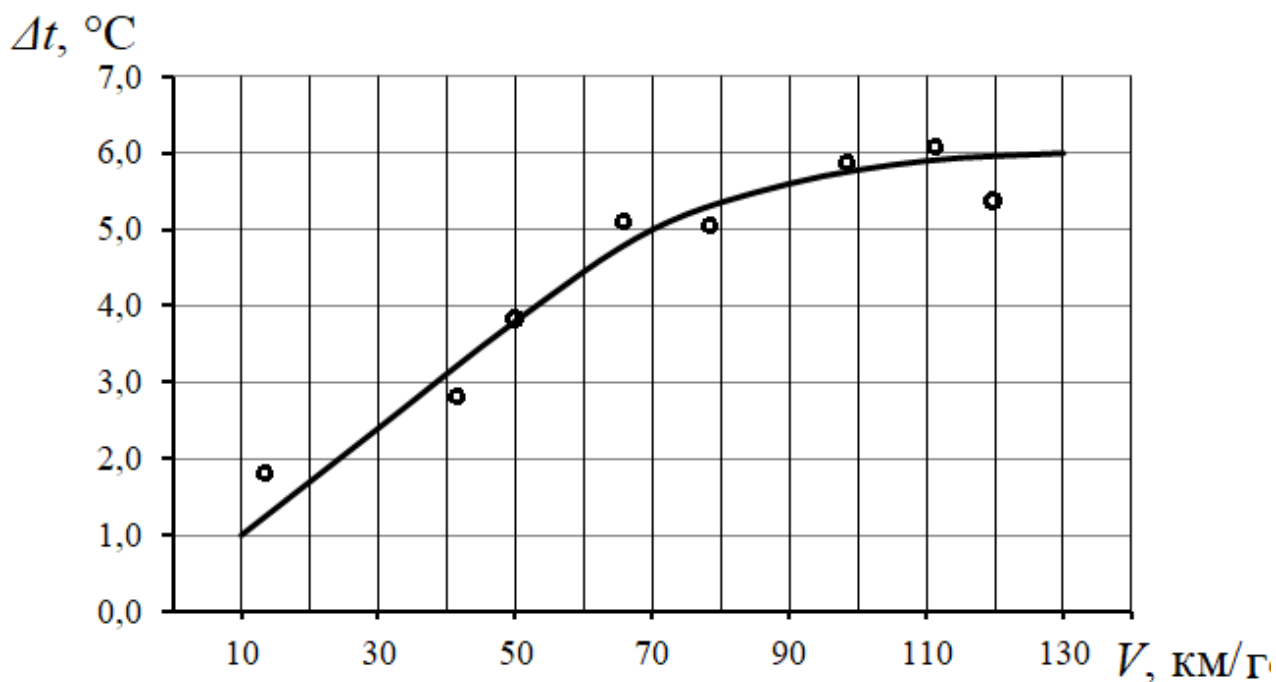


Рисунок 3.13 – Закономірність зниження поверхневої температури пояса тертя вентильованого гальмового диска з елементами охолодження дисково-колодкового гальма за сто обертів колеса в залежності від усталеної швидкості руху транспортного засобу

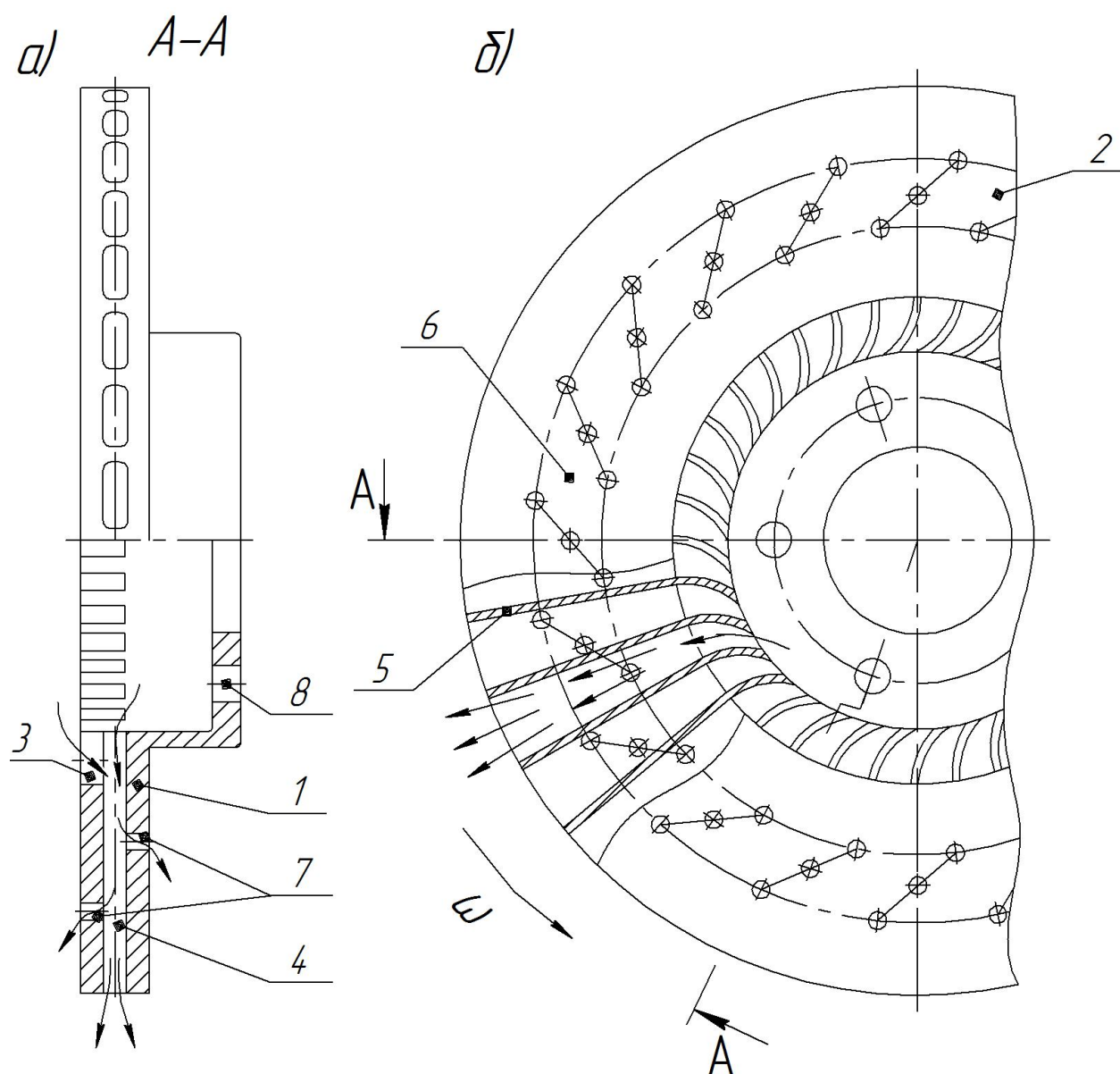
За результатами виконаних експериментальних досліджень проведено кореляційно-регресивний аналіз отриманих даних. Отримано поліноміальні залежності, які описують зміну поверхневої температури від часу при попередньому етапі випробовувань типу І вантажного транспортного засобу марки MAN, відповідно, для вентильованого серійного та удосконаленого гальмових дисків. Ці залежності мають вигляд:

$$t = 7 \cdot 10^{-13} \tau^5 - 2 \cdot 10^{-9} \tau^4 + 1 \cdot 10^{-6} \tau^3 - 0,0002 \tau^2 + 0,1662 \tau + 114; \quad (3.1)$$

$$t = 6 \cdot 10^{-13} \tau^5 - 2 \cdot 10^{-9} \tau^4 + 1 \cdot 10^{-6} \tau^3 - 0,0002 \tau^2 + 0,158 \tau + 110,57; \quad (3.2)$$

Величини вірогідності апроксимації для рівнянь (3.1) і (3.2), відповідно, дорівнюють  $R^2 = 0,833$  та  $R^2 = 0,812$ .

Розглянемо роботу вдосконаленого вентильованого диска в складі гальма вантажного транспортного засобу марки MAN у двох режимах: гальмовому й вільного обертання колеса (рис. 3.14 а, б).



1 – напівдиск з фланцем; 2 – напівдиск; 3 – забірні отвори;  
 4 – вентиляційні канали; 5 – радіальні ребра; 6 – пояси тертя диска;  
 7 – вентиляційні отвори, розташовані під кутом; 8 – кріпильні отвори;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання диска;  $\rightarrow$  напрямок руху повітряних потоків

Рисунок 3.14 а, б – Удосконалений вентиляований гальмовий диск (а) та його складний розріз по А–А (б)

При русі вантажного транспортного засобу марки MAN потоки повітря, які омивають гальмовий механізм, крізь забірні отвори 3 попадають у вентиляційні канали 4. При проходженні по вентиляційних каналах повітря

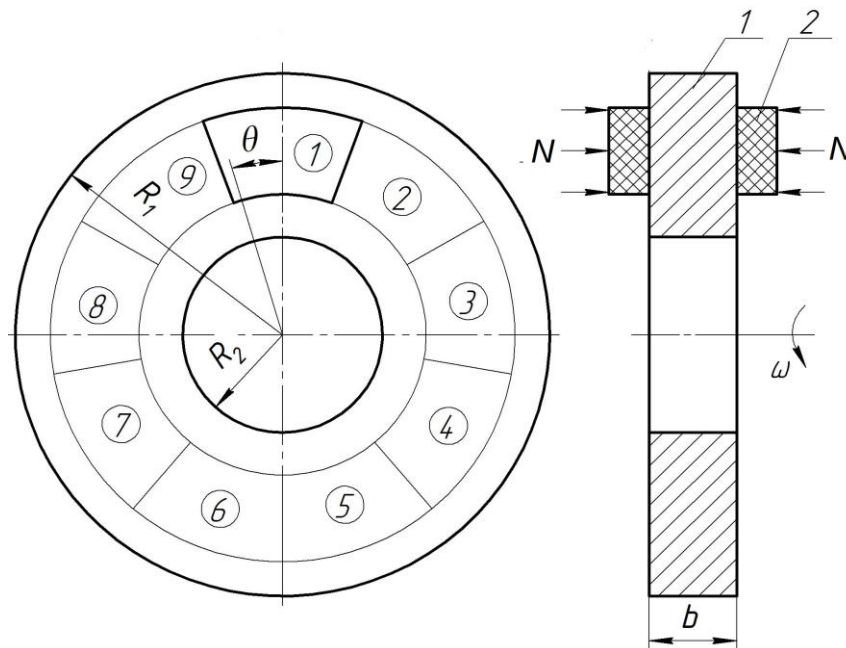
охолоджує поверхні напівдиска з фланцем 1 і напівдиска 2, а також радіальні ребра 5. При цьому повітря змінює свої термодинамічні параметри в процесах: стискання (переріз забірних отворів 3) – стискання (на початку входу в конфузори вентиляційних каналів 4) – розширення. Повітря, що виходить, ділиться на два потоки. Більша частина повітря крізь вентиляційні канали 4 повертається в атмосферу, а менша частина стискається у вентиляційних отворах 7, розташованих під кутом на поясі тертя 6 гальмового диска.

Інтенсивність охолодження зовнішніх і внутрішніх поверхонь вентиляційного гальмового диска залежить від витрати омиваючого повітря за одиницю часу, тобто від швидкості руху транспортного засобу. Додатковим ефектом для циркулюючого повітря в порожнинах обертаючого диска є постійне формування об'ємних вихорів, які мають охоложені ядра, що сприяє зниженню температури повітряних потоків.

На рис. 3.15 показано кількісну оцінку перекриття поверхнями накладок пояса тертя диска. Згідно з рис. 3.14 *a* вентиляційні отвори 7, розташовані під кутом на поясі тертя 6 диска, з'єднано з вентиляційними каналами 4. У процесі гальмування нерухомі робочі поверхні накладок 2 перекривають вентиляційні отвори 7, сприяючи тим самим збільшенню швидкості повітряних потоків у вентиляційних каналах 4, що зумовлює збільшення в них кількості повітряних потоків. При цьому в місці контакту робочих поверхонь накладок 2 з поясами тертя 6 диска між їхніми мікровиступами при перекритті вентиляційних отворів 4 формуються плоскі повітряні вихорі, знижуючи локально енергонавантаженисть пар тертя гальма.

Дисково-колодкове гальмо з елементами охолодження в режимі руху та гальмування транспортного засобу працює так. У режимі гальмування робочі поверхні накладок колодок фрикційно взаємодіють з поясом тертя диска гальма. При цьому робочі поверхні накладок миттєво перекривають отвори 4 і 5 або канавки 6 і 7 (див. рис. 2.3 *д, е, ж, з*). Ефект охолодження в першому випадку є мінімальним, а в другому випадку формується плоский вихор, при якому охолоджувальний ефект омиваючого повітря значно зростає. Відкрита

частина поверхні пояса тертя диска з отворами 4 і 5 залежно від градієнта тиску омиваючого повітря може «прошиватися» ним, або гальмуватись у тілі диска. Канавки 6 і 7 сприяють завихренню омиваючого повітря і його «відскоку» від поверхонь пояса тертя. У цьому випадку ефект охолодження є незначним.

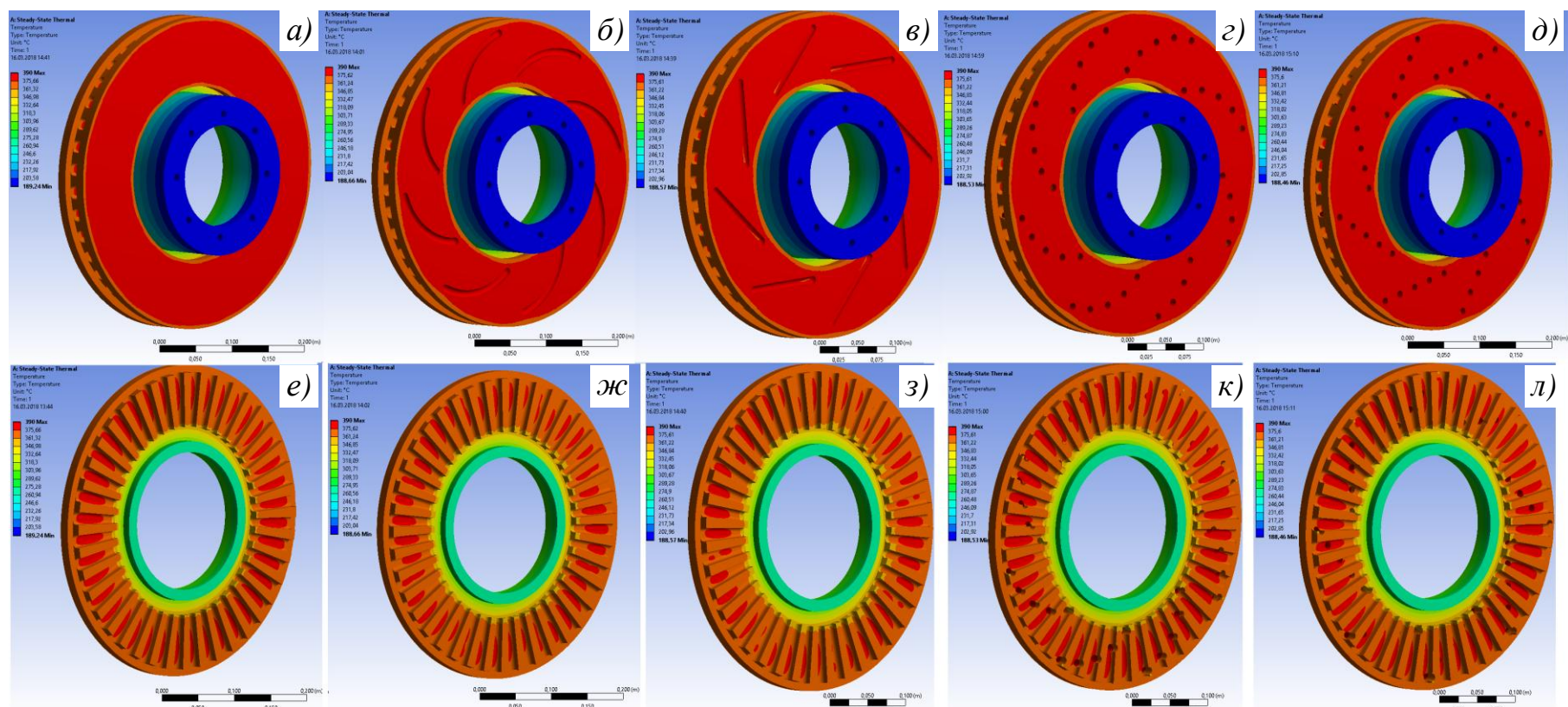


1 – гальмовий диск; 2 – фрикційні накладки;  $N$  – імпульсне нормальне зусилля;  $\omega$  – кутова швидкість диска

Рисунок 3.15 – Кількісна оцінка перекриття накладками пояса тертя диска за один оберт

У гальмовому режимі диск обертається уповільнено. У режимі руху транспортного засобу колесо з гальмовим диском обертається набагато швидше, тому повітрообмін омиваючого повітря інтенсифікується, а отже, ефективність охолодження є набагато вищою.

Як видно з рис. 3.16 а, б, в, г, д, е, ж, з, к, л, виконані елементи охолодження на робочій поверхні вентильованого диска зменшують енергонавантаженисть у середньому від 11,1 до 15,6 %. При порівнянні з серійним диском найбільше зменшення середньої об'ємної температури



*a, e* – серийного; з різним розташуванням на поясі тертя дисків; *б, ж* – канавок віялом; *в, з* – канавок під кутом; *г, к* – отворів віялом; *д, л* – отворів під кутом

Рис. 3.16 *a, б, в, г, д, e, ж, з, к, л* – Термограми диска з фланцем дисково-колодковому гальма вантажного транспортного засобу марки MAN (*a, б, в, г, д*) і перерізу диска по вентиляційних каналах, що утворені радіальними ребрами (*e, ж, з, к, л*)

спостерігається в диску з канавками віялом на його робочій поверхні (15,6%) і менше – з канавками під кутом (13,2%). При наявності перфорації віялом на робочій поверхні спостерігалось зменшення об'ємної температури на 13,6%, а з перфорацією під кутом – на 11,1 %.

Оцінимо залишкові термічні напруження в тілі гальмового диска.

### 3.4 Залишкові термічні напруження у тілі гальмового диска

Залишковими називають напруження, що існують у тілі диска при відсутності зовнішніх силових впливів на нього. В інтервалі часу між гальмуваннями наявність цих напружень зумовлена нерівномірністю розподілення температури по об'єму тіла диска з фланцем, утворенням під час нагрівання при фрикційній взаємодії пар тертя гальма або вимушеному охолодженні їх поверхневих шарів нових структур з іншою густиною, наявністю включень і ін. Залишкові напруження утворюють рівноважну систему. Залежно від об'єму, який охоплюється цією системою, розрізняють власні напруження трьох родів. Напруження першого роду врівноважуються у великих об'ємах, якими є гальмові диски з фланцем, тобто на мілірівні. Напруження другого роду (мікронапруження) врівноважуються в межах одного або декількох кристалічних зерен.

Фрикційна взаємодія пар тертя «диск-накладки» сприяє виникненню на його поясі тертя шліфувальних подряпин. Останні являють собою сітку павутиноподібних або окремих довільно спрямованих поверхневих розривів, що утворювалися при шліфуванні пояса тертя диска, матеріал якого має високу крихкість, твердість і знижену теплопровідність. При терті мікротріщини поширюються на границі зерен у поверхневому шарі металу диска.

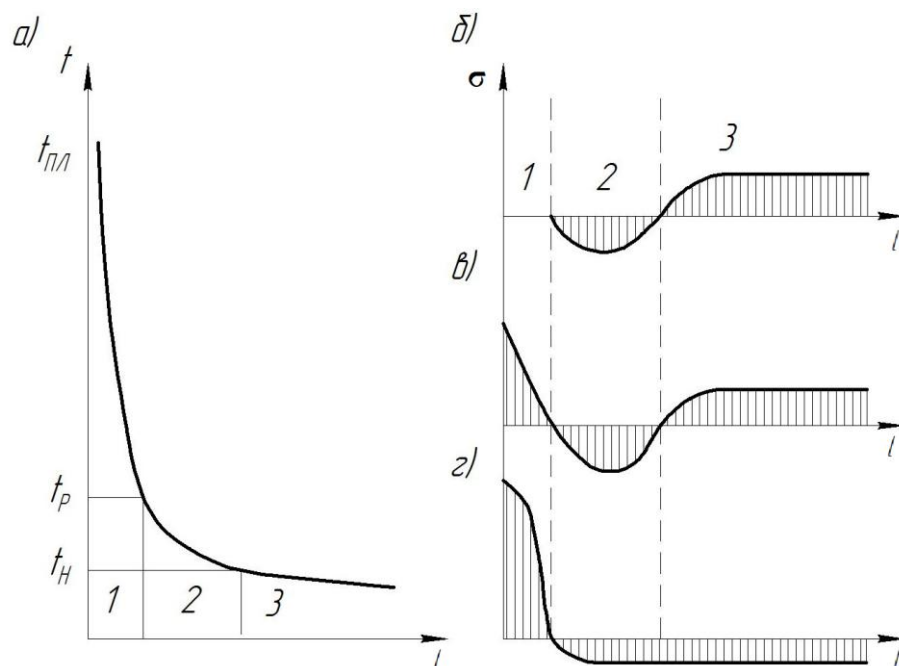
Напруження третього роду – субмікроскопічні викривлення кристалічних ґраток [32].

Напруження другого й третього роду не мають орієнтування відносно осей гальмового диска.



Пластична деформація спричиняє зменшення густини металу поверхневого шару диска або збільшення його питомого об'єму. Пластично деформований при електротеромеханічному терті шар не може вільно збільшуватися в об'ємі, цьому перешкоджає недеформований метал приповерхневого шару пояса тертя гальмового диска. При цьому в поверхневому шарі диска проявляються напруження стискання, а в іншій його частині – напруження розтягання. Це міркування припускає, що деформований поверхневий шар не перебуває навіть частково в стані повзучості.

Залежно від температури метал може бути в пружному й пластичному стані повзучості, сили пружності не проявляються, і деформація відбувається без прагнення металу до відновлення форми. Температуру  $t_p$  переходу з пружного стану металу в пластичне можна прийняти  $450\text{ }^\circ\text{C}$  для вуглецевих сталей та  $550\text{ }^\circ\text{C}$  – для легованих (рис. 3.17 а).



б – розподіл напруження в тілі диска; в – напруження після вимушеного охолодження поверхневого шару до температури  $t_p$ ; г – залишкові температурні напруження

Рисунок 3.17 а, б, в, г – Закономірності зміни температур (а) і епюри напружень (б, в, г) від температурного впливу залежно від відстані від поверхневого шару пояса тертя диска при гальмуванні:

Середня поверхнева температура сталевго пояса тертя гальмового диска залежить від режиму гальмування (екстреного, циклічного або тривалого) і досягає 400,0...500,0 °С. Нагрівання поверхневого шару металу при електротермомеханічному терті зумовлює утворення у ньому температурних напружень. Припустимо, що в процесі електротермомеханічного тертя поверхневий шар диска (див. рис. 3.17 *а, б*) перебуває в стані повзучості. У цьому шарі діють внутрішні напруження, тобто, присутні залишкові напруження.

Отже, при електротермомеханічному терті в поверхневому шарі пояса тертя гальмового диска під впливом пластичної деформації при відсутності повзучості розвиваються залишкові напруження стискання. Тепловий ефект від тертя призводить до появи розтягувальних напружень. Оскільки два фактори діють спільно, то знак залишкового напруження в поверхневому шарі залежить від того, який з факторів превалує. Зрозуміло, якщо температура на поверхні пояса тертя диска поверхні не перевищує допустиму, то температурні напруження є тимчасовими, після вирівнювання об'ємної температури вони зникають (усталений тепловий режим).

У шарі 2 (див. рис. 3.17) з температурою вище допустимої виникають напруження стискання, а в шарі 3 – напруження розтягу. Ці напруження є тимчасовими. Як тільки поверхневий шар охолоджується до температури  $t_p$ , він стає пружним. Зустрічаючи опір стисканню, він виявляється розтягнутим в коловому напрямку. У шарі 2 стискаючі напруження зростають. При подальшому охолодженні до повного вирівнювання температури по глибині металу розтягувальні напруження в шарі 1 зростають, а шари 2 і 3 досягають усталеної температури, що врівноважує нормальні напруження. За характером залишкові температурні напруження, як і ті, що зумовлені пластичною деформацією, є напруженнями першого роду. Проте через неоднаковий складний теплообмін полірованих поверхонь (пояси тертя) і матової поверхні гальмового диска з фланцем і різного ступеня пластичної деформації виникають також одиночні напруження другого роду.

### 3.5 Термічні напруження в вентильованих гальмових дисках

Численні дослідження [70, 141 і ін.] показали, що тріщиноутворення починається в зоні, яка відповідає максимальним температурним напруженням, які накладаються на механічні напруження, тобто в зоні внутрішнього радіуса пояса тертя диска (приблизно при  $R=0,136$  м).

Результати розрахунків напружень, що виникають у різних типах дисків, наведено в додатку 3 у табл. 3.1 і 3.2 .

При розгляді загальної картини розподілу напружень у лівому напівдиску серійного диска (рис. 3.18) слід зазначити таке:

– радіальні й колові напруження, що виникають від дії відцентрових сил, є невеликими, вони не перевищують 1,8 МПа; колові напруження зменшуються від внутрішнього радіуса диска до зовнішнього, а радіальні зростають у напрямку до середнього радіуса й потім зменшуються до зовнішнього;

– механічні напруження від дії питомих навантажень виникають у місцях контакту і становлять 2,5 МПа на зовнішній та 4,3 МПа на внутрішній поверхні напівдиска; різниця в цих значеннях пояснюється тим, що на зовнішню поверхню діє накладка всією площею робочої поверхні, а на внутрішню – тільки сумарна площа перерізу ребер жорсткості, яка є меншою, ніж площа накладки. До того ж питомі навантаження на внутрішню поверхню передаються ще й через правий напівдиск;

– температурні напруження необхідно розглядати окремо на зовнішній і внутрішній поверхнях напівдиска. На зовнішній поверхні максимальні напруження виникають у зоні внутрішнього радіуса на кромці при переході у фланець, яка є защемленою, внаслідок чого при нагріванні диск вигинається. На внутрішній поверхні зона максимальних температурних напружень виникає там же, тобто на внутрішньому радіусі (і досягає приблизно 180 МПа), тільки розподіляються вони не лінійно, а хвилеподібно. Починаючи з серединного

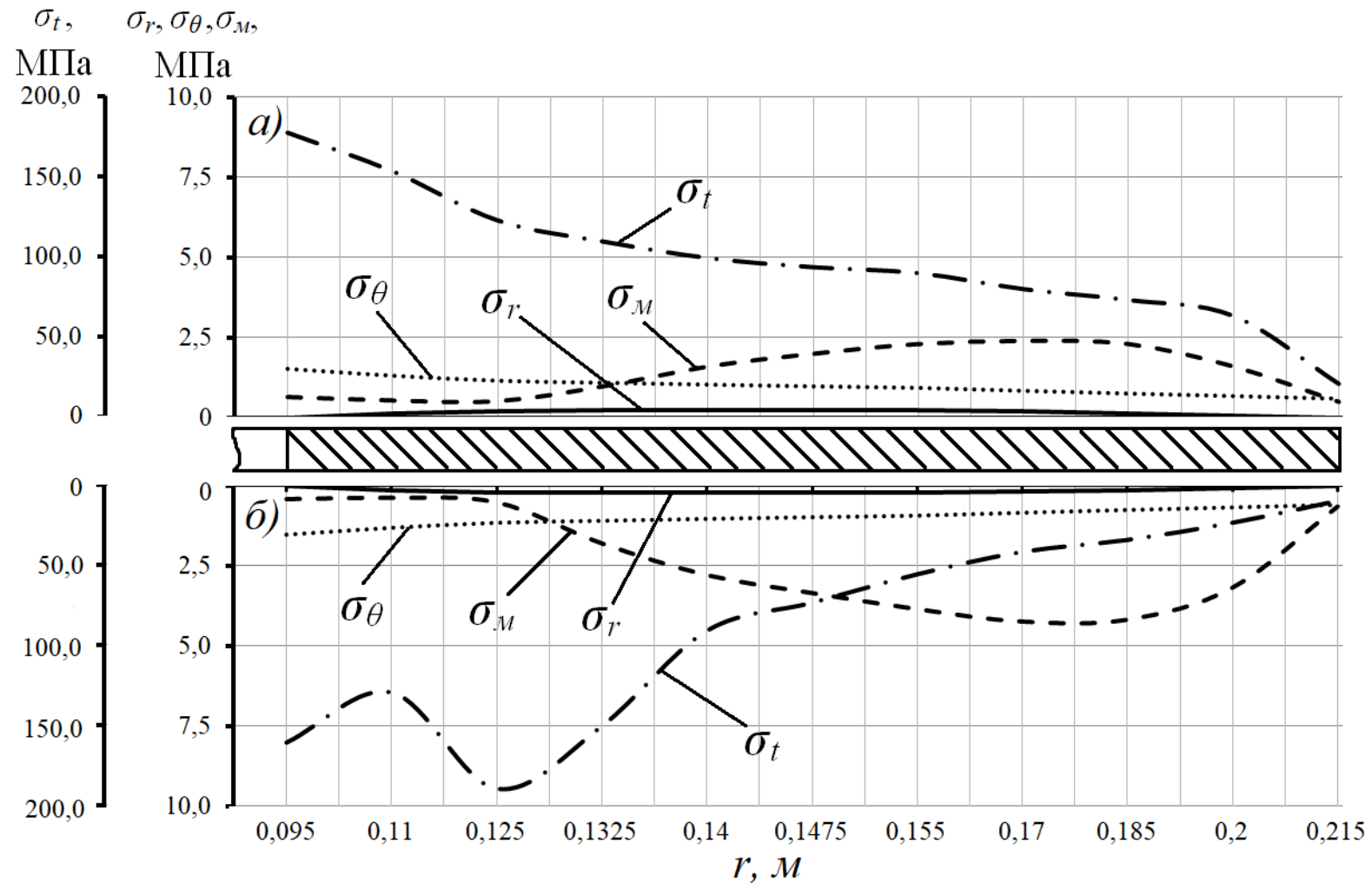


Рисунок 3.18 *a, б* – Розподіл різних видів напружень, що виникають в тілі лівого напівдиска серійного гальмового диска транспортного засобу марки MAN в залежності від радіуса зовнішньої (*a*) і внутрішньої (*б*) поверхонь напівдиска:  $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_M, \sigma_t$  – напруження: радіальні і колові, що виникають від дії відцентрових сил; механічні і температурні, що виникають при фрикційній взаємодії

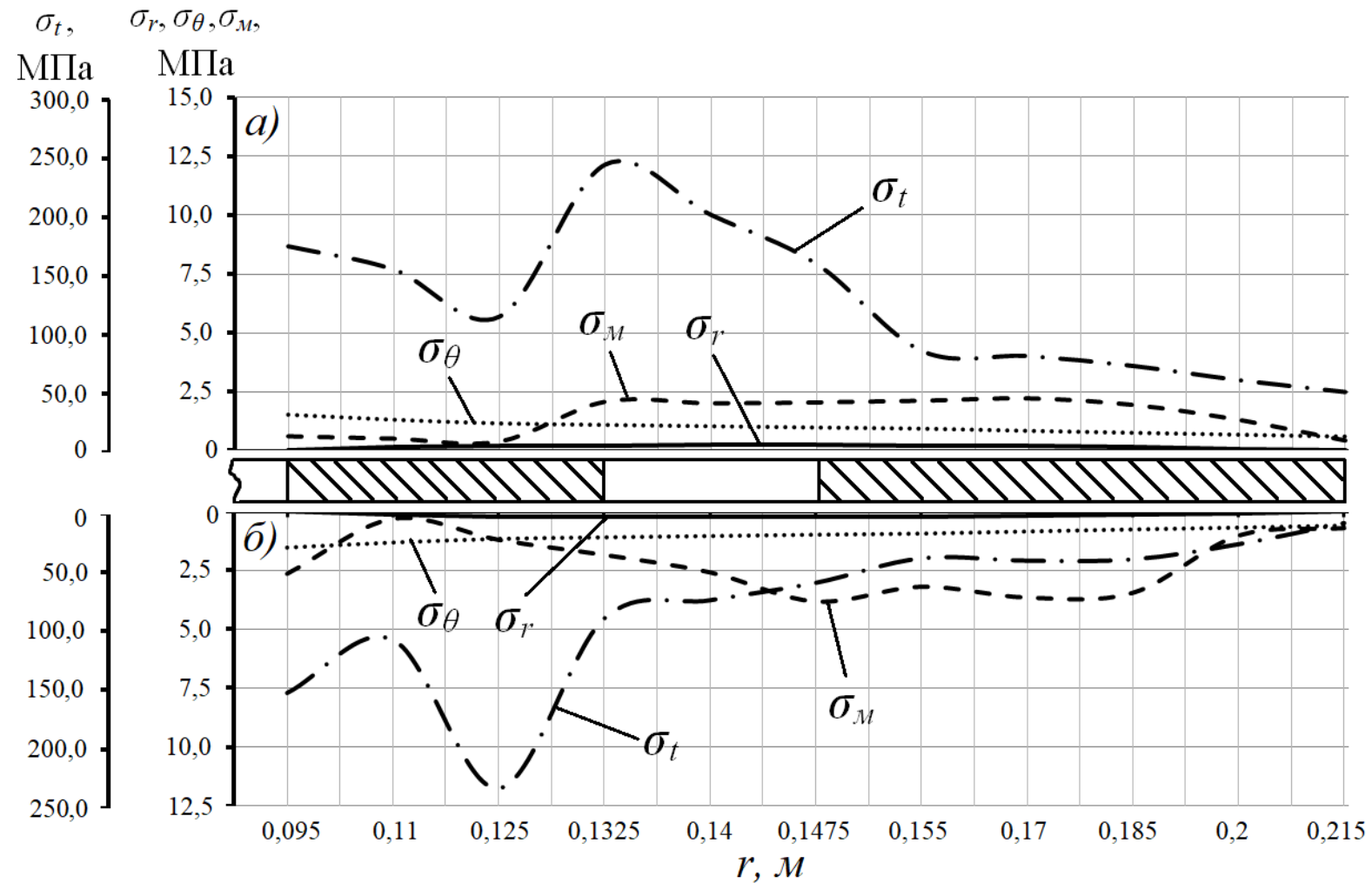


Рисунок 3.19 *a, б* – Розподіл різних видів напружень, що виникають в тілі лівого напівдиска гальмового диска з отворами (переріз по внутрішньому отвору) транспортного засобу марки MAN в залежності від радіуса зовнішньої (*a*) і внутрішньої (*б*) поверхонь напівдиска:  $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_M, \sigma_t$  – напруження: радіальні і колові, що виникають від дії відцентрових сил; механічні і температурні, що виникають при фрикційній взаємодії

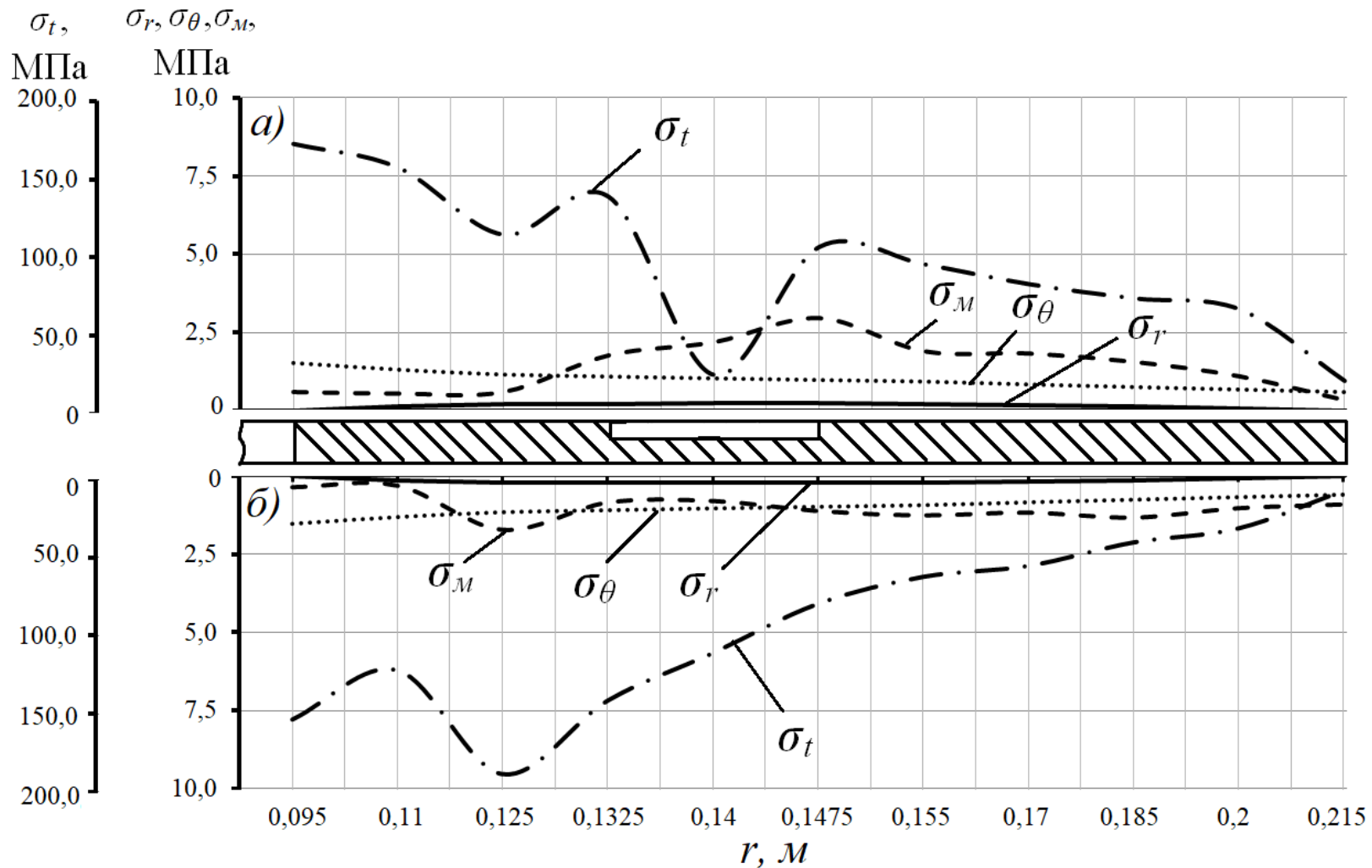


Рисунок 3.20 *a, б* – Розподіл різних видів напружень, що виникають в тілі лівого напівдиска гальмового диска з канавками (переріз по нижній частині канавки) транспортного засобу марки MAN в залежності від радіуса зовнішньої (*a*) і внутрішньої (*б*) поверхонь напівдиска:  $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_M, \sigma_t$  – напруження: радіальні і колові, що виникають від дії відцентрових сил; механічні і температурні, що виникають при фрикційній взаємодії

радіуса диска й закінчуючи зовнішнім, напруження на внутрішній поверхні приблизно в 2,0 рази є меншими, ніж на зовнішній. Пояснюється це тим, що на внутрішній поверхні є вентиляційні ребра, які в цьому випадку є ребрами жорсткості.

При дослідженні варіантів гальмового диска з отворами і з канавками (рис. 3.19 і рис. 3.20) розглядали перерізи по внутрішніх отворах і заокругленнях канавок, як найенергонавантажениших. У цих напівдисках розподіл напружень відбувається так само, як і в серійному диску, тільки в зоні нижнього отвору й канавки на зовнішній поверхні спостерігається стрибок температурних і механічних напружень. Слід зазначити, що максимальний стрибок температурних напружень відбувається в точці, яка лежить у місці перетину контура отвору лінією, що проходить через центр отвору або центр заокруглення канавки й центр гальмового диска. Це можна пояснити тим, що диск вигинається і отвори й канавки деформуються. На внутрішній поверхні наявність отворів і канавок майже не впливає на розподіл температурних напружень, механічні напруження зменшалися в 1,5–2,0 рази.

Установлено, що тріщиноутворення виникає біля отвору або канавки (приблизно при  $R=0,1325$  м), у місці великого стрибка температур і найбільшого градієнта температурних напружень.

За результатами проведених експериментальних досліджень вентилятованих дисків гальм категорій транспортних засобів розроблено метод оцінки їхнього теплового балансу (додаток К).

### 3.6 Прогнозування виникнення осередків мікротріщин на поясах тертя різних типів гальмових дисків

У процесі гальмування транспортного засобу в результаті дії сил тертя, які виникають при фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок колодок з поясами тертя диска, їхні поверхні нагріваються й досягають високих температур. Підвищення поверхневих градієнтів температур диска призводить

до його аксіального перекосу (екрануванню). Температурні деформації в місцях з'єднання неробочих поверхонь дисків з ребрами, що утворюють вентиляційні канали, спричиняють хвилястість або горбатість поверхні тертя диска, що сприяє збільшенню питомих навантажень у парах тертя й призводить до виникнення локальних температурних плям на поясах тертя диска. Це зумовлює погіршення зносо-фрикційних властивостей і міцності зв'язків структурних новоутворень. При тривалій дії поверхневих і глибинних температурних градієнтів значної величини у тілі вентильованих дисків зароджуються й розвиваються мікротріщини з подальшим виходом тріщин на зовнішню поверхню їхніх поясів тертя.

Гальмовий диск на поясах тертя піддається симетричному циклу навантаження при виконанні на їхніх поверхнях рядів отворів, які розташовані під кутом або віялом. При цьому в зоні концентратора напружень (виконаного отвору) напівцикли розтягання породжують додаткові залишкові напруження стискання для напівциклу стискання. Напівцикли стискання формують додаткові залишкові напруження розтягання для напівциклу розтягання, збільшуючи амплітудні напруження циклу на величину залишкових напружень (рис. 3.21).

Матеріали, з яких виготовлені гальмові диски, при фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу піддаються імпульсним, циклічним і тривалим динамічним і тепловим навантаженням. При створенні нових матеріалів дослідники прагнуть одержати високі характеристики повзучості, тривалої міцності й релаксаційної стійкості. Проте тільки за цими критеріями не можна оцінити, наприклад, міцність диска, який працює при підвищених температурах, коли повзучість його поверхневого шару ще практично не проявляється. У цих умовах, як і у випадку короткочасних локальних перегрівів ділянок пояса тертя диска, опір його матеріалу доцільніше оцінювати за характеристиками короткочасної міцності при даній об'ємній температурі.



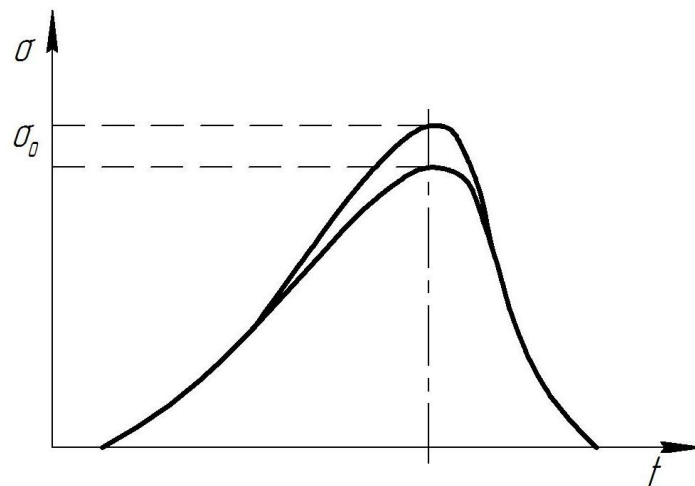


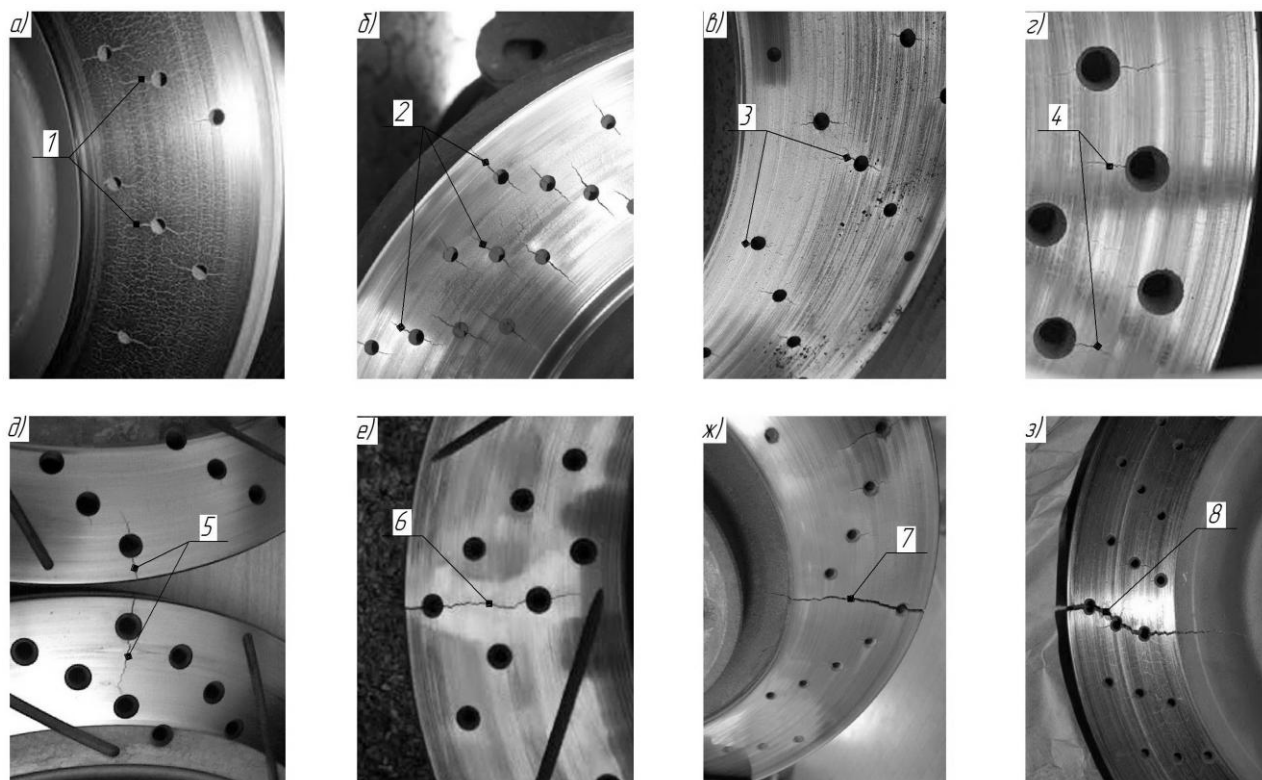
Рисунок 3.21 – Залежність напруження  $\sigma$  від поверхневої температури  $t$  при визначенні області працездатності пояса тертя з отворами диска ( $\sigma_0$  – залишкові напруження) [9]

Численні дослідження [9, 32, 97 та ін.] механічних властивостей високоміцної сталі показали, що спостережуване з підвищенням температури скорочення області безпечних станів супроводжується деякою зміною форми граничних кривих. Найпомітнішим є скорочення областей, відповідних до менших допусків на залишкову деформацію. При цьому з підвищенням температури експериментальні точки переміщуються усередину еліпса Мізеса ближче до прямокутника Кулона.

Тривалість експлуатаційного циклу дисково-колодкового гальма транспортного засобу визначається величиною допустимого зношування фрикційних накладок, а відповідальність за виникнення й розвиток осередків мікротріщин на поясі тертя диска лягає тільки на його напружений і деформований стан.

Під час досліджень на гальмових дисках виявлено локальні ділянки мікротріщин, які знаходяться на їхніх поясах тертя (рис. 3.22 а, б, в, г), де руйнування відбувалося по площинах, перпендикулярних напрямку максимальних напружень. Відомо, що процес утворення й тип ділянки з мікротріщинами в значній мірі визначаються кількістю енергії, накопиченої в приповерхньому шарі пояса тертя диска. Вид руйнування (зміщенням,

нормальними й температурними напруженнями) визначається швидкістю поширення мікротріщин по ділянках пояса тертя диска.



1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – локальні мікротріщини й макротріщини на поверхні диска

Рисунок 3.22 *а, б, в, г, д, е, ж, з* – Осередки виникнення мікротріщин при розташуванні отворів під кутом (*а, б, в*) і віялом (*г*), а також комбінованих варіантів (отворів з канавками) [*д, е*], виконаних у гальмових дисках, і тріщини на їхніх поверхнях (*е, ж, з*)

При електротермомеханічному терті в дисково-колодковому гальмі виникнення й розвиток мікротріщин відбувається на робочій поверхні диска, а руйнування, спричинене тріщиною, – по твірній диска. Ретельний огляд гальмових дисків (рис. 3.22 *д, е, ж, з*) з утвореними тріщинами руйнування показав, що руйнування поверхні у всьому інтервалі поверхневих і об'ємних градієнтів температури відбулося через зрушення за рахунок сил тертя. Кут

нахилу мікротріщин становив приблизно  $45^\circ$  з площиною, дотичною до поверхні диска.

Розтріскування поверхонь тертя в результаті термічного впливу спостерігається на бандажах залізничних коліс, а також чавунних і сталевих елементів тертя, відповідно, барабанних і дискових гальм транспортних засобів.

Гальмові пристрої поглинають значні потужності, які зростають з підвищенням швидкості руху і маси транспортних засобів. Вимога мінімального гальмового шляху визначає малу тривалість гальмування й досить інтенсивне нагрівання поверхонь з утворенням великих термічних напружень. У результаті цього на поверхнях тертя можуть з'явитися тріщини. На барабанах і дисках транспортних засобів тріщини розташовуються майже регулярно поперек їхньому поясу тертя (див. рис. 3.22 *е, ж, з*).

Проаналізуємо характер макротріщин, представлених на рис 3.22 *а, б, в, г*, яким піддані гальмові диски транспортного засобу через двостороннє нагрівання їхніх поясів тертя:

- наскрізні отвори є концентраторами механічних напружень, на які накладаються температурні напруження, спричинені великими поверхневими температурними градієнтами;

- наявність канавок під кутом на поверхнях гальмового диска, виконаних глибиною 0,1–0,12 від його товщини, компенсує ефект розширення тіла диска.

При дослідженні однобічного нагрівання металевго елемента тертя гальмового пристрою встановлено невідомі раніше закономірності виникнення й розвитку мікротріщин на його робочих поверхнях. У зв'язку з наявністю концентраторів механічних напружень і виникненням термонапружень через дію глибинних температурних градієнтів при електротермомеханічному терті мікровиступів металополімерних пар під впливом механічних, електричних і теплових полів імпульсного характеру в поверхневому шарі, утвореному з плям контактів мікровиступів, відбувається руйнування тонких плівок вторинних структур [143, 145]. Їхні поверхні піддаються механічному й термічному викривленню при високих амплітудах поточних напружень, до складу яких

входять постійні механічні й залишкові термічні напруження. Тут діють механізми електронної та іонної теплової поляризації різної інтенсивності, які послаблюють поверхневий шар. Одночасно в поверхневих і приповерхневих шарах металевго елемента тертя по його довжині й товщині формуються змінні глибинні температурні градієнти, що сприяють аперіодичним циклічним процесам «розширення (нагрівання) – стискання (охолодження)». Це зумовлює порушення нестійкої термодинаміки і, як наслідок, утворення сітки мікротріщин у вигляді фрактальної структури. Остання складається з багатокутників, тобто трикутників, що злилися, з різними площами ділянок концентрації термонапружень.

### Висновки

1. Оцінено енергонавантаженість серійних вентильованих і з елементами охолодження (отворами і канавками, розміщеними під кутом і віялом та їх комбінації на поясах тертя дисків) пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу марки MAN на циклічному режимі (тип I) гальмування. При русі транспортного засобу з різною швидкістю (30–90 км/г) ефективність вимушеного повітряного охолодження коливалася від 11 до 19 %.

2. Установлено закономірність зменшення коефіцієнта взаємного перекриття  $K_{\text{вз}}$  пар тертя дисково-колодкового гальма в складі вентильованих з елементами охолодження дисків та його вплив на основні експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма. Відхилення  $K_{\text{вз}}$  не перевищує 7,1 % і його зміна в цих межах не впливає на експлуатаційні параметри вентильованих гальмових дисків.

3. Установлено рівні питомих навантажень (від 1,5 до 3,5 МПа), динамічного коефіцієнта тертя (від 0,3 до 0,45), поверхневих температур (від 280 до 430 °С), поверхневих та об'ємних градієнтів з урахуванням зменшення коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя гальма вантажного транспортного засобу марки MAN в лабораторних та експлуатаційних умовах і зміни режимів

їх навантаження. Установлено вплив поверхневих й об'ємних температурних градієнтів на напружено-деформований стан різних типів дисків, урахування якого дозволяє запобігти виникненню мікротріщин у спряженнях «внутрішнє коло пояса тертя – тіло диска» і «диск – фланець». Оцінено напружено-деформований стан різних типів вентиляваних дисків з елементами охолодження на їх робочих поверхнях із залученням методу скінченних елементів за допомогою комп'ютерного моделювання.

4. Визначено залишкові термічні напруження, що виникають в тілі різних типів гальмових дисків і встановлено, що вони досягають 20,0 % від поточних термічних напружень при їхніх об'ємних температурах 150,0–200,0 °С.

## РОЗДІЛ 4

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ  
ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ4.1 Оцінка ефективності вимушеного повітряного охолодження пар тертя  
дисково-колодкового гальма

Як було зазначено вище, втрати механічної енергії потоку повітря, яке охолоджує пари тертя, зумовлені його молекулярною і турбулентною в'язкістю. Вони є результатом обміну кількістю руху між молекулами (при ламінарному потоці) сусідніх шарів повітря, які рухаються з різними швидкостями, що створює градієнт швидкості в перерізі потоку.

Зазвичай втрати механічної енергії, віднесені до об'ємної витрати повітря, виражаються у вигляді градієнта тиску і називаються гідравлічними опорами зазорів між елементами «начинки» порожнини вентильованого диска.

Гідравлічні опори зумовлюють місцеві втрати енергії на вході  $\Delta H_{ex}$  у гальмовий диск крізь систему каналів різного профілю або циліндричних отворів; місцеві втрати на виході  $\Delta H_{вих}$  з них. Вони характеризуються опором тертя  $\Delta H_{тр}$  потоку об внутрішні поверхні порожнини диска та об елементи його «начинки»; прискоренням потоку  $\Delta H_{кін}$  повітря внаслідок його нагрівання за рахунок ефектів вихроутворення та ежектування потоків повітря.

При обчисленні втрат повітряним потоком механічної енергії необхідно пам'ятати, що градієнти температури на зовнішніх поверхнях вентильованих гальмових дисків є набагато більшими, ніж їх внутрішніх поверхонь через різну ефективність вимушеного повітряного охолодження.

Розглянемо багат шарові теплові моделі пар тертя дисково-колодкового гальма з суцільними (а) і вентильованими (б) дисками (рис. 4.1 а, б). Проаналізуємо особливості цих теплових моделей.



$q_1, q_2, q_3, q_4$  – теплові потоки;  $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$  – коефіцієнти теплопередачі; I, II, III, IV, V, VI – нумерація шарів, що беруть участь у теплообміні; широкими лініями показано поліровані поверхні різних гальмових дисків

Рисунок 4.1 *a, б* – Багатошарова теплова модель пар тертя дисково-колодкового гальма з суцільними (*a*) і вентиляльованим (*б*) дисками

Умови неідеального імпульсного теплового контакту між парою «накладка – диск» моделюються за допомогою введення між контактуючими поверхнями додаткових (буферних) шарів кінцевих елементів замість третього тіла. Буферний шар враховується при визначенні коефіцієнтів теплопередачі у другому та п'ятому шарах теплової моделі різних типів дисків.

Товщину буферного шару та його теплофізичні властивості розраховують з умови створення термічного опору заданої величини, яка залежить від величини імпульсних контактних питомих навантажень, мікрошорсткостей плям контактів і теплофізичних властивостей елементів трибоспряження.

У тепловій моделі (див. рис. 4.1 *а*) тіло суцільного диска розглядається під впливом теплових струмів, йому властивий тільки кондуктивний теплообмін. У той же час для теплової моделі – тіло порожнистого диска з «начинкою» (див. рис. 4.1 *б*), необхідно розглядати енергетичний баланс циркулюючого в ньому повітря з позицій складного теплообміну: радіаційного, конвективного, кондуктивного та їх комбінацій.

Тепловий потік, який діє на пояс тертя диска, дорівнює:

$$q_{ij} = \frac{E_i}{A \cdot \tau}, \frac{Bm}{m^2}, \quad (4.1)$$

де  $E$  – енергія, яку поглинають гальма передньої (1/3 ваги) та задньої (2/3) осі транспортного засобу;

$A$  – площа пояса тертя диска;

$\tau$  – час, за який колесо при гальмуванні здійснює один оберт.

Тепловий потік, який пронизує тіло диска, становить:

$$q_i = K_i(t_1 - t_2), \frac{Bm}{m^2}, \quad (4.2)$$

де  $K_i$  – коефіцієнт теплопередачі;

$t_1, t_2$  – поверхневі температури поясів тертя диска.

Інтенсивність тепловиділення при терті у трибоспряженні визначається за залежністю:

$$q = V \cdot f \cdot p \cdot 10^{-2}, \quad (4.3)$$

де  $V$  – швидкість ковзання;

$f$  – динамічний коефіцієнт тертя;

$p$  – імпульсне контактне питоме навантаження.

Згідно з рис. 4.2 *а, б* приймаємо умову:  $q_1 = q_2, q_3 = q_4$ , хоча при експлуатації гальм таких умов дотримуватися важко.

На підставі вищевикладеного розглянемо види теплообміну, які властиві для суцільних і вентиляваних гальмових дисків (табл. 4.1).

У табл. 4.1 використано такі умовні позначення:



$K_1, \dots, K_6$  – коефіцієнти теплопередачі;

$q$  – тепловий потік;

$\alpha_1, \alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі;

$\lambda_1, \dots, \lambda_5$  – коефіцієнти теплопровідності;

$\delta_1, \dots, \delta_5$  – товщини шарів матеріалів;

$\Delta t$  – перепад поверхневих температур суцільного диска;

$R_t$  – тепловий опір товщини суцільного диска.

У горизонтальному стовпці табл. 4.1, що стосується вентильованого диска, поставлено прочерк, оскільки поки що невідомими є його: міцність при оптимальній металомісткості, енергонавантаженисть при допустимій поверхневій температурі матеріалу накладки і допустимих температурних напружень за умови ефективного вимушеного охолодження внутрішніх поверхонь та елементів «начинки» вентильованого гальмового диска.

Таблиця 4.1 – Оцінка інтенсивності теплопередачі в суцільному та у вентильованих гальмових дисках (пари тертя «диск – накладка»)

Нумерація шарів	Вид теплообміну:	Розрахункова залежність для диска	Величини	
			$K_i$ Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$R_{ti}$ (м <sup>2</sup> ·°С)/Вт
<b>Суцільного</b>				
I	радіаційно-конвективний	$K_1 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right);$ (4.4)	57,1	0,0175
II	конвективний	$K_2 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \right);$ (4.5)	15,45	0,0647
III	конвективний	$K_3 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \right);$ (4.6)	12,34	0,0810
<b>Само вентильованого</b>				
IV	радіаційний і складний	$K_4 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right);$ (4.7)	67,37	0,0148
V	конвективний	$K_5 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \right);$ (4.8)	15,45	0,0647
VI	конвективний	$K_6 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \right);$ (4.9)	12,31	0,0810

Результати розрахунку за залежностями (4.4–4.9) наведено в додатку Л<sub>д</sub> до роботи.

Розглянемо компоновальні схеми при розташуванні колодок з накладками на змінних радіусах поясів тертя гальмових дисків.

#### 4.2 Вплив розташування фрикційної накладки на поясі тертя диска на енергонавантаженість гальма

Дослідимо енергонавантаженість «чистих» гальмових дисків без горизонтальних і вертикальних складових їхніх фланців при симетричному розташуванні накладок колодок на різних радіусах поясів тертя (рис. 4.2 *a, в, д*). Гальмовий диск виготовлено з сірого чавуна АЧС-4, питома навантаження становило  $p=4,0$  МПа, поверхнева температура  $t_n=390$  °С, температуранавколишнього середовища  $t_0=22$  °С, матеріал фрикційної накладки ТИИР 240, допустима температура матеріалів накладки 390 °С. У всіх представлених варіантах дослідження рівня енергонавантаженості гальмових дисків імітувалося імпульсне підведення теплоти, що відповідає циклічному режиму гальмування. При цьому скористалися аксіомою, що чим більша частина гальмового диска з фланцем перебуває над або під поясом тертя, тим вищим буде термічний опір і тим менш інтенсивною стане циркуляція теплових струмів.

Перший варіант (див. рис. 4.2 *a*) відповідає серійній парі тертя дисково-колодкового гальма. При співставленні трьох схем теплових полів (виділені прямокутниками) гальмових дисків бачимо, що більший з них за площею відповідає першому варіанту, а для другого і третього варіантів площі є квазірівними. Пояснюється це тим, що в першому варіанті при кондуктивному теплообміні теплові струми обдимаються і поширюються по тілу диска до його максимального радіуса.

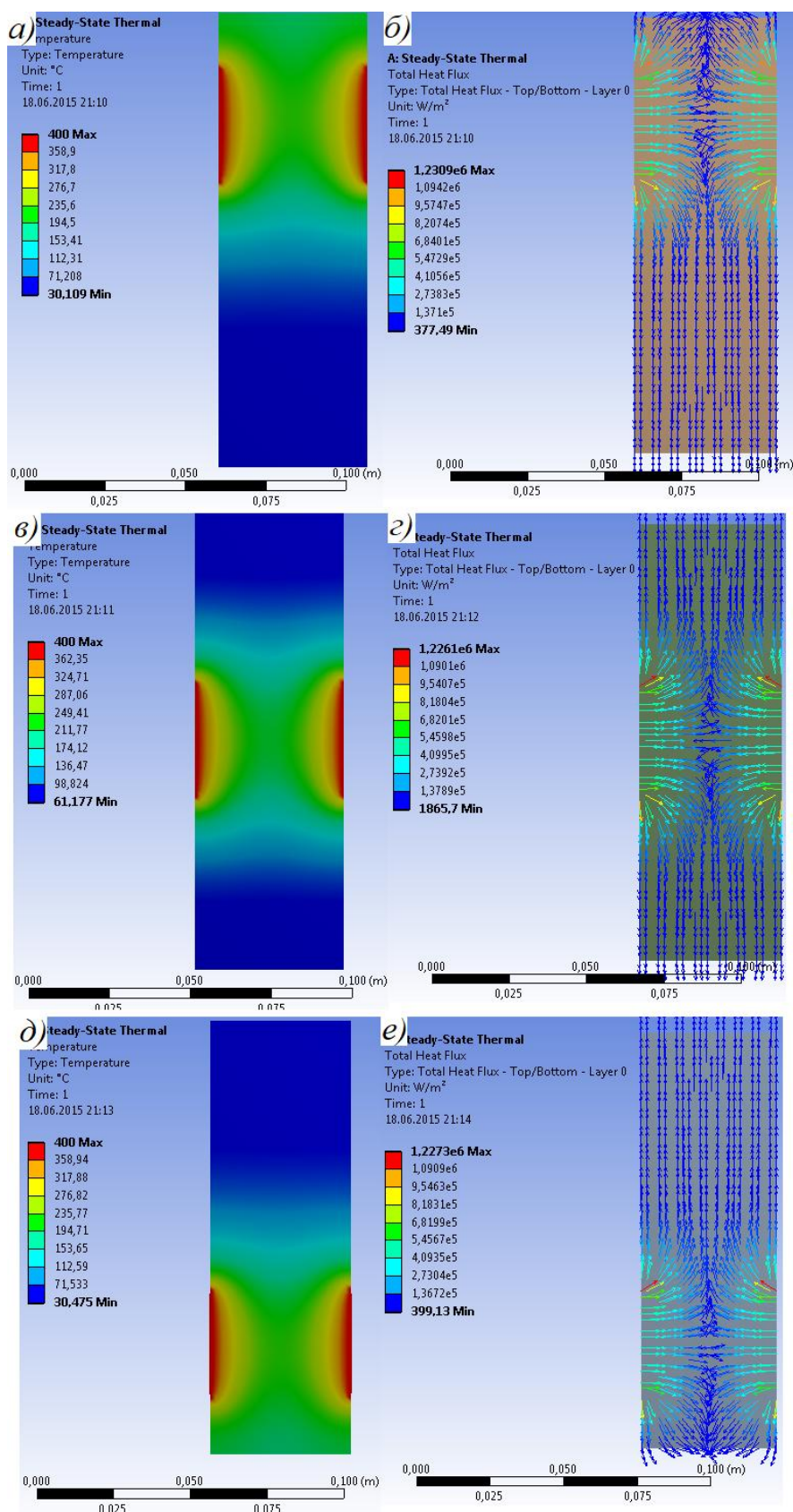


Рисунок 4.2 а, б, в, г, д, е – Енергонавантаженість гальмових дисків (а, в, д) при симетричному розташуванні накладок на різних радіусах поясів тертя та інтенсивність циркуляції теплових струмів (б, г, е) у тілі дисків

У другому та третьому варіантах теплові струми кондуктивним теплообміном поширюються квазірівномірно догори і вниз. При цьому в другому варіанті металомісткість під поясом тертя буде більшою, оскільки враховуються горизонтальна і вертикальна складові фланця.

Найцікавішим з погляду рівня енергонавантаженості є третій варіант. При рівності металомісткостей зверху і знизу від пояса тертя диска можна отримати випадок, коли акумульована кількість теплоти виділятиметься порівну догори (у тіло диска) і донизу (у горизонтальну й вертикальну складові фланця диска).

У табл. 4.2 наведено експлуатаційні параметри енергонавантаженості гальмових дисків для трьох конструктивних варіантів з імпульсним підведенням теплоти при циркуляції теплових струмів (*б, г, е*) у тілі дисків. Аналіз даних, представлених у табл. 4.2, дозволив встановити таке:

Таблиця 4.2 – Експлуатаційні параметри енергонавантаженості гальмових дисків

Варіанти розташування пар тертя		Температури, °С				Температурні градієнти, °С/мм			
		поверхневі		об'ємні		поверхневі		по товщині	
		min	max	min	max	min	max	min	max
Вид теплообміну	<i>Перший (серійний)</i>	X		X		X		X	
	Кондуктивний	–		196	399	–		2,9	8,2
	Конвективний + +радіаційний*	210	400	–		2,21	6,87	–	
	<i>Другий</i>	X		X		X		X	
	Кондуктивний	–				–			
	Конвективний + +радіаційний	212	400	–		1,13	5,14	–	
	<i>Третій</i>	X		X		X		X	
	Кондуктивний	–		195	399	–		3,0	8,4
Конвективний + +радіаційний	211	400	–		2,24	6,73	–		

\*Примітка: конвективний і радіаційний види теплообміну розглянуто спільно, оскільки дослідити їх роздільно можна лише у вакуумі

– мінімальні й максимальні поверхневі та об'ємні температури у зоні фрикційної взаємодії були квазіоднаковими, незважаючи на те, що температурні поля по товщині гальмового диска дещо відрізнялися;

– поверхневі температурні градієнти оцінювалися відносно середнього радіуса пояса тертя диска; максимальні величини поверхневих температурних градієнтів спостерігалися у першому і третьому варіантах розташування пар тертя, а у другому варіанті вони були мінімальними;

– температурні градієнти по товщині гальмового диска в зоні фрикційної взаємодії відрізнялися незначно.

Дослідимо ресурс накладок гальма і вплив продуктів їх зносу на основні показники електротермомеханічного тертя фрикційної пари гальма транспортного засобу.

#### 4.3 Вплив продуктів зношування на інтенсивність електротермомеханічного тертя та зношування робочих поверхонь пар тертя гальма

Вплив продуктів зношування на тертя та знос досліджували багато вчених. У роботах І. В. Крагельського та А. В. Чичинадзе [51, 129, 130] відзначається, що присутність часток зношування на поверхні тертя сприяє певному підвищенню динамічного коефіцієнта тертя. В окремих випадках він майже не залежить від наявності або відсутності таких часток, а іноді вони, діючи подібно кулькам, знижують ефективність електротермомеханічного тертя. Факторами, що впливають на збереження часток зношування в зоні тертя, можуть бути: розмір мікровиступів (площі й висоти) поверхні тертя, наявність канавок або пазів на ній, величина коефіцієнта взаємного перекриття.

Розглянемо енергетичну сутність даної проблеми.

У формуванні електричних схем трибосистем істотну роль відіграє склад матеріалів фрикційної пари, а саме: хімічні елементи, що входять до їх складу, їхня валентність, переважаючий тип власної провідності (табл. 4.3), а також

знак заряду електрики елементів пари тертя, що визначає закономірності трибоелектрики.

У табл. 4.4 наведено характеристики деяких трибоелектриків, які складають фрикційну пару.

Таблиця 4.3 – Характеристики сплавів      Таблиця 4.4 – Характеристики деяких трибоелектриків

Хімічні елементи, що містяться у сплаві	Валентність	Переважаючий тип власної провідності
C	2, 4	діелектрик
Al	3	<i>n</i>
St	4	напів-провідник
Ti	2, 3, 4	<i>n</i>
V	5	<i>n</i>
Cr	3, 6	<i>p</i>
Mn	2,3, 4, 6,7	<i>n</i>
Fe	2, 3	<i>n</i>
Nt	2	<i>n</i>
Cu	1, 2	<i>n</i>
Mo	6	<i>p</i>
	6	<i>p</i>

Фрикційна пара	Знак заряду	
	+	-
Два хімічно однакових тіла	Густина матеріалів тіл:	
	більша	менша
Діелектрик – дрібні частки (пил) з цього ж діелектрика	діелектрик	дрібні частки
Діелектрик – діелектрик	Діелектрик з діелектричною проникністю:	
	більшою	меншою
	Діелектрик з твердістю:	
	більшою	меншою
Метал – метал	метал з твердістю:	
	меншою	більшою
Метал – діелектрик	діелектрик	метал

Першорядну роль у трибосопряженні відіграють площі плям контактів мікрориступів у реальному масштабі часу, оскільки електротермічний опір дискретних контактів має різну енергетичну активність мікроконденсаторів і мікротермоелектробатарей. Миттєве їх перемикання супроводжується зміною площ плям контакту мікрориступів. На першій стадії фрикційної взаємодії, коли виконується умова  $A_{\phi} < A_n$  (фактична площа контактування  $A_{\phi}$  є малою порівняно з номінальною  $A_n$ ), відбувається сумування складових генерованих струмів. При  $A_n = A_{\phi}$  вимірюють трибоЕРС у спряженні елементів тертя зі змінним градієнтом механічних властивостей його матеріалів. При цьому темп проникнення взаємодіючих між собою імпульсів електричного і теплового

струмів впливає на інтенсивність зношування мікроставів при переполаризації.

Відомо, що зі збільшенням площі контактуючих мікроставів зарядні властивості їхніх поверхонь збільшуються. Перешкодою їм служать частки продуктів зношування мікроставів зі знаком мінус. Усе залежить від масової кількості часток цих продуктів. Якщо кількість останніх у канавках і пазах робочої поверхні фрикційної накладки є великою, то пара «метал (–) – полімер (–)» матиме мінімальний динамічний коефіцієнт тертя. За наявності на поверхні тертя мінімальної масової кількості часток продуктів зношування маємо у парі «мінус – плюс» і, відповідно, максимальний динамічний коефіцієнт тертя.

Експериментальні дослідження процесу тертя пари «метал – полімер» за наявності продуктів зношування у зоні тертя і при їх штучному видаленні показали, що при видаленні часток зношування динамічний коефіцієнт тертя підвищується на 10–15 % [61], а знос робочої поверхні фрикційної накладки збільшується в кілька разів.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень вентилязованих дисків з елементами охолодження гальм транспортних засобів запропоновано метод нагрівання та охолодження вентилязованих дисків з охолоджувальними елементами гальмових пристроїв для оцінки їх ефективності в категоріях транспортних засобів (заявка на передбачуваний патент на винахід України за № а201807347 від 02.07.2018 р.). Цей метод реалізується в чотири етапи та полягає в наступному.

На першому етапі встановлюють вплив площ: забірної отвору, а також нижнього і верхнього вентиляційних каналів, виконаних у вигляді плоского конфузора, на закономірності зміни площ вентиляційних отворів і канавок, розташованих на поясах тертя вентилязованого гальмового диска й на термодинамічні параметри повітря, яке омиває його зовнішні й внутрішні поверхні. Режими руху і гальмування транспортного засобу підбирали так, щоб досягти ефективного зниження енергонавантаженості гальмового диска.

На другому етапі аналітично оцінювали напружений стан складових елементів серійного вентилязованого гальмового диска і вентилязованих дисків з вентиляційним отвором і канавкою на їхніх поясах тертя при нагрітому стані до об'ємної температури 150 °С. Проаналізовано величини і напрямки теплових струмів, які циркулюють у тілі гальмового диска з фланцем. Математично для нескінченно малого об'єму пояса тертя диска, навантаженого поверхневими й об'ємними силами, визначали напруження: механічні (радіальні й колові), які виникають від дії відцентрових сил, і температурні, спричинені фрикційною взаємодією. Отримані величини сумарних напружень з урахуванням концентраторів напружень (вентиляційних отворів і канавок) порівнювали з допустимими напруженнями. За величиною стрибків напружень визначали небезпечні перерізи. Вони є осередками виникнення й розвитку мікротріщин.

На третьому етапі розрахунково-експериментальним шляхом установлювали закономірності впливу коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя на основні експлуатаційні параметри: поверхневі температури і їх градієнти, динамічні коефіцієнти тертя, інтенсивність зношування й гальмовий момент дисково-колодкових гальм транспортних засобів. Коефіцієнти взаємного перекриття у зв'язку з наявністю отворів і канавок зменшилися.

На четвертому етапі розрахунково-експериментальним шляхом визначали ефективність охолоджувальних елементів вентилязованих дисків гальм, пари тертя яких оснащені термопарами з термоелектродами, підключеними до реєструючої апаратури. Параметри реєстрували у режимах гальмування й руху вантажного транспортного засобу марки MAN моделі TGA 26.430. В останньому на період часу експлуатаційних випробувань на задній міст у праве гальмо встановлювали серійний вентиляований диск, а в лівому гальмі по черзі міняли диски, на поясах тертя яких виконано окремо: вентиляційні отвори й канавки під кутом; вентиляційні отвори та канавки віялом. Циклічними гальмуваннями транспортного засобу пари тертя гальм нагрівали до поверхневої температури 300 °С, а потім вимушено охолоджували зустрічними потоками повітря при русі транспортного засобу з різними сталими



швидкостями однакової тривалості. Потім температурним методом за співвідношенням виміряних об'ємних температур диска правого й лівого гальма  $(t_{1-t0})/(t_{2-t0})$  визначали ефективність елементів охолодження вентильованих гальмових дисків.

Оцінимо ресурс фрикційних накладок колодок гальма.

#### 4.4 Оцінка ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів

Розрахункове визначення енергетичного балансу пар тертя при електротермомеханічному терті мікровиступів залежно від їх геометричних параметрів розглянуто вище з урахуванням теплової та електричної складових потужності тертя. Проте при оцінці ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів необхідно у тепловій складовій потужності тертя враховувати ефект вимушеного охолодження вентильованого гальмового диска з канавками і отворами на його поясах тертя.

Сумарна складова потужності тертя фрикційного вузла гальма дорівнює:

$$\sum W = W_{\text{мех}} + W_{\text{тепл}} + W_{\text{ел}}, \text{ Дж/с}, \quad (4.10)$$

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

$$u_v = I_W^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.11)$$

де  $I_W$  – енергетична інтенсивність зношування, Дж/м<sup>3</sup>;

$\sum W$  – 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:

$$t_r = \frac{L_n \cdot H_n \cdot 2/3\delta_n}{u_v}, \text{ з} \quad (4.12)$$

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

Залежно від прогнозованої довговічності фрикційної накладки пари тертя гальмового пристрою задають величину необхідного збільшення її ресурсу  $n(t_r)$ .

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

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

$$S_n = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1} \cdot \left( 10^{-3} \frac{V_\kappa \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta + k_g \cdot I \cdot U + 0,6 \cdot \frac{r_m \cdot V_\kappa \cdot N}{L_n} \right)}{2/3 \cdot \delta_n}. \quad (4.13)$$

Зведений радіус мікроступів поверхонь гальмового диска, який забезпечує прогнозований ресурс накладки, визначаємо за залежністю вигляду:

$$r_m = \frac{\left( \frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_\kappa \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta - k_g \cdot I \cdot U \right) \cdot L_n}{0,6 \cdot V_\kappa \cdot N}. \quad (4.14)$$

Довжину накладки, яка забезпечує її прогнозований ресурс, визначаємо за залежністю:

$$L_n = \frac{0,6 \cdot r_m \cdot V_\kappa \cdot N}{\left( \frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_\kappa \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta - k_g \cdot I \cdot U \right)}, \quad (4.15)$$

де  $t_r$  – фактичний ресурс накладки при її зношуванні до допустимої товщини, г.

За результатами обчислень за вищенаведеною методикою в табл. 4.5 і табл. 4.6 наведено значення поліпшених конструктивних параметрів і величини, які вказують, у скільки разів збільшуються або зменшуються

конструктивні параметри пари тертя дисково-колодкового гальма з модернізованим вентиляльованим гальмовим диском при збільшенні ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах.

Таблиця 4.5 – Значення покращених конструктивних параметрів пари тертя дисково-колодкового гальма з модернізованим вентиляльованим гальмовим диском при збільшенні ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах

$f$	$N$ , кН	$V_k = 14,0$ м/с			$V_k = 16,0$ м/с			$V_k = 18,0$ м/с		
		$S_n$ , м <sup>2</sup>	$r$ , мкм	$L_n$ , м	$S_n$ , м <sup>2</sup>	$r$ , мкм	$L_n$ , м	$S_n$ , м <sup>2</sup>	$r$ , мкм	$L_n$ , м
0,35	15,0	0,005	0,529	0,189	0,005	0,531	0,188	0,005	0,533	0,188
	17,0		0,493	0,203		0,495	0,202		0,534	0,187
	19,0		0,456	0,219		0,458	0,218		0,535	0,187
	21,0		0,419	0,238		0,421	0,237		0,536	0,187
0,40	15,0		0,531	0,188		0,533	0,188		0,496	0,202
	17,0		0,494	0,202		0,496	0,202		0,497	0,201
	19,0		0,458	0,219		0,459	0,218		0,498	0,201
	21,0		0,421	0,238		0,423	0,236		0,499	0,200
0,45	15,0		0,532	0,188		0,533	0,187		0,459	0,218
	17,0		0,495	0,202		0,497	0,201		0,461	0,217
	19,0		0,459	0,218		0,460	0,217		0,462	0,217
	21,0		0,422	0,237		0,424	0,236		0,463	0,216
0,50	15,0		0,533	0,188		0,534	0,187		0,422	0,237
	17,0		0,496	0,202		0,498	0,201		0,424	0,236
	19,0		0,460	0,218		0,461	0,217		0,425	0,235
	21,0		0,423	0,236		0,425	0,235		0,426	0,235

На рис. 4.3 показано залежність фактичного ресурсу  $t_r$  фрикційної накладки дисково-колодкового гальма з модернізованим вентиляльованим гальмовим диском від динамічного коефіцієнта тертя  $f$  і притискового нормального зусилля  $N$  при різних швидкостях ковзання.

Наведемо приклад розрахунку параметрів фрикційного вузла дисково-колодкового гальма для таких вихідних даних:

- зведений радіус мікрориступів поверхні гальмового диска – 1,0 мкм;
- швидкість ковзання – 16,0 м/с;
- нормально спрямоване притискне навантаження – 15,0 кН;
- динамічний коефіцієнт тертя – 0,40;
- геометричні параметри фрикційної накладки: довжина – 0,1 м; ширина – 0,05 м; товщина – 0,02 м; площа – 0,005 м<sup>2</sup>;
- питома лінійне зношування , 0,07 мм/м
- твердість матеріалу диска – 400,0 МПа.

Таблиця 4.6 – Значення величин, що вказують, у скільки разів збільшуються  $S_n$ ,  $L_n$  і зменшується  $r$  пари тертя дисково-колодкового гальма з модернізованим вентильованим гальмовим диском при збільшенні ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах

$f$	$N$ , кН	$V_k = 14,0$ м/с			$V_k = 16,0$ м/с			$V_k = 18,0$ м/с		
		$S_n$ , м <sup>2</sup>	$r$ , мкм	$L_n$ , м	$S_n$ , м <sup>2</sup>	$r$ , мкм	$L_n$ , м	$S_n$ , м <sup>2</sup>	$r$ , мкм	$L_n$ , м
0,35	15,0	0,00625	0,529	1,890	0,00625	0,531	1,883	0,00625	0,533	1,877
	17,0		0,493	2,030		0,495	2,022		0,496	2,015
	19,0		0,456	2,193		0,458	2,183		0,460	2,176
	21,0		0,419	2,384		0,421	2,373		0,423	2,364
0,40	15,0		0,531	1,884		0,533	1,878		0,534	1,873
	17,0		0,494	2,024		0,496	2,016		0,497	2,010
	19,0		0,458	2,185		0,459	2,177		0,461	2,170
	21,0		0,421	2,375		0,423	2,365		0,424	2,356
0,45	15,0		0,532	1,880		0,533	1,875		0,535	1,870
	17,0		0,495	2,019		0,497	2,012		0,498	2,007
	19,0		0,459	2,180		0,460	2,172		0,462	2,166
	21,0		0,422	2,369		0,424	2,359		0,425	2,351
0,50	15,0		0,533	1,877		0,534	1,872		0,535	1,867
	17,0		0,496	2,015		0,498	2,009		0,499	2,004
	19,0		0,460	2,176		0,461	2,168		0,462	2,162
	21,0		0,423	2,363		0,425	2,354		0,426	2,347

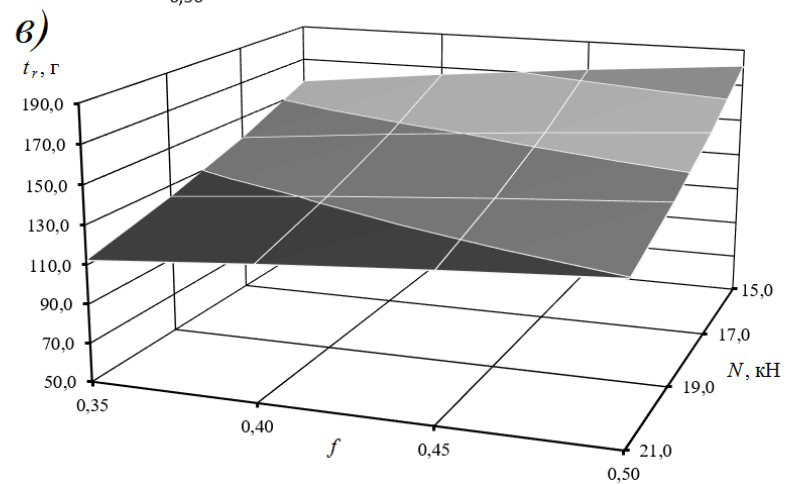
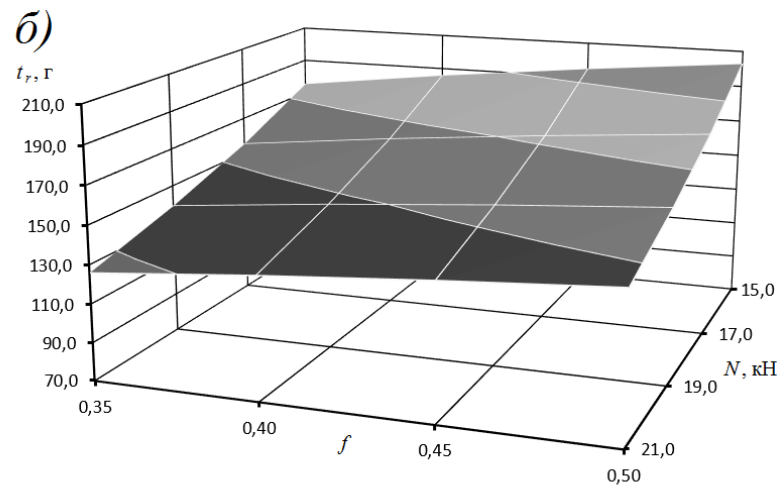
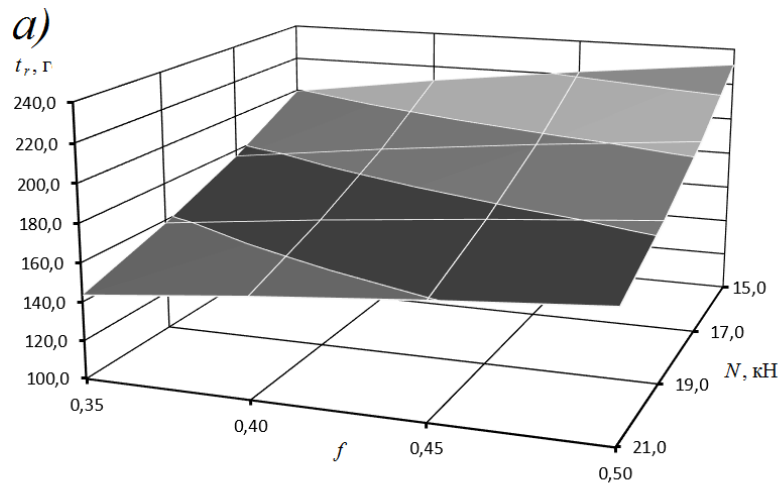


Рисунок 4.3 *а, б, в* – Залежність фактичного ресурсу  $t_r$  фрикційної накладки дисково-колодкового гальма з модернізованим вентиляльованим гальмовим диском від динамічного коефіцієнта тертя  $f$  і притисного нормального зусилля  $N$  при різних швидкостях ковзання: *а* –  $V_k=14,0$  м/с; *б* –  $V_k=16,0$  м/с; *в* –  $V_k=18,0$  м/с

За заданими значеннями визначили такі характеристики фрикційного вузла гальма:

- складові потужності тертя: механічну – 6,31 Дж/с; електричну – 0,45 Дж/с; теплову – 9,19 Дж/с;

- об'ємна інтенсивність зношування фрикційної накладки –  $9,969 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{с}$ ;

- фактичний ресурс – 185,8 г.

Для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази необхідно дотримуватися регламентованих величин коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя, але при цьому можливо:

- у 1,25 рази збільшити площу фрикційної накладки при збереженні незмінним відношення її довжини до ширини. При цьому вона складе  $0,00625 \text{ м}^2$ ;

- у 2,02 рази збільшити довжину фрикційної накладки за рахунок зменшення її ширини при збереженні площі на попередньому рівні. Нові геометричні параметри складуть: довжина – 0,202 м; ширина – 0,025 м;

- у 0,495 рази зменшити зведений радіус мікрориступів поверхні пояса тертя гальмового диска за рахунок підвищення класу чистоти.

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. Зміною конструктивних параметрів пари тертя (зведеного радіуса мікрориступів пояса тертя диска, довжини і площі робочої поверхні накладки) досягати збільшення її ресурсу з урахуванням впливу елементів охолодження вентиляваного диска на його енерго-стан.

На основі результатів виконаних досліджень розглянемо принципи конструювання вдосконалених гальмових дисків.

#### 4.5 Принципи конструювання вдосконалених гальмових дисків

Малий коефіцієнт взаємного перекриття пари тертя дисково-колодкового гальма і, як наслідок, підвищені питомі навантаження фрикційних накладок на гальмовий диск висувають особливі вимоги до конструювання та підбору матеріалів вузла тертя. Усталена температура у дисково-колодкових гальмах на 30–35% є нижчою, ніж у барабанно-колодкових відповідної потужності тертя через збільшення поверхні тепловіддачі контртіла, але енергонавантаженість фрикційної пари залишається вельми високою. Зниження енергонавантаженості можна досягти раціональною конструкцією фрикційної пари, у першу чергу, гальмового диска. Здатність інтенсивної тепловіддачі останнього залежить як від теплопровідності його матеріалу, так і від площі поверхні, яка омивається зустрічним потоком повітря.

Аналіз теплових струмів, що поширюються від зовнішнього радіуса пояса тертя суцільного гальмового диска, а також у напівдиску вентильованого диска та від внутрішнього радіуса пояса тертя у тіло їхніх фланців, дозволив знайти «золотий» середній радіус пояса тертя диска (рис. 4.4) на підставі співвідношення:

$$\frac{R_{cp}}{R_{обц}} = \frac{R_n}{R_{cp}}. \quad (4.16)$$

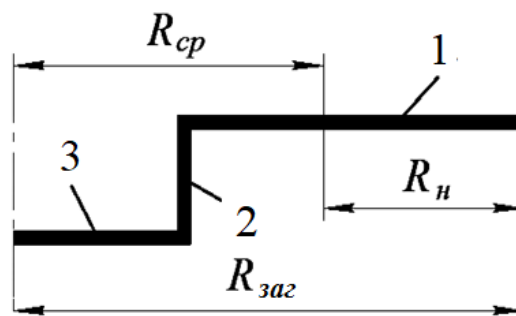


Рисунок 4.4 – Радіуси гальмового диска (1) з горизонтальною (2) і вертикальною (3) складовими фланця

Визначимо співвідношення площ між матовою (охолоджуваною) та полірованою (що нагрівається) поверхнями різних типів гальмових дисків.

При високих поверхневих температурах (понад 150–200 °С) металевих суцільного і вентиляваного гальмових дисків, інтенсивність вимушеного конвективного теплообміну різко зменшується, але зростає теплообмін випромінюванням. Згідно із законом Стефана-Больцмана коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням дорівнює:

$$\alpha_L = \frac{C_L \left| \left( \frac{T_H}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_C}{100} \right)^4 \right|}{T_H - T_C}, \quad (4.17)$$

де  $T_H$  – температура нагрівання поверхонь суцільного і вентиляваного гальмових дисків, К;

$T_C$  – температура навколишнього середовища, К;

$C_L$  – коефіцієнт випромінювання, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>).

Необхідно зазначити, що коефіцієнти випромінювання матової та полірованої поверхонь для чавуна і сталі мають різні значення. За величиною відношення коефіцієнтів випромінювання матової поверхні до полірованої, яка повинна дорівнювати відношенню площ цих поверхонь, можна судити про настання їх усталеного теплового стану [97]. У вигляді співвідношень одержуємо: для дисково-колодкового гальма (гальмові диски виготовлені з чавуна) при  $C_{LM}/C_{Ln} = 3,748/1,134=3,3$

суцільний диск

вентильований диск

$$\frac{A_{охол}}{A_{нагр}} = \frac{0,105}{0,03} = 3,5;$$

$$\frac{\sqrt[3]{A_{охол}}}{A_{нагр}} = \frac{\sqrt[3]{0,45}}{0,03} = 3,71.$$

У цьому випадку розглядаються площі поверхонь теплообміну суцільного і вентиляваного дисків гальма, змонтованих на балці переднього моста автобуса А-172 та вантажного автомобіля марки MAN, відповідно. Процентна розбіжність між отриманими величинами відношень для різних типів гальмових дисків становить: для першого випадку – 6,0 %, для другого – 12,3 %, що є хорошим результатом для подібних розрахунків.

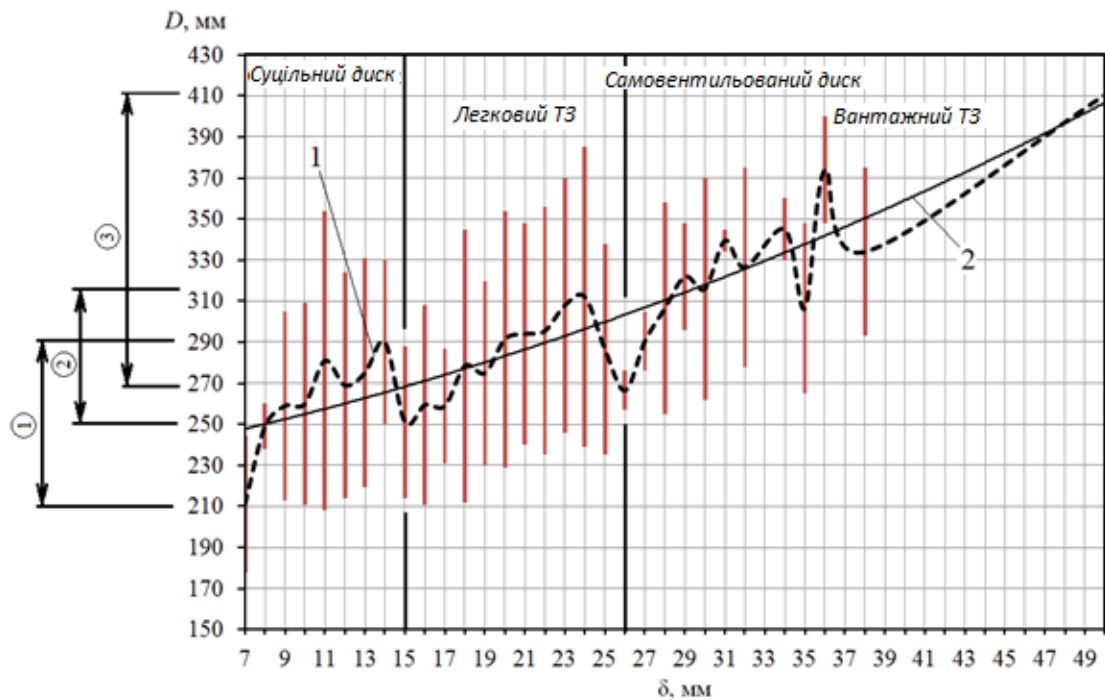
Отже, за результатами розрахунково-експериментальних даних встановлено взаємозв'язок між випромінювальною здатністю матових і



полірованих поверхонь та їх площами в дисково-колодковому гальмі при використанні у ньому суцільних і вентиляованих дисків.

Обробку конструктивних параметрів суцільних і вентиляованих гальмових дисків та їхні маси для дисково-колодкових гальм різних категорій транспортних засобів наведено в дод. М, Н і П.

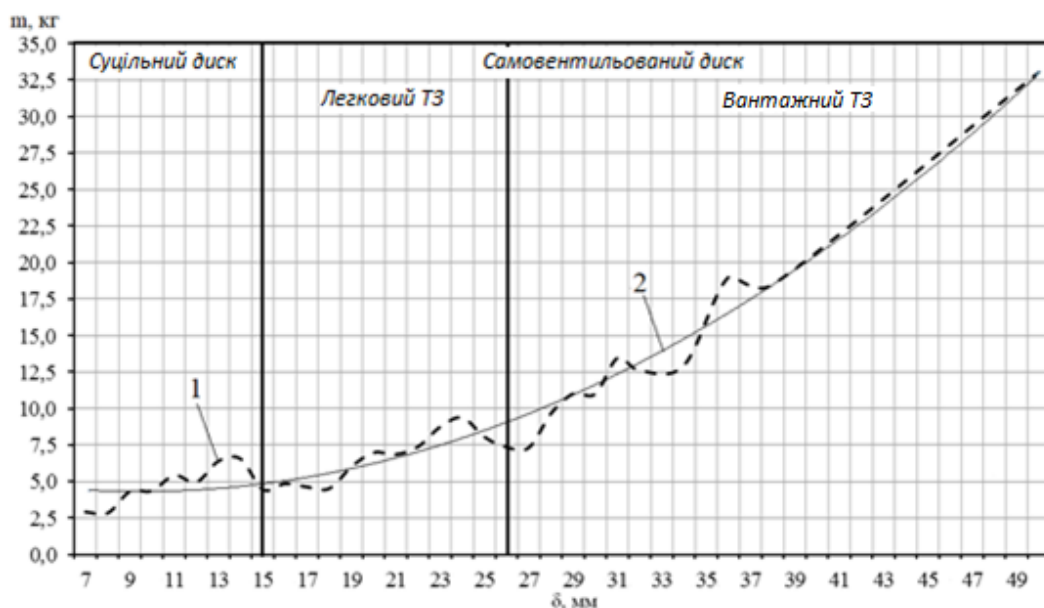
Для одержання функціональної залежності діаметра суцільних і вентиляованих гальмових дисків від їхньої товщини різних категорій транспортних засобів на основі системного підходу були отримані гістограми розкиду значень зазначених конструктивних параметрів (рис. 4.5 – 4.8). З використанням методу планування експериментів, у які входило 54 варіанти, встановлено рівні та інтервали зміни факторів:  $D = f(\delta)$ ;  $m = f(\delta)$ .



① – суцільні диски легкового та вантажного транспортних засобів (маси, відповідно, 1,2...2,6 т і 2,6...12,5 т); ② і ③ – вентиляовані диски: легкового (маса 1,485...2,850 т) і вантажного (маса 2,9...26,0 т) транспортних засобів

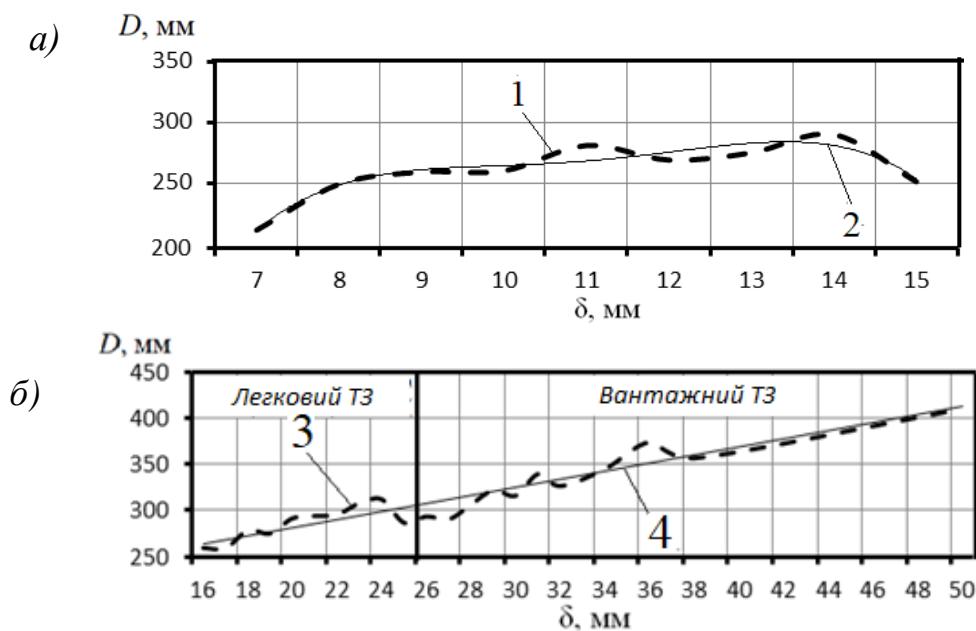
Рисунок 4.5 – Гістограма розкиду конструктивних параметрів гальмових дисків (залежність діаметра від товщини) (крива 1) і поліноміальна закономірність (крива 2) їх зміни: залежності діаметрів гальмових дисків від їх товщин

Кожний фактор змінювався на трьох рівнях, а інтервал їх зміни обрано з урахуванням реальних конструктивних параметрів суцільних і вентиляваних дисків гальм категорій легкових і вантажних транспортних засобів.



1, 2 – крива: несистематизована, поліноміальна; ТЗ – транспортний засіб

Рисунок 4.6 – Закономірності зміни маси гальмових дисків від їхньої товщини:



а – 1,2...12,5 т; б – легкових – 1,485...2,850 т; вантажних – 2,9...26,0 т): 1, 3 і 2, 4 – криві: несистематизовані і поліноміальні

Рисунок 4.7 а, б – Закономірності зміни діаметрів суцільних (а) і вентиляваних (б) гальмових дисків від їх товщини для категорій транспортних засобів з масою

Отримано функціональні залежності  $D = f(\delta)$  і  $m = f(\delta)$  у вигляді поліномів різних порядків, які записуються в такий спосіб для:

– суцільних і вентильованих дисків легкового та вантажного транспортного засобу (див. рис. 4.5 і рис. 4.6):

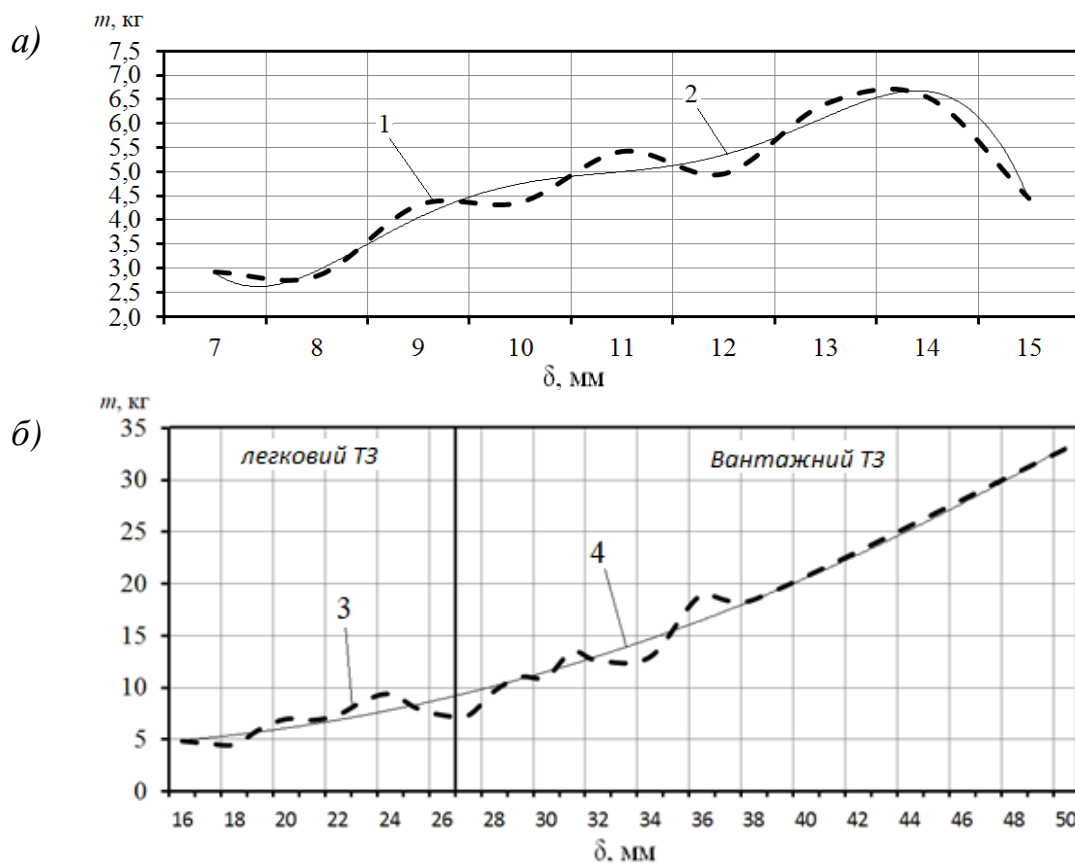
$$D = 0,032 \delta^2 + 1,8714 \delta + 233,05; \quad (4.18)$$

$$m = 0,0174 \delta^2 - 0,3309 \delta + 5,8772; \quad (4.19)$$

– суцільних дисків для категорій транспортних засобів (див. рис. 4.7 а і рис. 4.8 а):

$$D = -0,264 \delta^4 + 11,602 \delta^3 - 189,23 \delta^2 + 1362,5 \delta - 3400,3; \quad (4.20)$$

$$m = -0,0067 \delta^5 + 0,3621 \delta^4 - 7,6649 \delta^3 + 79,872 \delta^2 - 408,81 \delta + 823,82; \quad (4.21)$$



1, 3 і 2, 4 – криві: несистематизовані і поліноміальні

Рисунок 4.8 а, б – Закономірності зміни маси суцільних (а) і вентильованих (б) гальмових дисків від їх товщини для категорій транспортних засобів

– вентильованих дисків для категорій транспортних засобів (див. рис. 4.7 б і рис. 4.8 б):

$$D = 4,3741 \delta - 193,51; \quad (4.22)$$

$$m = 0,0181 \delta^2 - 0,3624 \delta + 6,0937. \quad (4.23)$$

Аналіз розрахункових даних, отриманих за залежностями (4.18) – (4.23), дозволяє констатувати таке:

– для суцільних і вентильованих дисків легкового і вантажного транспортних засобів величина вірогідності апроксимації  $R^2$  і середнє відхилення  $\Delta$  для діаметра і маси диска (залежності 4.18 і 4.19) склали, відповідно,  $R_D^2 = 0,8163$ ,  $\Delta_D = 4,59\%$  і  $R_m^2 = 0,964$ ,  $\Delta_m = 13,0\%$ ;

– для суцільних дисків для категорій транспортних засобів величина вірогідності апроксимації  $R^2$  і середнє відхилення  $\Delta$  для діаметра і маси диска (залежності 4.20 і 4.21) склали, відповідно,  $R_D^2 = 0,9105$ ,  $\Delta_D = 1,8\%$  і  $R_m^2 = 0,953$ ,  $\Delta_m = 14,1\%$ ;

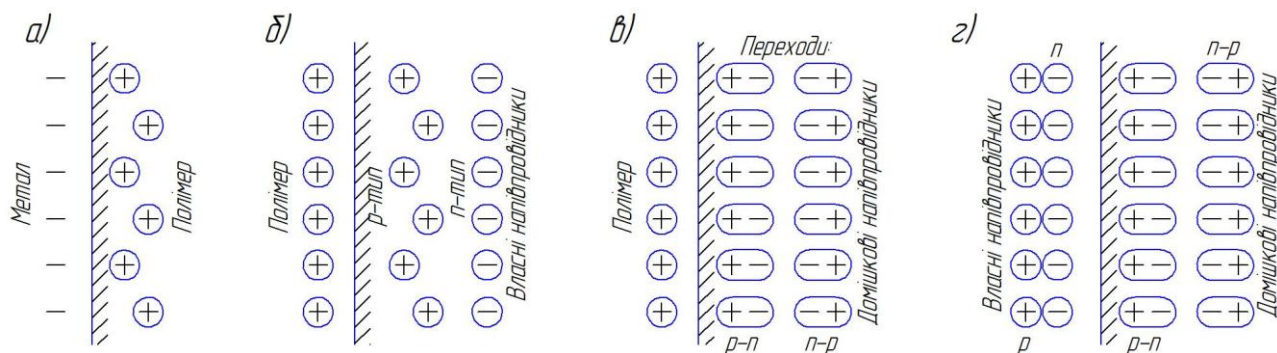
– для вентильованих дисків для категорій транспортних засобів величина вірогідності апроксимації  $R^2$  і середнє відхилення  $\Delta$  для діаметра і маси диска (залежності 4.22 і 4.23) склали, відповідно,  $R_D^2 = 0,91$ ,  $\Delta_D = 2,99\%$  і  $R_m^2 = 0,9701$ ,  $\Delta_m = 9,6\%$ .

Проаналізуємо шляхи підвищення ефективності й надійності металополімерних пар тертя дисково-колодкових гальм категорій транспортних засобів.

#### 4.6 Підвищення ефективності й надійності металополімерних пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів

При зіткненні двох електропровідних фаз при електротермомеханічному терті виникає різниця електричних потенціалів, що призводить до утворення подвійного електричного шару, тобто несиметричного розподілу заряджених частинок біля границь розглянутих фаз. Вони зустрічаються в парах тертя дисково-колодкового гальма в таких комбінаціях: «метал – полімер» (а),

«полімеромісний напівпровідник» (б), «полімер – домішковий напівпровідник» (в) і «напівпровідник – напівпровідник» (г) (рис. 4.9).



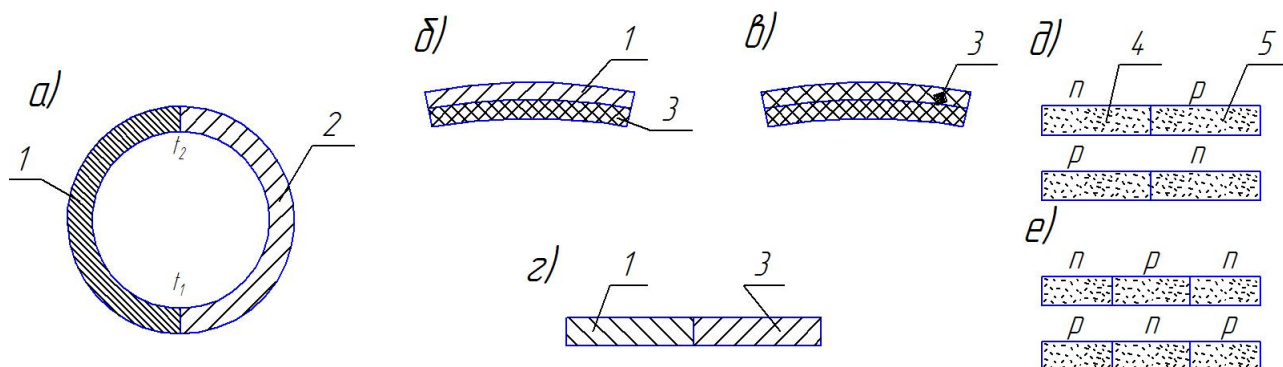
а – «метал – полімер»; б – «полімер – з власною напівпровідниковою речовиною з  $p$ - або  $n$ -типом електропровідності»; в – «полімер – з домішковими напівпровідниковими речовинами з переходами  $p$ - $n$  або  $n$ - $p$  типів; г – «власні домішкові напівпровідникові речовини»

Рисунок 4.9 а, б, в, г – Схеми будови подвійного електричного шару в елементах тертя дисково-колодкового гальма у межах двох фаз при контактному потенціалі в парах тертя

При виникненні подвійного електричного шару по всій провідній поверхні фрикційної взаємодії електричні заряди  $+q$  і  $-q$  зміщуються один відносно одного за рахунок сповільненого обертання диска з напівпровідниковими елементами при гальмуванні дисково-колодковим гальмом. При цьому макроділянки поверхонь фрикційних накладок, що мають залишкові напруження стискання, стають анодами (+) (незношені), а напружені (зношені) – катодами (-).

Вплив на поділяючі шари в парах тертя гальмових пристроїв мають: об'ємна та гранична в'язкості, теплоємність; хімічний склад і активність, тому що завдяки їм відбуваються процеси сорбції, десорбції та адсорбції. Проте це є предметом окремих досліджень, при цьому на поверхнях взаємодії пари «метал – полімер» також формуються звичайні плівки з інших компонентів, які здатні виконувати функції термоелектричної пари.

На рис. 4.10 *a, б, в, г, д, е* показано термоелектричні пари із замкненим (*a, б, в*) і незамкненим (*г, д, е*) ланцюгом. Замкнений ланцюг (варіант *в*) властивий накладці, коли вона має температуру нижче допустимої.



1, 2 – метали; 3 – полімер; 4, 5 – напівпровідникові речовини (власні та домішкові)

Рисунок 4.10 *a, б, в, г, д, е* – Електротермомеханічні пари тертя із замкненим (*a, б, в*) та незамкненим (*г, д, е*) ланцюгом

Згідно з розробленою конструкцією (рис. 4.11 і 4.12) дисково-колодкове гальмо містить супорт 1 з удосконаленим гальмовим диском, який складається з лівої 2 з маточиною і правої 3 частини. Між частинами дисків 2 і 3 встановлено теплоізоляцію 4 у вигляді перегородки. Диски 2 та 3 з'єднано між собою кріпильними гвинтами 5 з гайками 6. У дисках 2 і 3 виконано кільцеві отвори 7, в які запресовано теплоізольоване циліндричні кільця 8. В них встановлено циліндричні теплопровідні трубки 9, які своїми торцями впираються в перегородку 4. В об'ємі трубок 9 запресовано таблетки 11 і 12, відповідно, власних і домішкових напівпровідникових речовин, кількість та розміри яких залежать від енергонавантаженості суцільного гальмового диска.

Фрикційні вузли гальма працюють у такий спосіб. При притисненні полімерних накладок 3 до пояса тертя 14 суцільного диска, що обертається, відбувається формування таких пар тертя: «полімер – метал», «полімер – напівпровідник» і «напівпровідник – напівпровідник», та їх перемикання у зв'язку з тим, що накладки 3 є нерухомими. Теплоізоляція циліндричного

кільця 8 сприяє його інтенсивному нагріванню у процесі електротермомеханічного тертя, а також теплопровідних мідних трубок 10 з напівпровідниковими речовинами, що інтенсифікує роботу цих речовин.

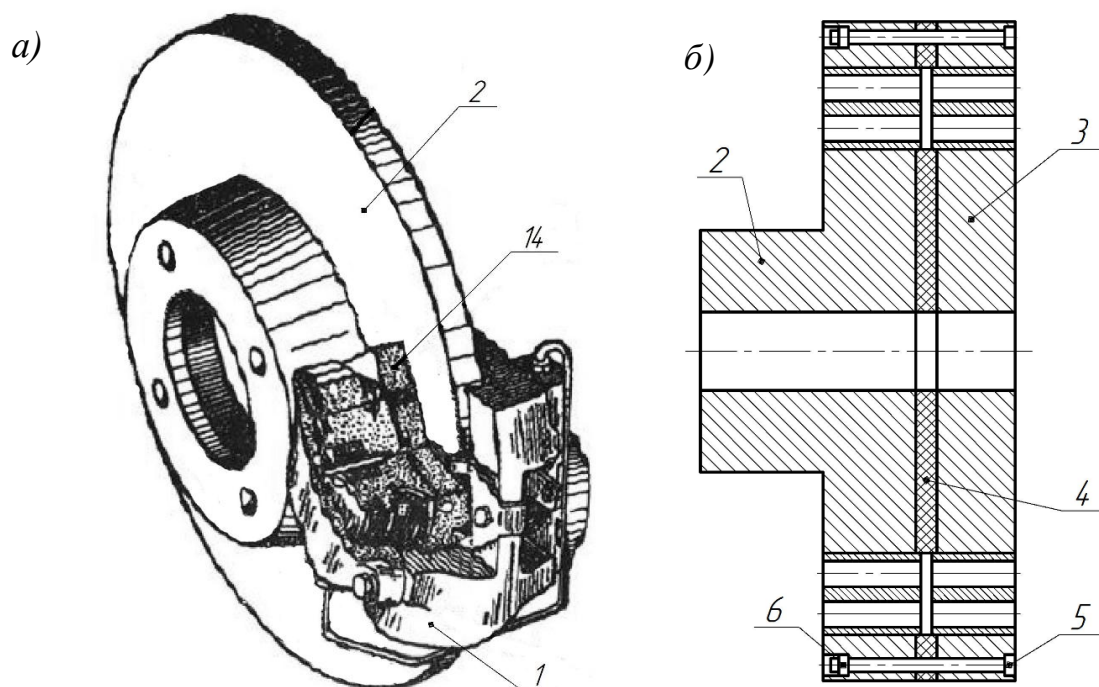


Рисунок 4.11 *a, б* – Серійне дисково-колодкове гальмо (*a*) та його вдосконалений суцільний диск (*б*)

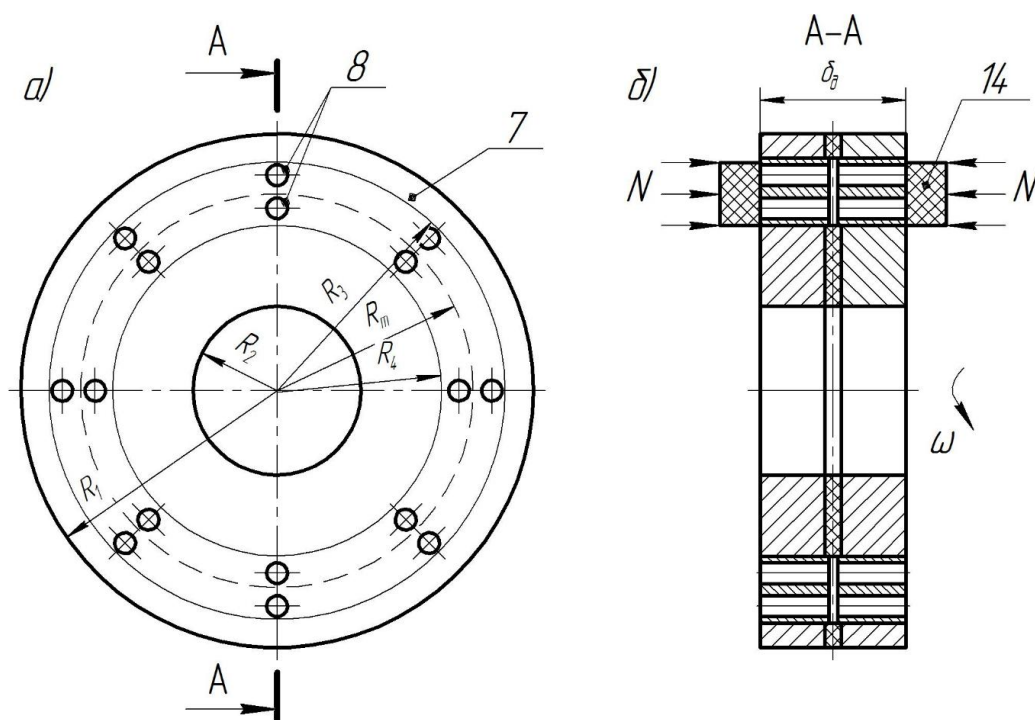


Рисунок 4.12 *a, б* – Фронтальне зображення вдосконаленого суцільного диска (*a*) та його поздовжній розріз (*б*) при фрикційній взаємодії пар тертя

Теоретичні дослідження, підтверджені експериментально, показали, що найбільшу ефективність мають термобатареї, складені з матеріалів з дірковою та електронною провідністю ( $p$ - і  $n$ -типу). У цьому випадку виникаючі в напівпровідниках струми збігаються за напрямком, підсилюючи один одного. Пояснюється це тим, що вільні електрони у напівпровіднику з  $n$ -типом провідності накопичуються на його холодному кінці, заряджаючи холодний спай від'ємно, а гарячий – додатно. У напівпровіднику з дірковою провідністю, навпаки, гарячий кінець заряджається від'ємно, а холодний – додатно.

Роботу термобатарей у режимах мікроелектротермогенераторів і мікроелектротермохолодильників описано в додатку М до роботи.

З вищевикладеного випливає, що вільні заряди створюються в термоелементах у результаті теплового руху атомів. Тому електропровідність більшості напівпровідникових матеріалів стрімко зростає з підвищенням температури. Її підвищення на  $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  збільшує електропровідність термоелемента на  $3\dots 6\%$ ; при підвищенні температури на  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  вона зростає приблизно на  $75\%$ , а зі збільшенням температури на  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  електропровідність термоелемента підвищується в 50 разів [96].

Істотне збільшення питомої електропровідності термобатарей, вмонтованих у пояс тертя гальмового диска, зумовлює інтенсивне відведення теплоти, а отже, підвищує ефективність його охолодження.

У процесі подачі напруги плюсом на  $p$ -тип електропровідності напівпровідникової речовини та мінусом на  $n$ -тип зовнішнє електричне поле буде спрямовано проти внутрішнього електричного поля  $p$ - $n$  переходу, а у ланцюзі діода (рис. 4.13) з'явиться електричний струм (пряма провідність), тобто маємо горизонтальне розташування однойменної полярності переходу  $n$  і  $p$ . У цьому випадку діод пропускає максимальний електричний струм. При зміні полярності напруги на протилежний виникає область, яка не має вільних носіїв електричного струму (зворотна провідність), тобто маємо вертикальне розташування однойменної полярності переходу  $n$  і  $p$  типів. Зворотний струм напівпровідникового діода близький до нуля, але не дорівнює нулю, тому в



обох областях завжди є неосновні носії заряду. Для цих носіїв  $p$ - $n$  перехід буде відкритий. Отже,  $p$ - $n$  перехід має властивість однобічної електротеплопровідності (від пояса тертя диска до робочих поверхонь фрикційних накладок гальмових колодок), яка зумовлена подачею напруги з різною полярністю. За допомогою цієї властивості досягається вирівнювання енергонавантаженості робочих поверхонь пар тертя за рахунок вирівнювання їх електротеплопровідності.

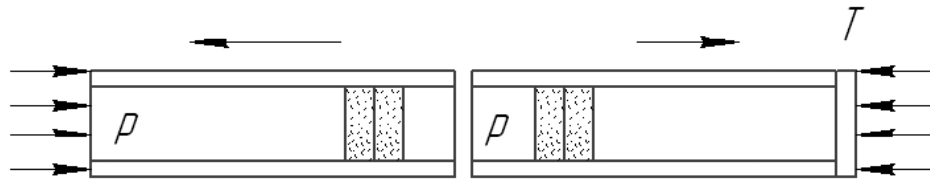


Рисунок 4.13 – Термобатарея, що працює в режимі діода

Вимоги, пропонувані до власних і домішкових напівпровідникових речовин, що виступають в якості складових фрикційних елементів, формуються за умови можливості регулювання та керування внутрішнім електричним полем, порушуваним імпульсними питомими навантаженнями і температурами спалаху на плямах контакту мікровиступів пар тертя дисково-колодкового гальма при електротермомеханічній фрикційній взаємодії. При цьому генероване парами тертя «метал – полімер» та «напівпровідник – полімер» зовнішнє електричне поле ефективно взаємодіє з виникаючим в приповерхневих шарах зазначених пар тертя внутрішнім електричним полем. На основі вищевикладеного сформульовано такі вимоги:

- штучне створення змін переходів електротеплопровідності типів  $p$ - $p$  і  $n$ - $n$  діодів, що працюють у режимах з перемиканням електричних струмів за схемою «прямий – зворотний» і «зворотний – прямий» у парах тертя;

- формування з елементів тертя мікротеплоелектробатарей, що працюють у режимах мікротермоелектрогенераторів і мікротермоелектроохолодильників на різних плямах контактів мікровиступів пар тертя «метал – полімер» і «полімер – напівпровідник» незалежно від рівня енергонавантаженості суцільного гальмового диска;

– використання перехідних процесів у структурах «напівпровідник – напівпровідник» (фрикційної накладки), що мають високоомний питомий опір і можливість забезпечувати рівноважний розподіл і керування електротеплопровідністю в об’ємі напівпровідникових речовин за допомогою імпульсів електричного струму в процесі електротермомеханічного тертя при фрикційній взаємодії пар тертя «метал – полімер» та «напівпровідник – полімер».

Системний аналіз власних та з домішками напівпровідникових речовин гальмового диска з урахуванням їх фрикційної взаємодії з хімічними компонентами фрикційних накладок спонукав до детальнішого розгляду нижченаведених напівпровідників.

У табл. 4.8 і табл. 4.9 наведено властивості власних і домішкових напівпровідників для начинки порожнин диска гальма [98].

Таблиця 4.8 – Властивості власних напівпровідникових речовин

Властивості	Хімічні елементи				
	B*	C	Si	Se	
Густина, кг/м <sup>3</sup>	2,35	2,245	2,3	4,8	
Температура плавлення, °C	$2,35 \cdot 10^3$	$4,5 \cdot 10^3$	$1,4 \cdot 10^3$	$2,2 \cdot 10^2$	
Питомий опір, Ом·м	$4 \cdot 10^3$	$10^{12}$	$21 \cdot 10^3$	$1,2 \cdot 10^4$	
Тип провідності	<i>p-n</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>p</i>	
Ширина забороненої зони, eV	1,1	2,5	1,1	1,7 – 1,9	
Рухливість, см <sup>2</sup> /(В·с):	електронів	0,4 – 1,0	$1,6 \cdot 10^3$	$1,5 \cdot 10^3$	1,5
	дірок	0,2 – 50,0	$1,5 \cdot 10^3$	$4,8 \cdot 10^2$	1,2

\*Примітка: B – бор; C – вуглець; Si – кремній; Se – селен.

У конструкції вдосконаленого гальмового диска передбачено застосування трьох вільних і трьох домішкових напівпровідника. У результаті електротермомеханічного тертя виникає багатоконпонентна фрикційна взаємодія плям контактів мікроставуств. При одиничному розгляді компонентів

пояса тертя гальмового диска на час експериментальних досліджень проводилося покриття його робочої поверхні диспергуючим шаром. Після зношування першого шару наносився шар чергового компонента на пояс тертя диска, і так тривало доти, поки не зносився останній шар компонента пояса тертя суцільного диска.

Таблиця 4.9 – Властивості домішкових напівпровідникових речовин

Властивості		Хімічні елементи			
		$B_4C^*$	$\beta-SiC$	AlSb	$Cu_2O$
Густина, $\times 10^3$ кг/м <sup>3</sup>		2,52	3,21	4,26	6,05
Температура плавлення, $\times 10^3$ , °C		2,35	2,83	1,07	1,55
Питомий опір, Ом·м		$1 \cdot 10^2$	$10^{11}$	$1,05 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^6$
Тип	провідності	<i>p-n</i>	<i>p-n</i>	<i>p-n</i>	<i>n</i>
	хімічного зв'язку	іонно-ковалентний			ковалентний
Ширина забороненої зони, eВ		1,64	3,5	1,6	$(2,2 - 3,9) \cdot 10^{-1}$
Рухливість, см <sup>2</sup> /(В·с):	електронів	$8,5 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^3$	$0,2 \cdot 10^2$	$7,8 \cdot 10^2$
	дірок	$7,65 \cdot 10^2$	$1,1 \cdot 10^3$	$5,5 \cdot 10^2$	7,1

\*Примітка:  $B_4C$  – карбід бору;  $\beta-SiC$  – карбід кремнію; AlSb – антимонід алюмінію;  $Cu_2O$  – окис міді.

Були сформовані переходи провідності кожної вільної та домішкової напівпровідникової речовини з робочою поверхнею фрикційної накладки (табл. 4.10). Аналіз переходів різних типів провідності при електротермомеханічній фрикційній взаємодії хімічних компонентів фрикційної накладки з елементами напівпровідникових речовин пояса тертя диска при поверхневій температурі 300 °C показав:

– у переходах типу *n-n* і *p-p*, який працює в режимі діода, має місце прямий струм (з напівпровідників у накладки), а при переході *p-n* у режимі діода спостерігається зворотний струм (з накладок у напівпровідники диска); у тих і інших виявилася рівна кількість переходів (по три);

– у переходах  $p-n-p$ , які працюють в режимі транзистора, спостерігається зниження напруги електричного поля, що суттєво зменшує прямий струм при змінних питомих опорах плям контакту мікроставів пар тертя «метал – напівпровідники»;

– у переходах  $p-n-n$  і  $n-p-p$ , що працюють у режимі транзистора з так званим подвійним  $n$  і  $p$ , спостерігався ослаблений прямий струм (з напівпровідників диска у накладки).

Таблиця 4.10 – Електротермомеханічна фрикційна взаємодія хімічних елементів полімерних накладок з елементами напівпровідникових речовин гальмового диска

Напівпровідники і їх тип провідності	Хімічні елементи у складі матеріалу накладки				
	Si	Cu	C <sub>вільн.</sub>	Al	Ni
B – ( $p-n$ )	$p-n-p$	$p-n-n$	$p-n-n$	$p-n; n-n$	$p-n-n$
Si – ( $p$ )	$p-n$	$p-n$	$p-n$	$p-n$	$p-n$
Se – ( $p$ )	$p-p$	$p-n$	$p-n$	$p-n$	$p-n$
B <sub>4</sub> C – ( $p-n$ )	$p-n-p$	$p-n-n$	$p-n-n$	$p-n-n$	$p-n-n$
$\beta$ -SiC – ( $p-n$ )	$p-n-p$	$p-n-n$	$p-n-n$	$p-n-n$	$p-n-n$
AlSb – ( $p-n$ )	$p-n-p$	$p-n-n$	$p-n-n$	$p-n-n$	$p-n-n$

Отже, зниження енергонавантаженості пояса тертя суцільного диска досягається за рахунок роботи термобатарей у режимах мікротермоелектрогенераторів і мікротермоелектрохолодильників, а також діодів.

## Висновки

1. Запропоновано багат шарову теплову модель пар тертя дисково-колодкового гальма з суцільним і вентильованим гальмовими дисками для дослідження циркулюючих теплових потоків в їх тілі з шістьма коефіцієнтами

теплопередачі. Враховували, що в структурі запропонованої моделі чотири рази фігурують параметри термодинамічних властивостей омиваючого повітря.

2. Сформульовано і вирішено математичну задачу оцінки напружено-деформованого стану пружного суцільного диска з отвором для випадку плоского напруженого стану, а також з урахуванням конструктивних параметрів і ваги вентилязованого диска. Дана задача не має точного аналітичного розв'язку, тому вимагає верифікації використання числових методів рішення. У цій задачі граничною умовою задавалась кутова швидкість обертання диска, а в якості допустимих параметрів – питома навантаження, динамічний коефіцієнт тертя, поверхнева температура і поверхневий та об'ємний градієнти. Визначено зони максимальних деформацій на біговій доріжці тертя диска і максимальних напружень в зоні спряження «внутрішнє коло бігової доріжки тертя – тіло диска».

3. Оцінено ресурс полімерних накладок колодок дисково-колодкового гальма з удосконаленими вентиляваними дисками на основі методу врахування потужності вузлів тертя. Визначено механічну, теплову й електричну складові потужності тертя, що дозволило розрахувати раціональну площу робочої поверхні накладки, варіюючи її шириною і довжиною, а також зведеним радіусом мікровиступів бігової доріжки тертя диска. Досягнуто збільшення ресурсу накладки в 1,25 рази. Цей метод є придатним також при розрахунку ресурсу накладок барабанно- та стрічково-колодкових гальм.

4. Розроблено принципи конструювання суцільних серійних вентиляваних та з елементами охолодження дисково-колодкових гальм транспортних засобів (легкових, вантажних та автобусів). Вони обґрунтовані аналітичними виразами та виконуються по етапах:

- визначають радіуси гальмових дисків разом з горизонтальною і вертикальною складовою їх фланців;

- розраховують раціональні площі матових і полірованих поверхонь дисків для їх ефективного вимушеного охолодження;

- користуються функціональними залежностями вигляду  $D=f(\delta)$  і  $m = f(\delta)$  (де  $D$ ,  $\delta$  – зовнішній діаметр диска та його товщина;  $m$  – маса диска) для

підбору різних типів дисків для гальм з раціональними параметрами для всіх категорій транспортних засобів.

5. Запропоновано систему і метод зниження енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма з теплоізолюваною від тіла диска біговою доріжкою тертя, в яку вмонтовано циліндричні трубки, заповнені власними та з домішками напівпровідниковими речовинами. Вони при фрикційній взаємодії з робочими поверхнями полімерних накладок позитивно змінюють свої властивості. Горизонтальні теплові трубки з наповнювачами є складовими елементів мікротермоелектробатарей, які працюють в режимах термоелектрогенераторів і термоелектрохолодильників, а також діодів і транзисторів, які здатні спричиняти прямий і зворотний струми, що сприяє зниженню енергонавантаженості пар тертя гальма.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті виконаних теоретичних й експериментальних досліджень дисково-колодкових гальм передньої осі вантажного транспортного засобу марки MAN моделі TGA 26.430 при керованому імпульсному підведенні теплоти до пар тертя та оцінки напружено-деформованого стану вентильованих гальмових дисків з елементами охолодження (отворами та канавками, розташованими під кутом та віялом) на їхніх поясах тертя з урахуванням специфіки роботи гальм в умовах енергонавантажених випробувань типу I та II згідно з правилами 13 ЄЕК ООН, визначено раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри пар тертя транспортних засобів категорії N3, які забезпечують покращання зносо-фрикційних властивостей гальма.

1. Уперше запропоновано методи оцінки: теплового балансу вентильованих дисків при теплоізоляції їхніх поверхонь в лабораторних та експлуатаційних умовах з різними рівнями енергонавантаженості, що дозволило знизити: металомісткість дисків до 10%; енергонавантаженості удосконалених вентильованих дисків з елементами охолодження до 19 %. Ефективність оцінювали з урахуванням взаємозв'язку конструктивних параметрів, напружено-деформованого стану тіла диска та регламентованих експлуатаційних параметрів пар тертя гальма, що підвищило точність розрахунків до 15 %. Установлено, що 92 – 96% акумульованої теплоти – це повздовжні теплові потоки, решта – поперечні.

2. Сформульовано та розв'язано математичні задачі для оцінки:

– гідравлічних втрат при русі потоків повітря в удосконаленому вентильованому гальмовому диску з елементами охолодження, втрат кількості повітря, коефіцієнтів теплопередачі та ефективності вимушеного охолодження;

– напружено-деформованого стану пружного суцільного диска з центральним отвором для випадку плоского напруженого стану з урахуванням конструктивних параметрів його елементів і маси. Установлено області максимальних деформацій і максимальних напружень на поясі тертя диска. Визначено напружено-деформований стан різних типів удосконалених вентильованих гальмових дисків при допустимих експлуатаційних параметрах

із залученням методу скінченних елементів і за допомогою комп'ютерного моделювання. Показано, що залишкові термічні напруження в тілі різних типів гальмових дисків досягають 20% від поточних термічних напружень при об'ємних температурах 150,0 – 200,0 °С.

3. Запропоновано принципи конструювання суцільних й удосконалених вентильованих дисково-колодкових гальм різних категорій транспортних засобів на основі системного підходу. Отримано аналітичні вирази та проведено обчислення з визначення раціональних: радіусів гальмових дисків; площ матових і полірованих поверхонь для ефективного вимушеного їх охолодження. Знайдено функціональні залежності вигляду  $D = f(\delta)$  і  $m = f(\delta)$  (де  $D$ ,  $\delta$  – зовнішній діаметр диска і його товщина;  $m$  – маса диска), з урахуванням яких визначено раціональні параметри різних типів дисків для всіх категорій транспортних засобів.

4. Оцінено ресурс полімерних накладок колодок різних типів гальмових дисків для всіх категорій транспортних засобів з урахуванням потужності тертя. Вона містить механічну, теплову й електричну складові. Визначено енергетичний рівень мікровиступів пояса тертя диска і раціональну площу робочої поверхні накладки варіюванням її шириною, довжиною і зведеним радіусом мікровиступів поверхні тертя диска. Досягнуто збільшення ресурсу накладки в 1,25 раза. Запропонований метод використовується також при розрахунку ресурсу накладок барабанно- і стрічково-колодкових гальм.

5. Запропоновано систему і метод зниження енергонавантаженості пар тертя гальма з теплоізолюваним від тіла диска поясом тертя, в який вмонтовано циліндричні трубки, заповнені власними і з домішками напівпровідниковими речовинами. При фрикційній взаємодії з робочими поверхнями накладок ці речовини змінюють свої властивості так, що утворюються мікротермоелектробатареї, які працюють в режимах мікротермоелектрогенераторів і мікротермоелектроохолодильників, знижуючи енергонавантаженість гальма.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антонюк В. Е. Динамическая стабилизация геометрических параметров деталей со знакопеременным нагружением. Минск: УП «Технопринт», 2004. 184 с.
2. Артемов Н. П., Лебедев А. Т., Подригало М. А. и др. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин / под ред. М. А. Подригало – Х.: Міськдрук, 2012 – 220 с.
3. А.с. №1234688 А1 СССР 4F16D 65/813. Охлаждающее устройство, встроенное во вращающийся на валу тормозной диск / А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко, Л. Н. Князев, И. Н. Масляк, А. Н. Янкевич; 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 / А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко, Л. Н. Князев, А. Н. Янкевич, С. В. Балаболин; 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 / А. В. Новиков; 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» / А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко, Л. Н. Князев, А. Н. Янкевич, Ю. С. Замора; заявитель Ивано-Франковский ин-т нефти и газа. №2562071; заявл. 27.12.1977; опубл. 15.02.1980, Бюл. №6. 4 с.
7. Балакин В.А., Сергиенко В.П. Испытания материалов на фрикционную теплостойкость. Трение и износ. 1996. 17, №2. С. 194–201.
8. Беляев Н. М. Основы теплопередачи. Киев: Высшая школа, 1989. 342 с.
9. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М: Машиностроение, 1993. 640 с.

10. Васильев В. И. Обоснование рациональных динамических параметров предохранительного торможения шахтных подъемных установок: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.09 – динаміка та міцність машин / Национальный технический университет Украины “КПИ”. Киев, 2012. 207 с.

11. Витвицкий В. С. Влияние конструкции фрикционного узла на электротермомеханическое трение. Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2016. № 3(72). С. 57–63.

12. Возный А. В. Гальмівний момент при контактній-імпульсній взаємодії металополімерних пар тертя. Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2013. Вип. 60. С. 42–47.

13. Возный А. В. Градієнти гальмівних моментів, що розвиваються металополімерними парами тертя стрічково-колодкового гальма. Енергоощадні машини і технології: тези доповід. міжнарод. наук.-техн. конференц. (28-30 травня 2013 р, Київ). Київ, 2013. С. 98–99.

14. Возный А. В. Контактно-імпульсна та контактна фрикційна взаємодія металополімерних пар тертя: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.04 – тертя та зношування в машинах / Нац. авіац. ун-т. – Київ, 2015. 24 с.

15. Возный А., Бекиш И., Витвицкий В. Теория и проектирование тормозных дисков с охлаждением типа «многоструйный эжектор» дисково-колодочного тормоза. Проблемы та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії: матеріали XXXV міжнародної науково-практичної інтернет-конференції (27–28 лютого 2017 р., м. Переяслав-Хмельницький). Переяслав-Хмельницький, 2017. С. 162–165.

16. Возный А. В., Малык В. Я., Стадник О. Б., Витвицкий В. С. Оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов. Нові виклики. Нові досягнення: матеріали X міжн. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених (15 вересня 2017, м. Краматорськ). Краматорськ, 2017. С. 36–40.

17. Возный А. В., Стадник О. Б., Витвицкий В. С. Применение дисково-колодочных тормозов в подъемно-транспортных машинах. Science of the third

millennium: proceedings of V International scientific conference (29 April 2017, Morrisville). Morrisville, USA: Lulu Press, 2017. С. 34–38.

18. Возный А. В., Стадник О. Б., Витвицкий В. С. Системотехника при исследовании пар трения дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин. Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя: матеріали V міжн. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених (19 квітня 2017, м. Краматорськ). Краматорськ, 2017. С. 48–54.

19. Возный А. В., Витвицкий В. С., Стадник О. Б. Энергонагруженность пар трения в дисково-колодочных тормозных устройствах. Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2017. № 1(74). С. 49–64.

20. Возный А. В., Малык В. Я., Витвицкий В. С., Красин П. С. Энергонагруженность пар трения с полупроводниковыми веществами дисково-колодочных тормозных устройств. Scientific thought transformation: proceedings of X International scientific conference (22 Sep. 2017, Morrisville). Morrisville, USA: Lulu Press. С. 22–26.

21. Волощук В. В. Моделювання стану та енергоємності автомобільних барабанних гальм і визначення їхніх раціональних конструктивних параметрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори / Харк. нац. автомоб.-дор. ун-т. Харків, 2011. 216 с.

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

23. Вольченко А.И. Тепловой расчет тормозных устройств. Львов: Высшая школа. 1987. 133 с.

24. Вольченко Д. А., Возный А. В., Бекиш И. О., Витвицкий В. С. Снижение энергонагруженности пар трения дисково-колодочного тормоза. Наукові дослідження: перспективи іновачій у суспільстві і розвитку технологій: матеріали VI всеукраїнської наук.-практ. конф. 13 жовтня 2017, м. Харків). Харків, 2017. С. 52–56.

25. Вольченко Д. А., Андрейчиков Е. Ю., Витвицкий В. С. Влияние конструкции фрикционного узла на электротермомеханическое изнашивание. Наук.-техн. та виробн. журнал Підйомно-транспортна техніка. Одеса, 2016. № 4(52). С. 78–86.

26. Вольченко Д.А., Вольченко Н. А., Витвицкий В. С.К вопросу снижения водородного износа пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть вторая). Нафта і газ. Наука – освіта – виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали всеукраїнської наук. техн. конф. Дрогобич, 2016. С. 15–19.

27. Вольченко Д. А., Скрипник В. С., Витвицкий В. С. Нанотрибологические процессы в парах трения ленточно-колодочных тормозов. Наукові нотатки, міжвуз. зб. за галузями знань «Технічні науки». Луцьк, 2016. Вип. 55. С. 68–71.

28. Вольченко Д. А. Научные основы управления износо-фрикционными свойствами металлополимерных пар трения тормозов для предотвращения термостабилизационного явления: дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.04 – тертя та зношування в машинах. Киев, 2012. 424 с. На укр. яз.

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

30. Вольченко Н. А. Динамика многопарных фрикционных узлов. Ростов-на-Дону: Северо-Кавказский научн. центр высш. школы, 2005. 238 с.

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

32. Гаркунов Д. Н. Триботехника. Износ и безизносность. М.: Изд-во МСХА, 2001. 616 с.

33. Горячева И.Г. Добычин М. Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1998. 256 с.
34. ГОСТ Р41.13-2007 (Правила №13 ЕЭК ООН). Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. М.: Стандартформ, 2009. 170 с.
35. Гудз Г. С. Обґрунтування методів досліджень та теплового розрахунку фрикційних вузлів автотранспортних засобів: дис. ... док. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори. Харків, 1998. 293 с.
36. Гудз Г. С., Захара И. Я., Клыпко О. Р. Влияние типа испытаний на температурный режим невентилируемых и вентилируемых дисков тормозов автобусов. Вестник МАДИ, Вып. 1(32), 2013. С. 3–7.
37. Гудз Г. С., Голобчак М. В., Клипко О. Р. Комплексна оцінка теплонавантаженості дискових гальм автобусів на тривалих режимах роботи. Львів: Галицька видавнича спілка, 2017. 124 с.
38. Гудз Г. С., Захара И. Я., Тарапон О. Г. Новый подход к моделированию температурных режимов автомобильных вентилируемых дисков тормозов при циклических торможениях. 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.).
39. Гудз Г. С., Голобчак М. В., Коляса О. Л., Яворський Я. П. Тепловий розрахунок автомобільних дискових гальм на типових режимах випробувань. Львів: Ліга-прес, 2007. 128 с.
40. Дем'янюк В. А. Науково прикладні основи системного аналізу та оптимального проектування гальмових керувань автобусів: дис. ... док. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори. Львів, 2005. 514 с.
41. Демянушко И. В., Биргер И. А. Расчет на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978. 247 с.
42. Джанахмедов А.Х. Стохастическое моделирование трения и изнашивания фрикционных устройств с применением теории подобия: дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.04 – трени и знос в машинах. Баку, 1988. 394 с.

43. 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.

44. Диплом №462 на открытие «Закономерности изменения износофрикционных характеристик поверхностных слоев металлополимерных пар трения при их контактно-импульсном взаимодействии» от 28.12.2013 г. 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.

45. Дисковый тормоз для автомобилей большой грузоподъемности / А.Б. Гредескул, Е.Б. Решетников, В.Я. Кушок и др. / Автомобильная промышленность, №10, 1982. С. 17–21.

46. Євтушенко О., Куцей М., Ох Е. Моделювання температурного режиму гальмівної системи з урахуванням термочутливості матеріалів. Фізико-хімічна механіка матеріалів, 2014. Т. 50, № 3. С. 77–83.

47. Євтушенко О., Куцей М., Євтушенко Ол. Моделювання фрикційного нагрівання під час гальмування. Фізико-хімічна механіка матеріалів. 2012. Т. 48, № 5. С. 27-33.

48. Євтушенко О., Куцей М., Гжесь П. Числовий та аналітичний розв'язки теплової задачі тертя під час гальмування. Фізико-хімічна механіка матеріалів. 2011. Т. 47, № 6. С. 59-64.

49. Журавльов Д. Ю. Бекіш І. О., Витвицький В. С. Технічні вимоги і умови роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Машина, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу: матеріали міжнародної наук. техн. конф. Івано-Франківськ, 2016. С. 296–299.

50. Захара І. Я. Вдосконалення методу теплового розрахунку дискових гальм автобусів на циклічних випробуваннях: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори. Львів, 2013. 141 с.

51. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия: ГОСТ 10851-73. М.: Изд-во стандартов, 1984. 17 с.

52. 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.

53. К вопросу об использовании динамических моделей дисково-колодочных тормозов транспортных средств / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стаднык, В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2017. № 2(75). С. 24–37.

54. К вопросу расчета и проектирования различных типов дисков для тормозов подкатегорий автотранспортных средств / М. В. Киндрачук, А. И. Вольченко, В. Я. Малык, Д. Ю. Журавльов В. С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування. Київ, 2018. № 3 (80). С. 4–15.

55. Капитонова Л. В. Влияние перфорации дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортных самолетов. Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. №70. 2015. С. 160–167.

56. Кита Я. Влияние отверстий в тормозных дисках на охлаждение тормозов. Sumomoto Electr. Rem. 1986. № 93. S. 88–92. – (Пер. с япон.).

57. Клипко О. Р. Системологічна оцінка температурних режимів вентильованих дискових гальм автобусів на випробуваннях II: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори. Львів, 2011. 171 с.

58. Колесников В. И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. М.: Наука, 2003. 279 с.

59. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1980. 394 с.

60. Кравченко К. О. Визначення шляхів підвищення ефективності охолодження гальмівних елементів транспортних засобів. Міжвузівськ. зб.: Наукові нотатки, Луцьк, 2014. № 46, С. 295–300.

61. Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1986. 480 с.

62. Кравченко К. О. Гальмівні елементи транспортних засобів. Вісник ХНТУСГ: сб. науч. раб. Севастополь, 2014. Вып. 155. С. 71–78.

63. Левыкин Д. А. Математическая модель электрического контакта шероховатых поверхностей. Программные продукты и системы. 2011, №4. С. 178–180.

64. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.

65. Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В. Чичинадзе, Р.М. Матвеевский, Э.Д. Браун [и др]. М.: Наука, 1986. 245 с.

66. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.: Машиностроение, 1969. 184 с.

67. Мирошниченко В. А., Фурсов Н. П. Пути совершенствования фрикционных материалов автомобилей ИЖ, повышение конкурентоспособности, альтернативные поставщики и сотрудничество ОАО «ИЖАВТО» – ОАО «ТИИР». Труды 5-го международн. симпозиума по фрикционным изделиям и материалам. Ярославль (Россия), 2003. С. 1–2.

68. Мусалимов В. М., Валетов В. А. Динамика фрикционного взаимодействия. Санкт-Петербург: СПбГУ ИТМО, 2006. 191 с.

69. Нанбандян Г.Б. Напряженно-деформированное состояние диска фрикционного узла транспортного средства с учетом влияния двумерного переменного температурного поля. Механика и трибология транспортных систем – 2003: сб. доклад. международн. конгр. Ростов-на-Дону (Россия). 2003. Т.1. С. 168–171.

70. Напряженно-деформированное состояние при многоочаговом зарождении и развитии микротрещин в тормозных шкивах буровых лебедок / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко,



В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2016. № 1(70). С. 20–32.

71. Неклюдова Г. А., Тищенко П. А., Сокаль В. И. Решение задачи нестационарной теплопроводности для деталей дискового тормоза скоростного вагона. Механика и трибология транспортных систем – 2003: сб. доклад. международн. конгр. Ростов-на-Дону (Россия). 2003. Т.1. С. 175–178.

72. 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.

73. Носко А. Л., Носко А. П. Исследование термоупругого контакта взаимодействия в трибосопряжениях. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Машиностроение, 2007. № 2. С. 71–81.

74. Носко А. Л. Экспериментальное исследование нагрева тормозных устройств с малым коэффициентом взаимного перекрытия. М.: Изв. высш. учебн. завед. №9, 1988. С. 118–122.

75. Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки фрикционной теплостойкости материалов: ГОСТ 23.210-80. М.: Изд-во стандартов, 1980. 9 с.

76. Определение характеристик изнашивания при испытаниях на машинах с переменной площадью контакта / Ю. Ф. Макаров, А. А. Тувин, С. Ю. Макаров // Заводская лаборатория, 1986. №6. С. 68–69.

77. Оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения дисково-колодочных тормозных устройств / А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стадник [и др.] // Енергоощадні машини і технології: тези доповідей II міжнародн. наук.-техн. конф.(29 вересня – 1 жовтня 2015 р., м. Київ). К.: Київський нац. ун-т будівництва і архітектури, 2015. С. 104.

78. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / Под редакцией В.К. Кошкина. М.: Машиностроение, 1985. 624 с.

79. Основы трибологии / Под. ред. Чичинадзе А.В. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.

80. Осташук М.М. Розроблення методу визначення розподілу теплових потоків в елементах автомобільних дискових гальм на тривимірних моделях: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Львів, 2005. 157 с.

81. 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.

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 государст. ун-т нефти и газа. №2012154232/11; заявл. 14.12.2014; опубл. 20.07.2014, Бюл. № 20. 6 с.

83. Пат. 2594044 С1 РФ МПК F16D 65/12, F16D 65/84. Способ определения площадей поверхностей металлических 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 Кубанск. государств. технолог. 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. Патент України № 115586 F16D 65/847(2006.01). Дисково-колодкове гальмо з системою охолодження типу «вихрова труба» і спосіб охолодження дисково-колодкового гальма / О. І. Вольченко, М. О. Вольченко, В. С. Скрипник, А. В. Возний, О. Б. Стадник; власник Івано-Франківський націонал. техн. ун-т нафти і газу. № а201509152; заявл. 23.09.2015, опубл. 27.11.2017, Бюл. № 22. 6 с.

87. Патент України № 116009 F16D 55/12 (2006.01), F16D 69/00. Метод визначення оптимізаційних параметрів пари тертя дискового гальмівного

пристрою / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко, А. В. Возний, О. Б. Стадник; власник Івано-Франківський націонал. техн. ун-т нафти і газу. № 201509153; заявл. 23.09.2015, опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2. 6 с.

88. Патент України № 117625 G01N 3/56(2006.01). Спосіб випробування матеріалів на зношування при терті по абразивному прошарку / М. Й. Бурда, Л. Я. Роп'як, Ю. М. Бурда, О. В. Рогаль, В. В. Перепічка, В. С. Витвицький; власник Івано-Франківський націонал. техн. ун-т нафти і газу. № а201700398; заявл. 16.01.2017, опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. 7 с.

89. Подригало М.А., Назаров В. И. Оценка вертикальных динамических реакций на осях двухосного автомобиля при торможении в процессе эксплуатации. Вісті автомобільно-дорожнього інституту. 2011. № 1(12). С. 129–135.

90. Подригало М. А., Волков В. П., Карпенко В. А. и др. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / под ред. М.А. Подригало. Х.: ХНАДУ, 2003. 614 с.

91. Подригало М. А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03 – колісні та гусеничні машини. Харьков, 1994. 600 с.

92. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А. Л. Левин, М. М. Бородулин, А. В. Чичинадзе и др. // под. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1980. 208 с.

93. Поляков П. А. Повышение эффективности тяжело нагруженных фрикционных узлов тормозных устройств: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02 – автомобили и тракторы. Краснодар, 2013. 157 с.

94. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть 1) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев, Н. А. Вольченко, В. С. Витвицкий, В. М. Чуфус // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку. 2017. №3(9). С. 18–30.

95. Прогнозування енергонавантаженості пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної підйомної машини / Д.О. Вольченко, В.Я. Малик, А.В. Возний, В.С. Витвицький // Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018: матеріали II міжн. наук.-техн. конф. (24-27 квітня 2018, м. Івано-Франківськ). Івано-Франківськ, 2018. С. 185–188.

96. Проектний та перевірений розрахунок фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм / О. І. Вольченко, А. В. Возний, В. С. Витвицький, О. Б. Стадник // Матеріали LXXII наук. конф. проф. виклад. складу, асп. студент. та співробітників: відокремл. структ. підрозд. Націонал. трансп. ун-ту. Київ, 2016. С. 527–528.

97. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств. Стандарт / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, О. Б. Стадник и др. Баку: Апострофф, 2016. 264 с.

98. Промышленные полимерные композиционные материалы / Под общ. ред. М. Ричардсона. М.: Химия, 1980. 472 с.

99. Протасов Б. В., Глазков В. П. О связи износа с распределением теплового потока в трибосопряжении. Изв. вузов, Машиностроение, 1978. № 1. С. 84–87.

100. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гинзбург, З.В. Игнатъев. М.: Наука, 1989. 267 с.

101. Семенюк В. Вудвуд О. Аналіз впливу кількості колодок на стабільність гальмівного моменту дисково-колодкового гальма. 12-й міжнар. симпоз. інж.-механ. у Львові: тези доповіді (28-29 травня 2015 р, м. Львів). Львів, 2015. С. 191–192.

102. Скрыпник В. С., Вольченко Н. А., Витвицкий В. С. Робастическая методология разработки фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі: матеріали

міжнародної науково-технічної інтернет-конференції (27–28 лютого 2016 р., м. Кривий Ріг). Кривий Ріг, 2016. С. 284.

103. Сторож Я. Б. Стабілізація навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. Івано-Франківськ, 2006. 248 с.

104. Спектор С. А. Электрические измерения физических величин. Л.: Энергоиздат, 1987. 319 с.

105. 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.

106. 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.

107. Стадник О. Б. Обґрунтування параметрів та покращення фрикційних властивостей вузлів гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05 – піднімально-транспортні машини. Тернопіль, 2017. 157 с.

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

109. Стадник О. Б. Импульсная и длительная энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства. Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2015. Вип. 2(67). С. 76–98.

110. 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., м. Дрогобич). Дрогобич, 2015. С. 121–126.

111. Тепловой расчет автомобильных дисковых тормозов на типовых режимах испытаний: монография / Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Л. Коляса, Я. П. Яворский. Львов: Лига – Пресс, 2007. 128 с. – (укр.).
112. Теплотехника / под. ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2000. 671 с.
113. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин. М.: Энергоатомиздат, 1987. 190 с.
114. Тихомиров В. П., Горленко О. А., Порошин В. В. Методы моделирования процессов в триботехнических системах. М.: МГИУ, 2004. 292 с.
115. Тормозные свойства и тормозные механизмы колесных тракторов / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко и др. Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. 507 с.
116. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 575 с.
117. Третьяков А. О., Бурмистр М. В. Моделирование процесса износа изделий из полимерных композиционных материалов. Механика и трибология транспортных систем – 2003: сб. доклад. междунар. конгр. Ростов-на-Дону (Россия). 2003. Т. 1. С. 303 – 307.
118. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко и др. Киев-Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. 371 с.
119. Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Харьков: Изд-во ХГАДТУ. 2000. 472 с.
120. Турков А. И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного подвижного состава; дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.01 – локомотивы (электровозы, тепловозы, газотурбовозы) и вагоны. Хабаровск, 1982. 357 с.

121. Федоров А. А., Бытев Д. О. Моделирование температурных всплесков при трении. Механика и трибология транспортных систем – 2003: сб. доклад. международн. конгр. Ростов-на-Дону (Россия). 2003. Т. 2. С. 330–335.

122. 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 – трение и износ в машинах. М., 1997. 360 с.

123. Федосеев В. Н., Хурцидзе Т.В. Формирование контурной площади контакта фрикционных пар тормозных устройств повторно-кратковременного режима работы. М.: Изв. вузов, Машиностроение, 1988, №9. С. 112–117.

124. 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.

125. Фрикционное взаимодействие в электрических и тепловых полях металлополимерных пар трения / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев и др. // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2014. №6(2). С. 30–54.

126. Харламов П. В. Трибоспектральная идентификация и прогнозирование критического состояния подсистемы «тормозной диск – колодка автомобиля»: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.04 – трение и износ в машинах. Ростов-на-Дону, 2009. 164 с.

127. Чебаков М.И. Пространственные контактные задачи с учетом трения. Механика и трибология транспортных систем – 2003: сб. доклад. международн. конгр. Ростов-на-Дону (Россия). 2003. Т. 1. С. 335–357.

128. Чиковани М. Г., Федосеев В. Н. Температурное поле вентилируемого диска дисково-колодочного тормоза с каналами произвольной формы. М.: Изв. вузов, Машиностроение, 1985. №3. С. 14–19.

129. Чичинадзе А. В., Белоусов В. Я., Богатчук И. М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. Львов: Высшая школа, 1989. 144 с.

130. Чичинадзе А. В., Матвеевский Р. М., Браун Э. Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. М.: Наука, 1986. 248 с.

131. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств (часть третья) / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, А. В. Возный, И. О. Бекиш, В. С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук. техн. зб. К.: НАУ. 2018. №2(79). С. 28–40.

132. Электрогидравлические системы питания и управления дисковыми тормозными блоками HR7K, HR9K фирмы INCO (Чехия): Проспект диллера в Украине ООО «Укрэлектросервис». Харьков, 2010. С. 1–2.

133. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть VI) / А. Х. Джанахмедов, Э. С. Пирвердиев, В. С. Скрыпник, Д. Ю. Журавлев, В. С. Витвицкий // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2016. №2(8). С. 18–33.

134. Энергонагруженность дисков в парах трения «диск-колодка» тормозных устройств автотранспортных средств (часть вторая) / П. С. Красин, Н. А. Вольченко, О. Б. Стадник и др. // Научный журнал КубГАУ, 2015. № 110(06). С. 1–17.

135. Энергонагруженность дисково-колодочного тормоза с воздушным охлаждением типа "многоструйный эжектор" / Н. А. Вольченко, П. А. Поляков, А. В. Возный, О. Б. Стадник, В. С. Витвицкий // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы XVIII междунар. науч.-техн. конф. (19 апреля 2018, г. Тюмень). Тюмень: Тюменский индустр. ун-т, 2018. С. 69–73.

136. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах подъемно-транспортных машин (часть первая) / Н. А. Вольченко, А. В. Возный, А. Н. Вудвуд, О. Б. Стадник, В. С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук. техн. зб. К.: НАУ. 2017. № 3(76). С. 17–27.

137. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах подъемно-транспортных машин (часть вторая) / Д. А. Вольченко,



А. В. Возный, М. В. Кашуба, О. Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук. техн. зб. К.: НАУ. 2017. № 4(77). С. 29–35.

138. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах транспортных самолетов / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук. техн. зб. К.: НАУ. 2018. № 1(78). С. 4–16.

139. Энергонагруженность трибосопряжений дисково-колодочных тормозов транспортных средств / Н. А. Вольченко, П. А. Поляков, В. С. Скрыпник, В. С. Витвицкий // Евразийский Союз Ученых. Казань. 2018. №3(48), 2 часть. С. 51–59.

140. 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.

141. Яворський Я. П. Вдосконалення методу теплового розрахунку автомобільних дискових гальм при тривалих гальмуваннях на основі комп'ютерного моделювання: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори. Львів, 2004. 126с.

142. Янютин Е. Г., Янчевский И.В. Импульсное воздействие на упруго-деформируемые элементы конструкций. Харьков: ХАДИ, 2001. 184 с.

143. Янютин Е.Г. Импульсное деформирование упругих элементов конструкций. Киев: Научная мысль, 1993. 147 с.

144. Accordamenti progettativi per ridurre la sensibita dei freni a'tamburo con Expander a cuneo. Garage e officina, 1981, 32, 375. P. 27-30.

145. 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.

146. Chichinadze A. V. Evaluation method of the carbon friction composite materials used in multiple disc aviation brakes. *Tribologia*. Warszawa. №1 (2000). Part. I. P. 7–22; №2 (2000). Part II. P. 133–154; №1 (2001). Part III. P. 23–38.

147. Georges J. M. Some surface science aspects of tribology. *New directions in tribology* / Ed by I. M. Hutchings. Bury. St. Edmunds and London: MEP, 1997. P. 67-82.

148. 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. P. 6–17.

149. Johnson K. L. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1987. 452 p.

150. Krasin P. S., Volchenko N.A. Experimental calibration of racing car. *Научные труды КубГТУ*, №2, 2015. С. 1–8.

151. Krauser R., Kohlgruber K. *Temperaturberechnung in Scheibenbremsen*. *Automobile Industrie*, 4/1976. P. 37–48.

152. Mine hoist brake systems ABB. Subject specification company ABB (Sweden) 3BSE 040282, 2011. P. 1–8.

153. 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.

154. Vecor mine Hoists. Design and breaking systems, Brochure. FLSmidth Ltd., South Africa, 2011. P. 1-8.

155. Zaslavsky R. N., Zaslavsky Yu. S. Application of friction - polymer - forming additives for running - in of rubbing surfaces. *Wear*. 1987. Vol. 118. №1. P. 1–26.

156. Zuzhnov Yu. M. *Neues in der Redhaftung mit der Schiene*. M.: AIT, 2001. 30 p.

# ДОДАТКИ

## Додаток А

## Матеріали фрикційних пар дисково-колодкових гальм

Таблиця А.1 – Результати металографічних досліджень гальмових дисків

Матеріал	Чавун			
	Gh 190	Диск 1	Диск 2	Диск 3
Графіт	Тип А №4, 5; В; D	Тип А №4, 5;	Тип А №4, 5; В; Е	Тип А №4, 5; В;
Металева основа	Перліт пластинчастий MnS – 0,06% <sub>мас</sub> *	Перліт пластинчастий ферит до 10% <sub>об</sub> MnS – 0,17% <sub>мас</sub> *	Перліт пластинчастий ферит до 15% <sub>об</sub> MnS – 0,22% <sub>мас</sub> *	Перліт пластинчастий MnS – 0,18% <sub>мас</sub> *
Графіт	Диск 4	Диск 5	Диск 6	
	Тип А №4, 5; В; D	Тип А №4, 5;	Тип А №4, 5;	
Металева основа	Перліт пластинчастий ферит до 10% <sub>об</sub> MnS – 0,24% <sub>мас</sub> *	Перліт пластинчастий ферит до 5% <sub>об</sub> MnS – 0,29% <sub>мас</sub> *	Перліт пластинчастий ферит до 1% <sub>об</sub> MnS – 0,33% <sub>мас</sub> *	

\* - Розраховано за стехіометричним співвідношенням; мас - масові частки; об - об'ємні частки

Таблиця А.2 – Хімічний склад матеріалів фрикційних накладок

Фрикційна накладка	Вміст елементів, %								
	N <sub>своб</sub>	S	Al	Cu	Fe	Si	Zn	Pb	Ni
G	16,40	3,70	3,33	7,66	3,69	0,64	2,78	3,10	0,260
B	24,20	2,95	3,95	3,34	14,90	1,08	2,23	0,08	0,020
C	18,10	-	0,84	11,80	27,40	-	3,28	0,13	-
A	22,70	-	1,97	5,84	14,30	1,12	3,67	0,16	0,023
H	19,60	-	0,24	5,13	19,50	0,34	1,10	0,01	0,004
D	19,10	-	0,13	11,77	35,20	0,29	3,52	0,05	0,008
J	22,30	-	0,31	0,23	30,90	0,21	0,07	2,08	0,001
K	-	-	0,50	9,50	32,70	0,28	2,68	2,40	-
L	-	-	0,36	10,50	34,00	0,29	2,97	2,66	-
E	19,4	19,4	0,67	8,23	19,4	0,11	2,41	0,09	0,01
F	19,0	19,0	0,82	9,85	19,6	0,24	3,56	0,16	0,05
Фрикційна накладка	Ti	Sb	Ba	Ca	K	Mn	Mg	Na	Sr
G	-	-	-	-	-	-	-	-	-
B	-	-	-	-	-	-	-	-	-
C	0,140	-	-	-	-	-	-	-	-
A	0,140	-	-	-	-	-	-	-	-
H	0,060	-	-	-	-	-	-	-	-
D	0,020	-	-	-	-	-	-	-	-
J	0,060	-	-	-	-	-	-	-	-
K	0,040	4,50	0,84	-	-	-	-	-	-
L	0,040	4,90	0,58	-	-	-	-	-	-
E	0,002	-	2,88	2,88	0,04	0,13	0,10	0,05	0,02
F	0,080	-	2,87	0,36	0,21	0,17	0,30	0,05	0,03

## Додаток Б

Приклади розрахунків механічної складової зношування та металу деформованого в поясі тертя вентилязованого гальмового диска

## Приклад 1

Розрахунок мікрориступів пояса тертя вентилязованого диска гальма

На підставі розрахунково-експериментальних даних визначимо механічну складову потужності тертя фрикційного вузла при заданих параметрах полімерної накладки за залежністю

$$W_{\text{мех}} = 0,6 \frac{r_m V_{\text{ск}} N}{L_n}, \text{ Дж/с}, \quad (\text{Б.1})$$

де  $r_m$  – приведений радіус мікрориступів поверхонь гальмового диска, м;

$V_{\text{ск}}$  – швидкість ковзання, м/с;

$N$  – нормальне притискне зусилля, Н;

$L_n$  – довжина фрикційної накладки, м.

Приймаємо наступні вихідні дані конструктивних і експлуатаційних параметрів:

- приведений радіус мікрориступів поверхні пояса тертя диска – 1,0 мкм;
- швидкість ковзання – 16,0 м/с;
- нормальне притискне зусилля – 15,0 кН;
- довжина фрикційної накладки – 0,1 м.

Підставляючи значення вищевказаних параметрів у залежність (Б.1) отримуємо:

$$W_{\text{мех}} = 0,6 \frac{1,0 \cdot 16,0 \cdot 15,0 \cdot 10^3}{0,1} = 6,31 \text{ Дж/с}.$$

Таким чином, механічна складова потужності тертя при обраних конструктивних і експлуатаційних параметрах фрикційного вузла становить 6,31 Дж/с.

## Приклад 2

Визначення об'єму металу деформованого в поясі тертя вентильованого гальмового диска

Для визначення одиничного об'єму деформованого металу в одиницю часу використовуємо залежність вигляду:

$$V_{од} = W_{мех} / W_{num}, \quad (Б.2)$$

де  $W_{мех}$  – механічна складова потужності тертя фрикційного вузла дисково-колодкового гальма, Дж/с;

$W_{num}$  - частка енергії тертя, витрачена на деформацію металу в одиниці об'єму його поверхневого шару при плоскому напруженому стані, МПа.

Остання визначається за залежністю вигляду:

$$W_{num} = \frac{1 + \mu_{\delta}}{3E_{\delta}} (\sigma_n^2 + \tau^2 - \sigma_n \cdot \tau), \quad (Б.3)$$

де  $\sigma_n$ ,  $\tau$  – напруження в площині дії нормального і тангенціального навантаження;

$\mu_{\delta}$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу диска;

$E_{\delta}$  – модуль Юнга матеріалу диска.

Приймаємо вихідні дані:  $\sigma_n = 13,45$  МПа,  $\tau = 7,39$  МПа,  $\mu_{\delta} = 0,35$ ,  $E_{\delta} = 190 \cdot 10^3$  МПа,  $W_{мех} = 6,31$  Дж/с.

$$W_{num} = \frac{1 + 0,35}{3 \cdot 190 \cdot 10^3} (13,45^2 + 7,39^2 - 13,45 \cdot 7,39) = 322,39 \text{ Па.}$$

Підставляючи вихідні та розрахункові дані в залежність (Б.2) отримуємо:

$$V_{од} = 6,31 / 322,39 = 0,01957 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Таким чином, одиничний об'єм деформованого металу в одиницю часу становить  $0,01957 \text{ м}^3/\text{с}$ .

## Додаток В

Визначення термічного опору лівого та правого півдисків вентиляваного гальмового диска вантажного транспортного засобу марки MAN моделі TGA 26.430

Для визначення термічного опору напівдисків використовуємо наступні залежності:

$$R_{t1} = \frac{\delta_n}{\lambda}; \quad (B.1) \quad R_{t2} = \frac{\delta_l}{\lambda}, \quad (B.2)$$

де  $\delta_n, \delta_l$  – товщина ділянок правого і лівого напівдисків вентиляваного гальмового диска;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу диска.

Розраховуємо термічний опір лівого та правого півдисків вентиляваного гальмового диска з наступними вихідними даними:  $\delta_n = 0,014$  м;  $\delta_l = 0,114$  м;  $\lambda = 26,2$  Вт/(м·°C).

$$R_{t1} = \frac{0,014}{26,2} = 0,00053 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт} ; \quad R_{t2} = \frac{0,114}{26,2} = 0,00435 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

Таким чином, розрахунковим шляхом встановлено, що термічний опір лівого напівдиска з фланцем більший ніж термічний опір правого напівдиска в  $0,00435/0,00053 = 8,2$  рази.

## Додаток Д

Визначення кількості повітря, яке омиває зовнішні та внутрішні поверхні вентиляваного диска гальма

Для визначення кількості повітря необхідно розв'язати зворотну задачу. Спочатку знаходимо за відомими графіками сумарний коефіцієнт тепловіддачі від внутрішніх ( $\alpha_1$ ) і зовнішніх ( $\alpha_2$ ) поверхонь диска:

$$\alpha_1 = 26,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}); \alpha_2 = 32,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Кількість теплоти, яка відводиться конвективним теплообміном від внутрішніх та зовнішніх поверхонь, розраховується за залежностями:

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot A_1 \cdot \Delta t_1; \quad (\text{Д.1})$$

$$Q_2 = \alpha_2 \cdot A_2 \cdot \Delta t_2, \quad (\text{Д.2})$$

де  $A_1, A_2$  – площа внутрішньої та зовнішньої поверхонь теплообміну,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta t_1, \Delta t_2$  – зниження температури внутрішніх та зовнішніх поверхонь гальмового диска,  $^\circ\text{С}$ .

З іншого боку, кількість теплоти, яка відводиться охолоджуючим повітрям крізь вентиляційні канали та із зовнішньої поверхні, дорівнює:

$$Q_1 = c_v \cdot G_{\text{в}1} \cdot \Delta t_1; \quad (\text{Д.3})$$

$$Q_2 = c_v \cdot G_{\text{в}2} \cdot \Delta t_2; \quad (\text{Д.4})$$

де  $c_v$  – об'ємна теплоємність повітря,  $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$ ;

$G_{\text{в}1}, G_{\text{в}2}$  – об'ємна витрата повітря, яке омиває зовнішні та внутрішні поверхні гальмового диска,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\Delta t_1, \Delta t_2$  – підвищення температури повітря, яке омиває внутрішні та зовнішні поверхні,  $^\circ\text{С}$ .

Прирівнявши залежність (Д.1) з (Д.3) і (Д.2) з (Д.4), визначаємо окремо кількість повітря, яке омиває внутрішні та зовнішні поверхні диска гальма:

$$G_{\text{в}1} = \frac{\alpha_1 \cdot A_1}{c_v}; \quad (\text{Д.5})$$

$$G_{\text{в}2} = \frac{\alpha_2 \cdot A_2}{c_v}. \quad (\text{Д.6})$$



Приймаємо вихідні дані:  $c_v=1300$  Дж/(м<sup>3</sup>·°C);  $A_1=0,2947$  м<sup>2</sup>;  $A_2 = 0,2926$  м<sup>2</sup>;

Підставивши ці величини у залежності (Д.5) та (Д.6), помноживши на 10 і додавши результати, визначили кількість повітря, яке омиває внутрішні та зовнішні поверхні гальмового диска за час 10 с:

$$G_{e1} = \frac{26,0 \cdot 0,2947}{1300} \cdot 10,0 = 0,0589 \text{ м}^3; \quad G_{e2} = \frac{32,0 \cdot 0,2926}{1300} \cdot 10,0 = 0,0720 \text{ м}^3;$$

$$G_{e1} + G_{e2} = 0,0589 + 0,0720 = 0,1309 \text{ м}^3.$$

Отже, кількість повітря, яке омиває внутрішні та зовнішні поверхні гальмового диска протягом 10 с, становить 0,1309 м<sup>3</sup>.

## Додаток Е

### Результати обробки експериментальних даних стендових випробувань

Таблиця Е.1 – Результати обробки експериментальних даних зниження атмосферного тиску між парами тертя заднього вентиляваного дисково-колодкового гальма залежно від кутової швидкості обертання диска вантажного транспортного засобу марки MAN моделі TGA 26.430

Кутова швидкість обертання диска, $\omega$ , $\text{с}^{-1}$	Номер виміру				Середнє значення, $\mu$	Емпірична дисперсія, $S$	Коефіцієнт, $t$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінювання, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta$	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
7	-0,48	-0,46	-0,51	-0,51	-0,49	0,024	1,96	2	0,024	0,049	-0,5 - -0,4
21	-0,81	-0,83	-0,78	-0,79	-0,80	0,022			0,022	0,044	-0,8 - -0,8
35	-1,31	-1,30	-1,24	-1,34	-1,30	0,042			0,041	0,084	-1,4 - -1,2
49	-2,13	-2,04	-2,01	-1,97	-2,04	0,068			0,067	0,136	-2,2 - -1,9
63	-2,89	-3,11	-3,04	-3,01	-3,01	0,092			0,090	0,184	-3,2 - -2,8
77	-4,12	-4,15	-4,25	-4,07	-4,15	0,076			0,074	0,152	-4,3 - -4,0

Таблиця Е.2 – Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури заднього серійного вентильованого диска гальма в часі при його стендових дослідженнях

Час гальмування, $\tau$ , с	Номер виміру				Середнє значення, $\mu$	Емпірична дисперсія, $S$	Коефіцієнт, $t$	Частка середньоквадратичної похибки, $\epsilon$	Точність оцінювання, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta$	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
180	175	186	172	175	177	6,164	1,96	2	6,041	12,329	164,7 - 189,3
360	239	225	229	231	231	5,888			5,770	11,776	219,2 - 242,8
540	268	261	278	276	271	7,805			7,649	15,610	255,1 - 286,4
720	312	301	302	295	303	7,047			6,907	14,095	288,4 - 316,6
900	312	325	329	318	321	7,528			7,377	15,055	305,9 - 336,1
1080	331	329	339	336	334	4,573			4,482	9,147	324,6 - 342,9
1260	347	339	352	339	344	6,39661			6,269	12,793	331,5 - 357,0
1140	354	359	362	351	357	4,93288			4,834	9,866	346,6 - 366,4
1620	368	361	362	369	365	4,08248			4,001	8,165	356,8 - 373,2
1800	369	372	375	370	372	2,64575			2,593	5,292	366,2 - 376,8

Таблиця Е.3 – Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури заднього вентиляваного диска гальма з елементами охолодження в часі при його стендових дослідженнях

Час гальмування, $t$ , с	Номер виміру				Середнє значення, $\mu$	Емпірична дисперсія, $S$	Коефіцієнт, $t$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінювання, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta$	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
180	182	187	178	179	182	4,041	1,96	2	3,961	8,083	173,4 - 189,6
360	218	225	221	228	223	4,397			4,309	8,794	214,2 - 231,8
540	259	251	258	244	253	6,976			6,837	13,952	239,0 - 267,0
720	285	279	289	276	282	5,852			5,735	11,705	270,5 - 294,0
900	308	307	301	298	304	4,796			4,700	9,592	293,9 - 313,1
1080	316	320	308	309	313	5,737			5,623	11,475	301,8 - 324,7
1260	324	329	319	326	325	4,203			4,119	8,406	316,1 - 332,9
1140	333	339	328	330	333	4,796			4,700	9,592	322,9 - 342,1
1620	344	341	338	341	341	2,449			2,400	4,899	336,1 - 345,9
1800	352	356	348	348	351	3,830			3,753	7,659	343,3 - 358,7

Додаток Ж

Результати обробки експериментальних даних дослідження поверхневої температури

Таблиця Ж.1– Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури серійного заднього вентилязованого диска гальма від часу гальмування на попередньому етапі випробувань типу І вантажного транспортного засобу марки MAN

Час гальмування, $\tau$ , с	Номер виміру				Середнє значення, $\mu$	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, $\epsilon$	Точність оцінювання, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta$	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
20	105	102	100	101	102	2,160	1,96	2	2,117	4,320	97,7 - 106,3
40	138	139	129	136	136	4,509			4,419	9,018	126,5 - 144,5
60	122	129	119	123	123	4,193			4,109	8,386	114,9 - 131,6
80	118	119	122	123	121	2,380			2,333	4,761	115,7 - 125,3
100	151	158	154	156	155	2,986			2,926	5,972	148,8 - 160,7
120	124	126	128	129	127	2,217			2,173	4,435	122,3 - 131,2
140	126	122	121	128	124	3,304			3,238	6,608	117,6 - 130,9
160	154	159	158	153	156	2,944			2,885	5,888	150,1 - 161,9
180	131	135	136	134	134	2,160			2,117	4,320	129,7 - 138,3
200	127	121	126	124	125	2,646			2,593	5,292	119,2 - 129,8
220	161	165	168	169	166	3,594			3,522	7,188	158,6 - 172,9
240	138	137	142	145	141	3,697			3,623	7,394	133,1 - 147,9
260	138	136	131	134	135	2,986			2,926	5,972	128,8 - 140,7
280	178	175	185	186	181	5,354			5,247	10,708	170,3 - 191,7

## Продовження табл. Ж.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
300	154	155	152	159	155	2,944			2,885	5,888	149,1 - 160,9
320	142	145	148	142	144	2,872			2,815	5,745	138,5 - 150,0
340	187	189	192	196	191	3,916			3,837	7,832	183,2 - 198,8
360	168	167	172	173	170	2,944			2,885	5,888	164,1 - 175,9
380	154	155	159	163	158	4,113			4,031	8,226	149,5 - 166,0
400	203	204	208	203	205	2,380			2,333	4,761	199,7 - 209,3
420	178	182	186	182	182	3,266			3,201	6,532	175,5 - 188,5
440	171	176	168	169	171	3,559			3,488	7,118	163,9 - 178,1
460	214	217	219	221	218	2,986			2,926	5,972	211,8 - 223,7
480	185	195	196	190	192	5,066			4,965	10,132	181,4 - 201,6
500	181	182	178	186	182	3,304			3,238	6,608	175,1 - 188,4
520	231	225	235	231	231	4,123			4,041	8,246	222,3 - 238,7
540	205	204	206	209	206	2,160			2,117	4,320	201,7 - 210,3
560	190	196	182	199	192	7,500			7,350	15,000	176,8 - 206,8
580	231	249	251	238	242	9,430			9,241	18,859	223,4 - 261,1
600	215	201	209	215	210	6,633			6,501	13,266	196,7 - 223,3
620	195	187	192	196	193	4,041			3,961	8,083	184,4 - 200,6
640	241	249	253	251	249	5,260			5,155	10,520	238,0 - 259,0
660	223	218	218	225	221	3,559			3,488	7,118	213,9 - 228,1
680	200	198	205	201	201	2,944			2,885	5,888	195,1 - 206,9
700	253	249	251	253	252	1,915			1,877	3,830	247,7 - 255,3
720	229	228	225	219	225	4,500			4,410	9,000	216,3 - 234,3
740	201	209	201	212	206	5,620			5,508	11,240	194,5 - 217,0

Продовження табл. Ж.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
760	258	251	269	270	262	9,129	1,96	2	8,946	18,257	243,7	- 280,3
780	221	235	235	238	232	7,632			7,480	15,264	217,0	- 247,5
800	210	218	221	215	216	4,690			4,597	9,381	206,6	- 225,4
820	262	260	254	268	261	5,774			5,658	11,547	249,5	- 272,5
840	228	235	236	241	235	5,354			5,247	10,708	224,3	- 245,7
860	210	204	222	223	215	9,287			9,101	18,574	196,2	- 233,3
880	261	259	264	265	262	2,754			2,699	5,508	256,7	- 267,8
900	228	231	231	225	229	2,872			2,815	5,745	223,0	- 234,5
920	210	216	218	216	215	3,464			3,395	6,928	208,1	- 221,9
940	278	266	259	266	267	7,890			7,732	15,780	251,5	- 283,0
960	234	230	242	241	237	5,737			5,623	11,475	225,3	- 248,2
980	214	218	210	226	217	6,831			6,695	13,663	203,3	- 230,7
1000	260	265	271	265	265	4,500			4,410	9,000	256,3	- 274,3
1020	241	245	252	241	245	5,188			5,084	10,376	234,4	- 255,1
1040	218	225	210	218	218	6,131			6,008	12,261	205,5	- 230,0
1060	274	276	269	267	272	4,203			4,119	8,406	263,1	- 279,9
1080	242	239	248	234	241	5,852			5,735	11,705	229,0	- 252,5
1100	217	219	221	228	221	4,787			4,691	9,574	211,7	- 230,8
1120	281	289	278	282	283	4,655			4,562	9,309	273,2	- 291,8
1140	245	238	237	249	242	5,737			5,623	11,475	230,8	- 253,7
1160	225	212	235	225	224	9,430	9,241	18,859	205,4	- 243,1		
1180	286	281	285	279	283	3,304	3,238	6,608	276,1	- 289,4		
1200	235	242	241	248	242	5,323	5,216	10,646	230,9	- 252,1		

Таблиця Ж.2 – Результати обробки експериментальних даних поверхневої температури заднього диска з елементами охолодження від часу гальмування на попередньому етапі випробувань типу І вантажного транспортного засобу марки MAN

Час гальмування, $t_c$	Номер виміру				Середнє значення, $\bar{u}$	Емпірична дисперсія, $S$	Коефіцієнт, $t$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінювання, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta$	Довірчий інтервал	
	1	2	3	4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
20	97	98	104	99	99	3,016	1,96	2	2,956	6,032	93,4	- 105,5
40	133	137	126	144	135	7,244			7,099	14,488	120,5	- 149,5
60	118	124	120	112	119	4,960			4,861	9,919	108,7	- 128,5
80	116	110	118	113	114	3,607			3,534	7,213	107,0	- 121,5
100	146	149	155	137	147	7,300			7,154	14,600	132,1	- 161,3
120	123	124	121	125	123	2,101			2,059	4,201	119,1	- 127,5
140	119	123	123	123	122	1,785			1,749	3,570	118,1	- 125,2
160	153	158	161	155	156	3,393			3,325	6,785	149,7	- 163,2
180	128	132	125	125	128	3,025			2,964	6,049	121,6	- 133,7
200	123	125	116	114	120	5,443			5,334	10,886	108,7	- 130,5
220	157	157	171	151	159	8,635			8,462	17,270	141,7	- 176,2
240	134	127	125	145	133	8,956			8,777	17,911	114,7	- 150,6
260	130	125	139	125	130	6,745			6,610	13,489	116,2	- 143,2
280	172	177	174	165	172	5,064			4,962	10,127	161,9	- 182,1
300	148	142	154	145	147	5,055			4,954	10,110	137,1	- 157,4
320	140	147	140	140	142	3,500			3,430	7,000	134,8	- 148,8
340	183	198	183	198	190	8,452			8,283	16,905	173,4	- 207,2
360	162	157	162	168	162	4,653			4,560	9,306	153,1	- 171,7
380	151	154	149	154	152	2,265			2,220	4,530	147,6	- 156,7
400	194	208	200	206	202	6,135			6,012	12,270	189,5	- 214,0
420	171	178	162	183	174	8,885	8,708	17,771	155,8	- 191,3		
440	163	168	153	173	164	8,351	8,184	16,703	147,5	- 180,9		
460	205	221	211	203	210	8,285	8,119	16,570	193,6	- 226,7		
480	184	175	191	177	182	7,568	7,417	15,136	166,6	- 196,8		



## Продовження табл. Ж.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
500	172	170	163	169	169	3,716	1,96	2	3,641	7,431	161,1	-	176,0
520	217	219	210	219	216	4,108			4,026	8,215	208,2	-	224,7
540	195	207	203	191	199	7,120			6,978	14,241	184,7	-	213,1
560	181	174	177	190	181	6,991			6,851	13,981	166,6	-	194,5
580	226	224	242	240	233	9,226			9,042	18,453	214,3	-	251,2
600	198	212	214	192	204	10,601			10,389	21,202	182,7	-	225,1
620	181	185	188	170	181	7,820			7,664	15,640	165,4	-	196,6
640	232	248	239	237	239	6,830			6,693	13,660	225,3	-	252,6
660	207	195	226	213	210	12,927			12,669	25,854	184,3	-	236,0
680	189	193	180	206	192	10,966			10,747	21,933	169,9	-	213,8
700	237	225	254	225	235	13,459			13,190	26,918	208,3	-	262,1
720	210	200	221	212	211	8,637			8,465	17,275	193,3	-	227,8
740	194	196	196	204	197	4,302			4,216	8,603	188,8	-	206,0
760	241	231	224	243	235	8,909			8,731	17,819	217,2	-	252,8
780	215	234	234	204	222	14,934			14,636	29,869	192,1	-	251,9
800	200	218	214	200	208	9,381			9,193	18,762	189,2	-	226,8
820	243	233	250	262	247	12,291			12,045	24,582	222,7	-	271,8
840	218	227	218	227	222	5,034			4,934	10,069	212,3	-	232,4
860	198	212	212	194	204	9,287			9,101	18,574	185,4	-	222,5
880	244	261	227	229	240	15,750			15,435	31,500	208,8	-	271,8
900	213	213	207	207	210	3,689			3,615	7,379	202,4	-	217,2
920	199	199	185	211	199	10,577			10,365	21,154	177,3	-	219,7
940	245	235	243	265	247	12,553			12,301	25,105	221,7	-	271,9
960	216	235	220	233	226	9,559			9,367	19,117	207,1	-	245,4
980	199	205	211	197	203	6,293			6,167	12,586	190,4	-	215,6
1000	246	248	241	231	242	7,615			7,463	15,231	226,5	-	256,9
1020	221	228	208	212	217	8,909			8,731	17,818	199,3	-	235,0
1040	200	218	200	196	204	9,849			9,652	19,698	183,8	-	223,2
1060	251	266	251	256	256	7,099			6,957	14,199	241,8	-	270,2
1080	221	232	208	210	218	11,196			10,972	22,393	195,3	-	240,1
1100	201	205	197	197	200	3,849	3,772	7,698	192,3	-	207,7		
1120	256	246	269	274	261	12,714	12,460	25,429	235,7	-	286,5		
1140	223	227	221	227	225	3,345	3,278	6,690	218,0	-	231,4		
1160	205	223	209	197	209	11,150	10,927	22,300	186,3	-	230,9		
1180	262	275	244	275	264	14,879	14,581	29,757	234,2	-	293,7		
1200	225	227	232	236	230	4,989	4,889	9,978	220,1	-	240,0		

Таблиця Ж.3 – Результати обробки експериментальних даних поверхневих температур при нагріванні та вимушеному охолодженні заднього серійного вентильованого диска гальма вантажного транспортного засобу марки MAN на етапі випробувань типу II

Час дослідження, $\tau$ , с	Номер виміру				Середнє значення, $\mu$	Емпірична дисперсія, $S$	Коефіцієнт, $t$	Частка середньоквадратичної похибки, $e$	Точність оцінювання, $\epsilon$	Абсолютна похибка вимірювань, $\Delta$	Довірчий інтервал	
	1	2	3	4								
Нагрівання	60	152	154	159	158	156	3,304	1,96	2	3,238	6,608	149,1 - 162,4
	120	178	182	172	184	179	5,292			5,186	10,583	168,4 - 189,6
	180	198	198	205	201	201	3,317			3,250	6,633	193,9 - 207,1
	240	215	214	215	219	216	2,217			2,173	4,435	211,3 - 220,2
	300	228	224	225	229	227	2,380			2,333	4,761	221,7 - 231,3
	360	240	238	242	248	242	4,320			4,234	8,641	233,4 - 250,6
	420	248	245	249	251	248	2,500			2,450	5,000	243,3 - 253,3
	480	258	257	259	259	258	0,957			0,938	1,915	256,3 - 260,2
	540	263	267	261	259	263	3,416			3,347	6,831	255,7 - 269,3
	600	268	269	264	265	267	2,380			2,333	4,761	261,7 - 271,3
	660	272	278	275	274	275	2,500			2,450	5,000	269,8 - 279,8
Охолодження	720	278	274	279	279	278	2,380	2,333	4,761	272,7 - 282,3		
	870	262	264	259	258	261	2,754	2,699	5,508	255,2 - 266,3		
	1020	228	229	226	231	229	2,082	2,040	4,163	224,3 - 232,7		
	1170	210	215	210	213	212	2,449	2,400	4,899	207,1 - 216,9		
	1320	192	191	187	189	190	2,217	2,173	4,435	185,3 - 194,2		
	1470	178	175	175	173	175	2,062	2,020	4,123	171,1 - 179,4		
	1620	165	167	168	161	165	3,096	3,034	6,191	159,1 - 171,4		
	1770	154	155	159	163	158	4,113	4,031	8,226	149,5 - 166,0		
1920	151	152	150	148	150	1,708	1,674	3,416	146,8 - 153,7			

Таблиця Ж.4 – Результати обробки експериментальних даних поверхневих температур при нагріванні та вимушеному охолодженні заднього вентиляваного диска з елементами охолодження гальма вантажного транспортного засобу марки MAN на етапі випробувань типу II

Час дослідження, τ, с	Номер виміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середьоквадратичної похибки, ε	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал	
	1	2	3	4								
Нагрівання	60	148	145	147	146	147	1,291	1,96	2	1,265	2,582	143,9 - 149,1
	120	168	169	167	165	167	1,708			1,674	3,416	163,8 - 170,7
	180	184	187	189	191	188	2,986			2,926	5,972	181,8 - 193,7
	240	205	201	203	206	204	2,217			2,173	4,435	199,3 - 208,2
	300	212	215	216	213	214	1,826			1,789	3,651	210,3 - 217,7
	360	225	226	221	223	224	2,217			2,173	4,435	219,3 - 228,2
	420	231	230	230	231	231	0,577			0,566	1,155	229,3 - 231,7
	480	239	237	241	242	240	2,217			2,173	4,435	235,3 - 244,2
	540	247	248	248	246	247	0,957			0,938	1,915	245,3 - 249,2
	600	251	252	253	250	252	1,291			1,265	2,582	248,9 - 254,1
	660	254	251	256	254	254	2,062			2,020	4,123	249,6 - 257,9
Охолодження	720	258	254	256	258	257	1,915	1,877	3,830	252,7 - 260,3		
	240	241	238	238	239	239	1,414	1,386	2,828	236,2 - 241,8		
	1020	200	202	201	198	200	1,708	1,674	3,416	196,8 - 203,7		
	1170	178	179	174	176	177	2,217	2,173	4,435	172,3 - 181,2		
	1320	161	162	161	160	161	0,816	0,800	1,633	159,4 - 162,6		
	1470	145	147	146	142	145	2,160	2,117	4,320	140,7 - 149,3		
	1620	132	135	131	132	133	1,732	1,697	3,464	129,0 - 136,0		
	1770	119	120	123	123	121	2,062	2,020	4,123	117,1 - 125,4		
1920	101	105	102	100	102	2,160	2,117	4,320	97,7 - 106,3			

Таблиця Ж.5 – Результати обробки експериментальних даних зниження поверхневої температури вентильованого диска з елементами охолодження гальма за 100 обертів колеса залежно від усталеної швидкості руху транспортного засобу

Швидкість руху транспортного засобу, V, км/г	Номер виміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середьоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
10	1,5	2,0	2,0	1,5	1,8	0,289	1,96	2	0,283	0,577	1,2 - 2,3
30	2,5	2,5	2,0	3,0	2,5	0,408			0,400	0,816	1,7 - 3,3
50	4,0	4,0	4,5	4,5	4,3	0,289			0,283	0,577	3,7 - 4,8
70	5,0	5,0	5,5	5,5	5,3	0,289			0,283	0,577	4,7 - 5,8
90	5,5	6,0	5,5	6,0	5,8	0,289			0,283	0,577	5,2 - 6,3
110	6,0	5,5	6,0	6,0	5,9	0,250			0,245	0,500	5,4 - 6,4
130	6,0	6,5	6,0	6,0	6,1	0,25			0,245	0,500	5,6 - 6,6

Додаток 3  
Результати розрахунків напружень

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків радіального  $\sigma_r$  і колового  $\sigma_\theta$  напружень, що виникають від дії відцентрових сил на радіусі  $r$  суцільного диска в залежності від його кутової швидкості

$\omega, \text{с}^{-1}$	$b, \text{м}$	$\mu$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$r, \text{м}$	$\sigma_r, \text{кПа}$	$\sigma_\theta, \text{кПа}$
14,0	0,215	0,3	7850	0,005	29,3	29,3
				0,035	28,6	28,9
				0,065	26,7	27,8
				0,095	23,6	26,0
				0,125	19,4	23,6
				0,155	14,1	20,6
				0,185	7,6	16,8
0,215				0,0	12,4	
28,0				0,005	117,3	117,3
				0,035	114,2	115,6
				0,065	106,6	111,2
				0,095	94,4	104,2
				0,125	77,7	94,5
				0,155	56,4	82,2
				0,185	30,5	67,3
0,215				0,0	49,8	
42,0				0,005	263,9	264,0
				0,035	257,0	260,0
				0,065	239,9	250,1
				0,095	212,5	234,4
				0,125	174,8	212,7
	0,155	126,8	185,0			
	0,185	68,5	151,5			
0,215	0,0	112,0				
56,0	0,005	469,1	469,3			
	0,035	457,0	462,2			
	0,065	426,5	444,7			
	0,095	377,8	416,6			
	0,125	310,7	378,0			
	0,155	225,4	328,9			
	0,185	121,9	269,3			
0,215	0,0	199,1				
70,0	0,005	733,0	733,2			
	0,035	714,0	722,3			
	0,065	666,4	694,8			
	0,095	590,2	651,0			
	0,125	485,5	590,7			
	0,155	352,2	514,0			
	0,185	190,4	420,8			
0,215	0,0	311,2				

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків радіального  $\sigma_r$  і колового  $\sigma_\theta$  напружень, що виникають від дії відцентрових сил на радіусі  $r$  суцільного диска з отвором в залежності від його кутової швидкості

$\omega, \text{с}^{-1}$	$a, \text{м}$	$b, \text{м}$	$\mu$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$r, \text{м}$	$\sigma_r, \text{кПа}$	$\sigma_\theta, \text{кПа}$
14,0					0,095	0,0	61,11
					0,11	5,5	52,53
					0,125	8,2	46,30
					0,14	9,1	41,41
					0,155	8,8	37,31
					0,17	7,6	33,67
					0,185	5,6	30,30
					0,2	3,1	27,07
28,0					0,215	0,0	23,90
					0,095	0,0	244,42
					0,11	22,0	210,10
					0,125	32,8	185,21
					0,14	36,5	165,65
					0,155	35,2	149,23
					0,17	30,2	134,67
					0,185	22,4	121,18
42,0	0,095	0,215	0,3	7850	0,2	12,2	108,27
					0,215	0,0	95,61
					0,095	0,0	549,95
					0,11	49,5	472,74
					0,125	73,8	416,71
					0,14	82,1	372,71
					0,155	79,2	335,77
					0,17	68,1	303,00
56,0					0,185	50,5	272,66
					0,2	27,5	243,61
					0,215	0,0	215,12
					0,095	0,0	977,69
					0,11	88,1	840,42
					0,125	131,3	740,82
					0,14	145,9	662,60
					0,155	140,8	596,92
70,0					0,17	121,0	538,67
					0,185	89,7	484,73
					0,2	49,0	433,09
					0,215	0,0	382,43
					0,095	0,0	1527,64
					0,11	137,6	1313,15
					0,125	205,1	1157,54
					0,14	227,9	1035,31
					0,155	219,9	932,68
					0,17	189,0	841,67
					0,185	140,2	757,39
					0,2	76,5	676,71
					0,215	0,0	597,55

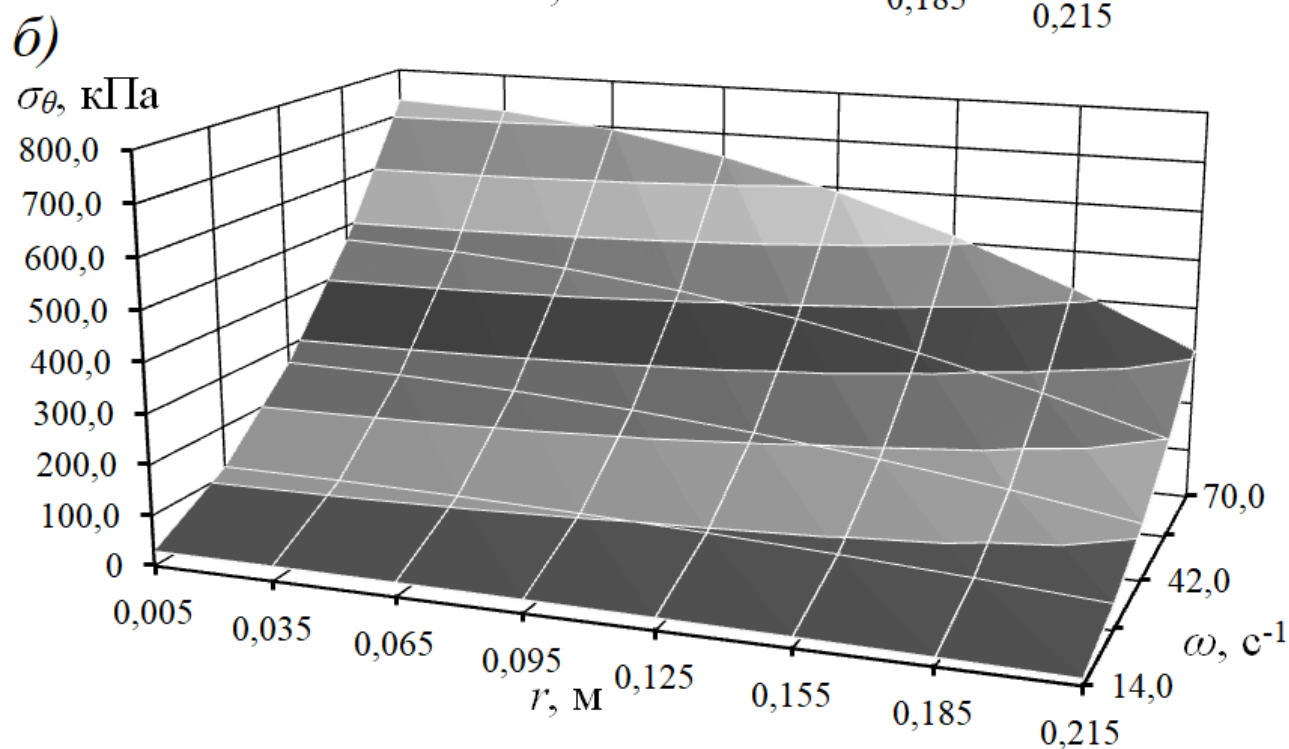
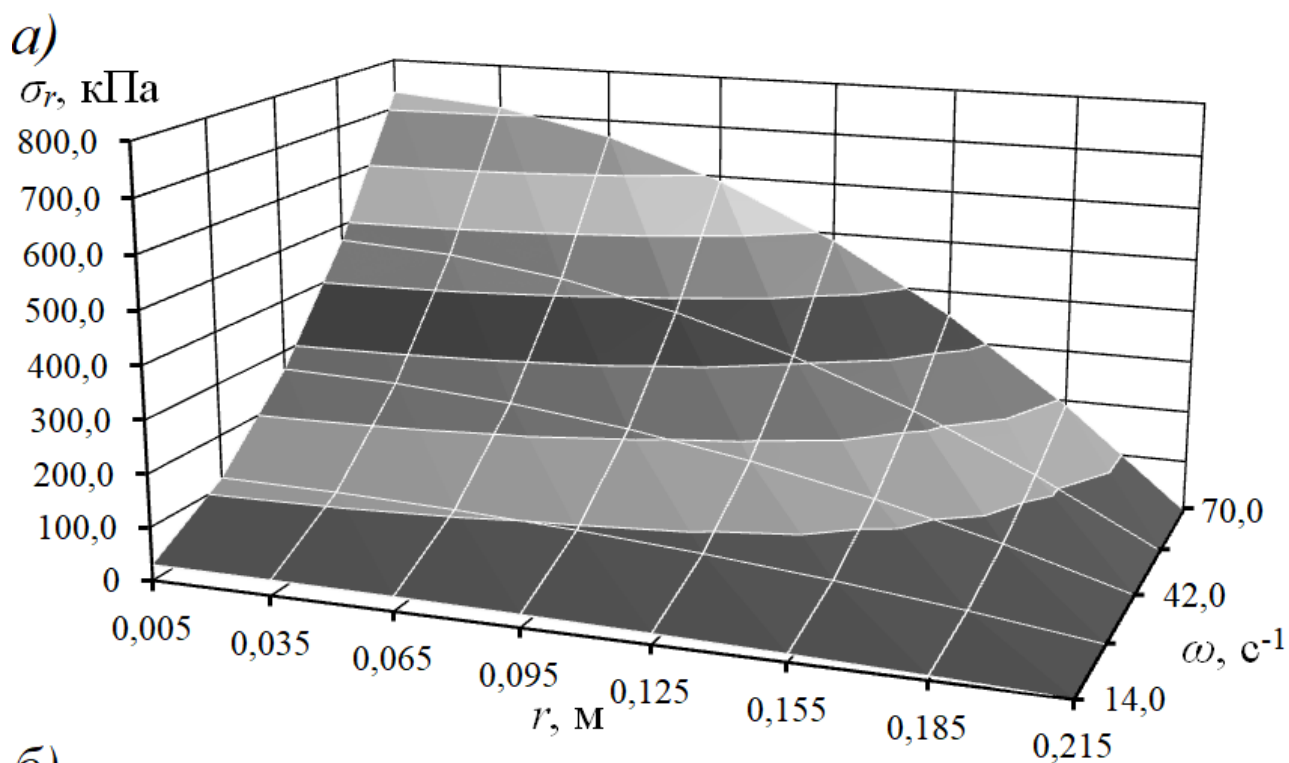


Рисунок 3.1 *a, б* – Закономірності зміни радіального  $\sigma_r$  (*a*) і колового  $\sigma_\theta$  (*б*) напружень, що виникають від дії відцентрових сил на радіусі  $r$  суцільного диска в залежності від його кутової швидкості

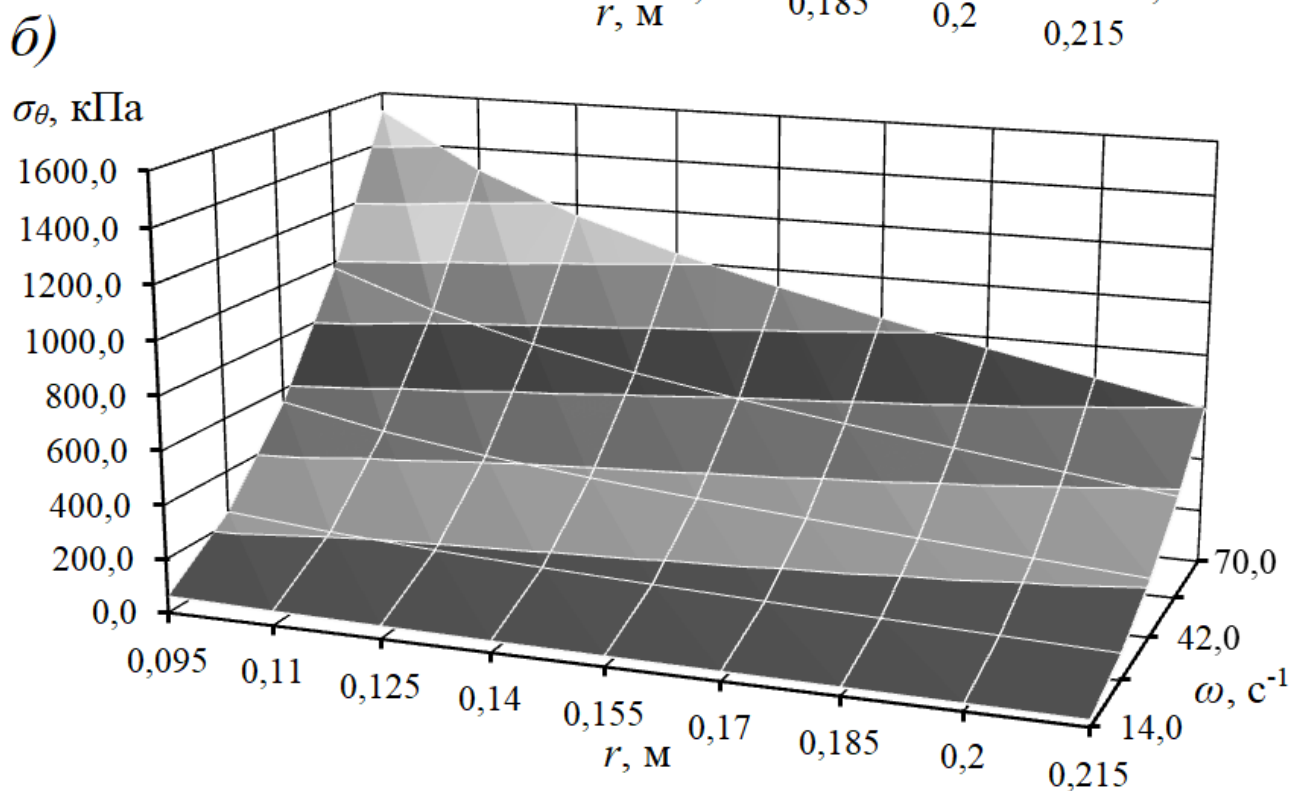
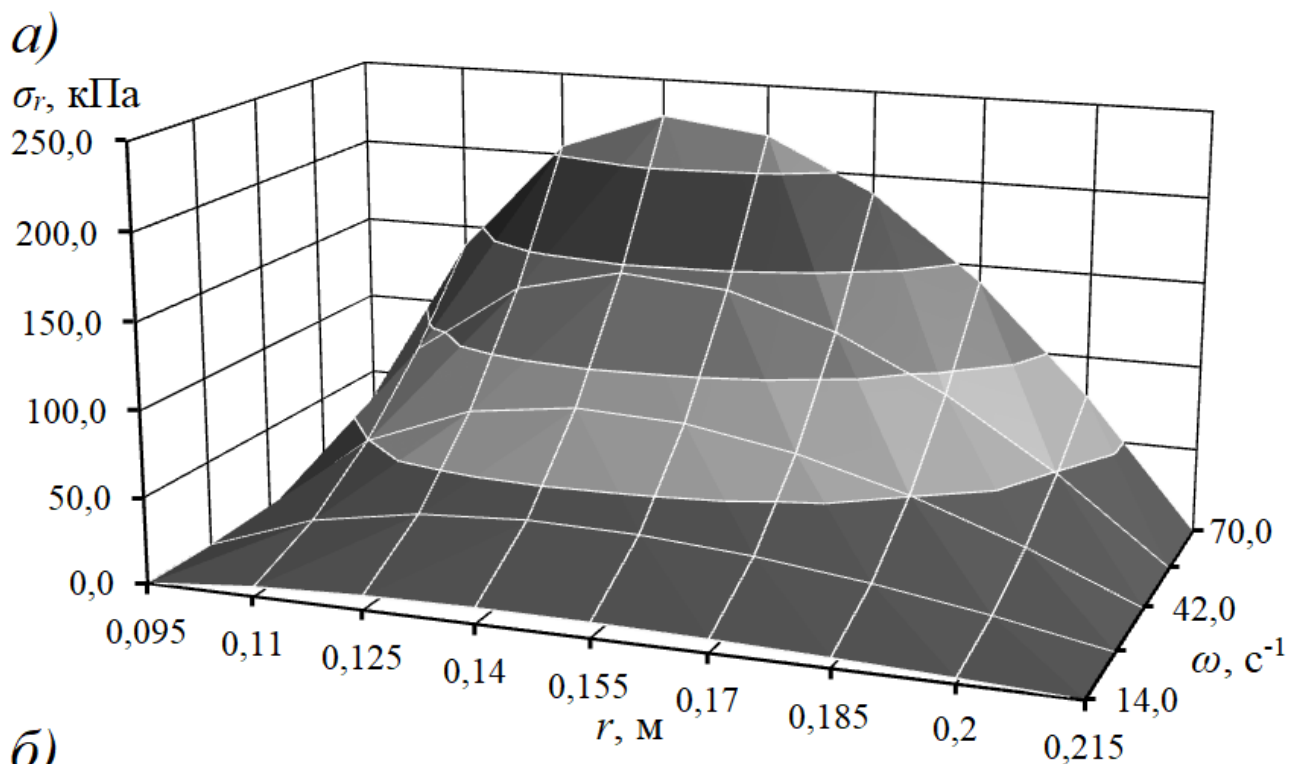


Рисунок 3.2 *a, б* – Закономірності зміни радіального  $\sigma_r$  (*a*) і колового  $\sigma_\theta$  (*б*) напружень, що виникають від дії відцентрових сил на радіусі  $r$  суцільного диска з отвором в залежності від його кутової швидкості



## Додаток К

## Метод оцінки теплового балансу вентильованих дисків гальмових пристроїв транспортних засобів при їх штучному нагріванні та охолодженні

Метод оцінки теплового балансу вентильованих дисків гальмових пристроїв транспортних засобів при їх штучному нагріванні та охолодженні полягає у визначенні втрат теплоти від зовнішніх і внутрішніх поверхонь вентильованого гальмового диска з фланцем унаслідок радіаційного теплообміну: природної та вимушеної конвекції, а також шляхом передачі теплоти теплопровідністю.

Згідно з рис. К.1 *а, б* дисково-колодкове гальмо містить супорт 2, у якому знаходяться гальмові колодки з фрикційними накладками (їхні позиції позначено нижче). Супорт 2 підключений до гідравлічного приводу (на рис. К.1 не показаний). Гальмо складається із вентильованого гальмового диска 3, що має фланець 4, над яким знаходяться забірні отвори 5 для зустрічних потоків повітря. Усередині диска 3 розташовані вентиляційні канали 6 (рис. К.2 *а, б, в*), утворені радіальними ребрами 7. Канали 6 омиваються зустрічними потоками повітря при русі транспортного засобу.

Метод штучного нагрівання й охолодження вентильованих гальмових дисків з фланцем, установлених у дисково-колодкових гальмах заднього моста (як найнавантаженого) транспортного засобу, реалізується в лабораторних й експлуатаційних умовах у чотири етапи.

Перший етап. У лабораторних умовах визначаються втрати теплоти радіаційним і природним конвективним теплообміном від нагрітого вентильованого гальмового диска з фланцем. Для цього беруть два серійних вентильованих гальмових диска 3, що мають робочі поверхні 10 (кільцеві) і фланець 4. По периметру кільцевої поверхні 10 вентильованих дисків 3 встановлюють кільцеві електричні нагрівальні пристрої 8 і під'єднують їх до клем електричного ланцюга.

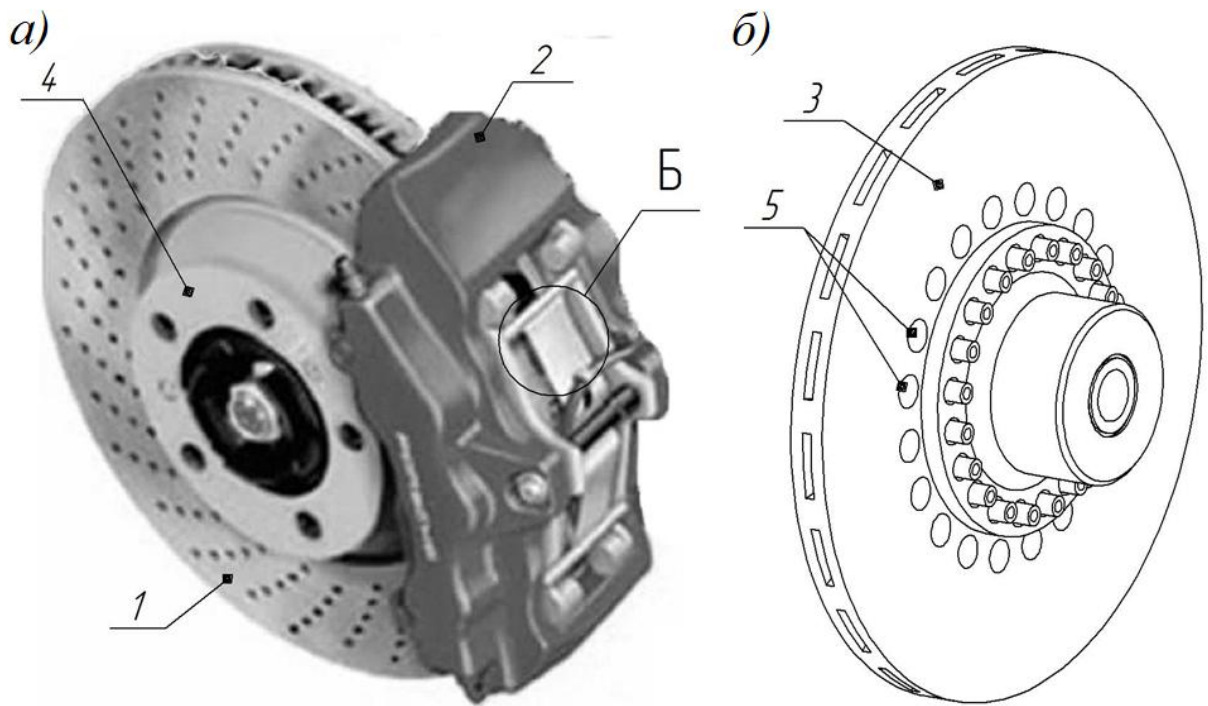


Рисунок К.1 *а, б* – Дисково-колодкове гальмо (*а*) та його диск з фланцем (*б*)

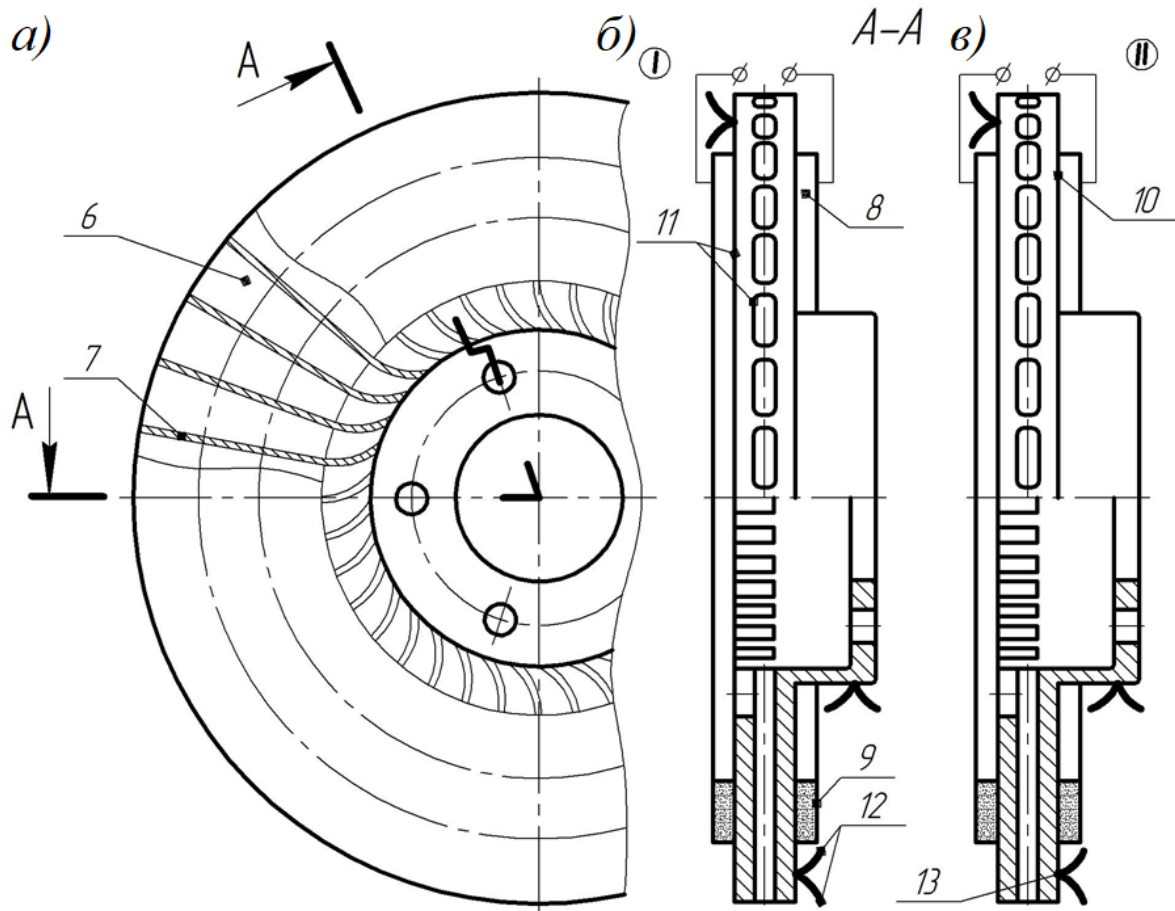


Рисунок К.2 *а, б, в* – Загальний вигляд вентилязованого гальмового диска з фланцем (*а*) та його ламаний розріз по А-А теплоізолюваного (*б*) та нетеплоізолюваного (*в*) дисків

У першому вентилярованому гальмовому диску 3 кільцеві електричні нагрівальні пристрої 8 закриті із зовнішнього боку термоізоляційним кільцем 9. Окрім того, поверхня першого вентиляваного гальмового диска 3 покрита ззовні та всередині теплоізоляцією 11. Такою ж теплоізоляцією покриті кільцеві електричні нагрівальні пристрої 8 з боку їх зовнішніх поверхонь. При цьому коефіцієнт взаємного перекриття кільцевих електричних нагрівальних пристроїв 8 відносно кільцевої поверхні 10 вентиляваного диска 3 дорівнює коефіцієнту взаємного перекриття робочими поверхнями 17 фрикційних накладок 16 гальмових колодок 19 за один оберт колеса при гальмуванні транспортного засобу. Це дозволяє врахувати втрати теплоти від зовнішніх та внутрішніх поверхонь вентиляваного гальмового диска 3 природним, конвективним та радіаційним теплообміном в умовах, максимально наближених до реальних. На зовнішній поверхні кожного із вентиляваних гальмових дисків 3 установлені термopари 13 з термоелектродами 12, під'єднаними до реєструючої апаратури (на рис. К.2 б, в не показано) для фіксації термо-ЕРС, яка за тарувальним графіком переводиться в температуру.

Перед нагріванням вентиляваних гальмових дисків 3 їх встановлюють на підставки, виготовлені з матеріалу з низькою теплопровідністю, наприклад, ебоніту або текстоліту.

Після чого одночасно під'єднують нагрівальні пристрої 8 у двох дисках 3 за допомогою клем до електричної мережі. Нагрівальні пристрої 8 вмикають на однаковий час для того, щоб температура робочої поверхні другого вентиляваного гальмового диска сягала не менше 200 °С.

Потім від'єднують нагрівальні пристрої 8 від електричної мережі та після усереднення виміряних температур на поверхнях гальмових дисків 3 визначають їхні співвідношення. Останні характеризують відношення об'ємної температури першого ( $t_1$ ) до другого ( $t_2 - t_0$ ) гальмових дисків, яке визначає частку теплоти, що розсіюється в навколишнє середовище радіаційним і природним конвективним теплообміном. Так, наприклад, при співвідношенні зазначених температур  $200 / (170 - 20) = 1,25$  частка теплоти, яка розсіюється в

навколишнє середовище радіаційним і природним конвективним теплообміном від поверхонь гальмового диска, становить 25,0%.

Другий етап. У лабораторних умовах визначаються втрати теплоти радіаційним і природним конвективним теплообміном від поверхонь нагрітого першого вентилязованого гальмового диска з фланцем (див. рис. К.2 в).

У результаті усталеного теплового стану гальмового диска 3, досягнутого на першому етапі, фіксують проміжок часу радіаційного та природного конвективного охолодження. Потім визначають інтенсивність радіаційного та природного конвективного теплообміну, тобто коефіцієнти тепловіддачі від зовнішньої поверхні вентилязованого гальмового диска 3 у заданих інтервалах температур.

Так, наприклад,  $Q = IU\tau$ , кДж (кількість теплоти, витраченої на нагрівання першого вентилязованого гальмового диска з фланцем);  $I$  – сила струму, А;  $U$  – напруга, В;  $\tau$  – час, с. З іншого боку, ця кількість теплоти  $Q$  розсіюється з поверхонь площею  $A$  гальмового диска 3 за час  $\tau$  при різниці температур  $t_H - t_0$  ( $t_H, t_0$  – початкова температура поверхні нагрітого гальмового диска і навколишнього середовища, °С). У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі дорівнює:

$$\alpha = \frac{Q}{A\tau(t_H - t_0)}.$$

Третій етап. В експлуатаційних умовах визначаються втрати теплоти кондуктивним теплообміном від частин поверхонь фланців гальмових дисків при їхній взаємодії з поверхнями фланців маточин заднього моста транспортного засобу (рис. К.3 а, б).

Для реалізації третього етапу від вентилязованих гальмових дисків 3 від'єднують термоелектроди 12 термопар 13 (див. рис. К.2), а також електродоти, що йдуть від нагрівальних пристроїв 8 до клем. З першого гальмового диска 3 знімають теплоізоляцію, залишивши її тільки на ділянці 14 фланця 4 (див. рис. К.3 б). Після чого гальмові диски встановлюють у гальмові

механізми заднього моста транспортного засобу, прикріплюючи їх до його балки.

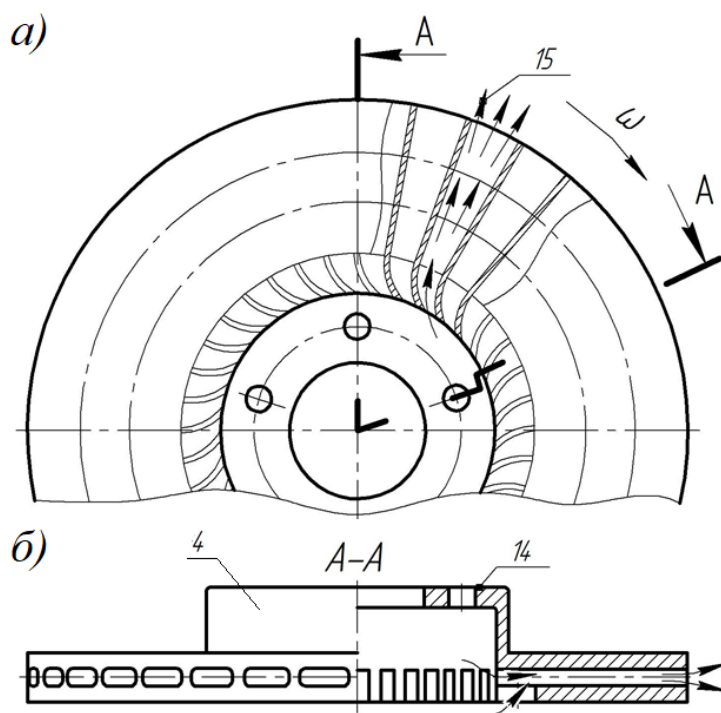


Рисунок К.3 *а, б* – Вентильований гальмовий диск з напрямками пересування потоків повітря (*а*) при русі транспортного засобу та ділянка 14 теплоізолюваного фланця диска (*б*)

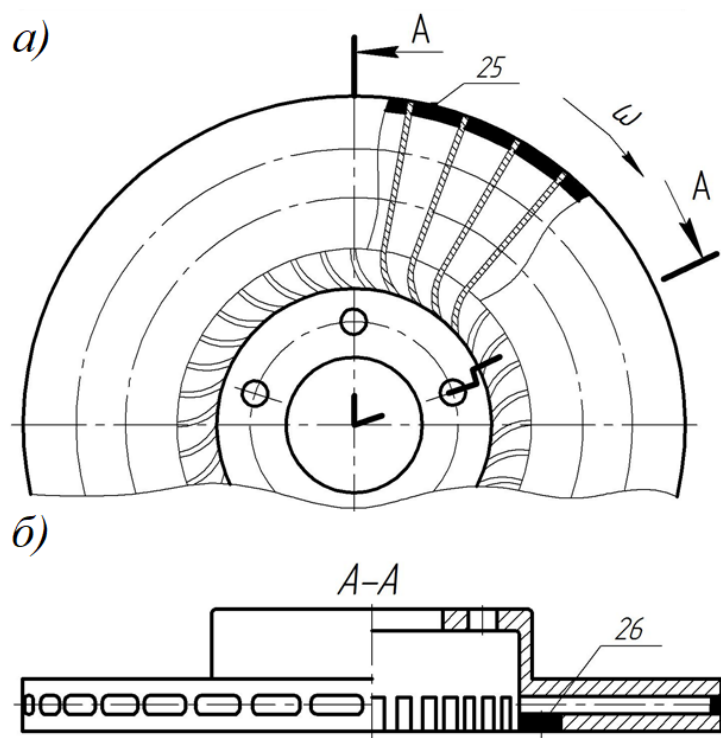


Рисунок К.4 *а, б* – Вентильований гальмовий диск з фланцем з перекритими вентиляційними каналами (*а*) й забірними отворами (*б*)

Для вимірювання поверхневих температур пар тертя дисково-колодкового гальма заднього моста транспортного засобу у його фрикційних накладках 16 розміщують термоелектроди 21 термопар 22 (рис. К.5 ).  
Двоканальна керамічна

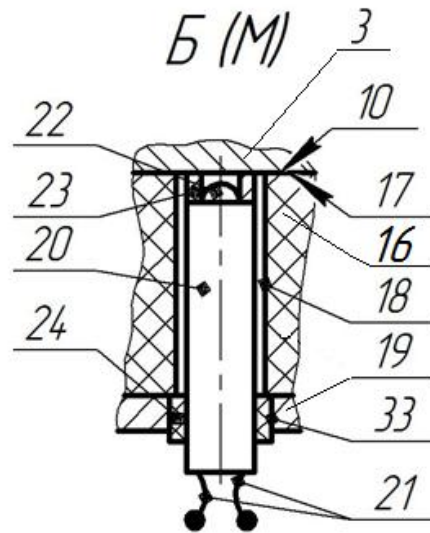


Рисунок К.5 – Виносний елемент Б з рис. К.1 а – установка термопар з електродами в деталі фрикційного вузла

трубка 20 встановлюється у отвір 18 фрикційної накладки 16 і виводиться майже врівень її робочої поверхні 17. Вона складається з двох частин і встановлена з ізоляційною втулкою 24. У трубку 20 діаметром 4,0 мм закладено термоелектроди 21 термопар 22, виготовленої з хромель-копелевого дроту діаметром 0,4 мм. Додатним термоелектродом 22 є хромелевий дріт, а від'ємним – копелевий дріт. Головка термопар 18 (у вигляді сфери), яка взаємодіє з робочою поверхнею 10 гальмового диска 3, сформована з високотемпературного мідного припою у вигляді спаю діаметром 3,0 мм і встановлена в обмежувальне кільце 23. Останнє перешкоджає виходу з ладу головки термопар 22, забезпечуючи її роботу до повного зношування. Довжина термоелектродів 12 і 21 вибирається з умови, щоб за час експериментів холодний спай не встигнув прогрітися, і становить 200...350 мм. Виводи на реєструючу апаратуру здійснювалися мідними дротами. Термопар 12 і 22 перед їх установкою тарувалися разом зі

з'єднувальними дротами. Досліджуваний транспортний засіб розганяють до заданої швидкості і виконують його циклічні гальмування дисково-колодковим гальмом шляхом прикладання і зняття зусилля з педалі гальма. Фрикційні накладки 16 за допомогою гальмових колодок 19 притискаються робочими поверхнями 17 до пояса тертя 10 гальмових дисків 3. Після завершення циклічних гальмувань транспортним засобом знімають навантаження з гальмової педалі, і за допомогою гідроприводу колодки 19 з накладками 16 відводяться від робочої поверхні 10 диска 3.

При цьому у другому диску 3 теплота від його фланця 4 передається маточині заднього моста, тому температура робочої поверхні 10 першого диска є більшою, ніж другого. Ця обставина зумовлює різну інтенсивність радіаційного та вимушеного конвективного теплообміну від поверхонь гальмових дисків 3. За величинами співвідношень вимірних поверхневих температур  $(t_1 - t_0)/(t_2 - t_0)$  першого і другого гальмових дисків 3 гальма визначають частку теплоти від загальної її кількості, яка передається у маточину заднього моста транспортного засобу, тобто кондуктивним теплообміном. Так, наприклад, при співвідношенні зазначених температур  $\frac{200 - 20}{190 - 20} = 1.059$  частка теплоти, яка передається кондуктивним теплообміном у фланець маточини заднього моста транспортного засобу, становить 5,9 %

Четвертий етап. В експлуатаційних умовах визначаються втрати теплоти вимушеним конвективним і радіаційним теплообміном від поверхонь нагрітих вентилязованих гальмових дисків заднього моста транспортного засобу. При цьому у першому гальмовому диску перекривають забірні отвори 5 і вентиляційні канали 6 (ставлять заглушки 25 і 26 (рис. К.4 а, б).

При русі вантажного транспортного засобу омиваючі потоки повітря в другому диску 3 крізь забірні отвори 5 потрапляють у вентиляційні канали 6 (див. рис. К.4 а, б), охолоджуючи поверхні диска 3 і радіальних ребер 7. При цьому термодинамічні параметри повітря змінюються у процесах: стискання при перетині забірних отворів 5, стискання при вході у конфузори

вентиляційних каналів 6 і розширення в них. Це сприяє інтенсивному охолодженню внутрішніх поверхонь диска 3 і, як наслідок, зниження енергонавантаженості його робочих поверхонь 10.

При різних сталих швидкостях руху транспортного засобу, а отже, при різних сталих частотах обертання гальмових дисків 3 за однакові проміжки часу термометрами фіксують температури зовнішніх робочих поверхонь 10 дисків 3. Визначають інтенсивність радіаційного та вимушеного (коефіцієнт тепловіддачі) охолоджень у заданих інтервалах поверхневих температур. При цьому необхідно витримати умови з нагрівання дисків 3 гальм, що відповідають другому етапу досліджень. У цьому випадку визначають коефіцієнти тепловіддачі (радіаційним теплообміном плюс вимушеною конвекцією) від поверхонь гальмового диска 3 при його вільному обертанні за залежністю, аналогічною залежності другого етапу досліджень. За співвідношенням об'ємних температур другого диска до першого визначають ефективність вимушеного повітряного охолодження за допомогою системи

вентиляції. Так, наприклад,  $\frac{180 - 20}{200 - 20} = 0.8$ , тобто ефективність склала 20%.

Отже, у лабораторних й експлуатаційних умовах здійснено нагрівання та охолодження дисково-колодкового гальма і визначені втрати теплоти радіаційним, природним та вимушеним конвективним теплообміном від їхніх поверхонь у навколишнє середовище, а також кондуктивним теплообміном від фланців дисків до фланців маточини заднього моста транспортного засобу.



## Додаток Л

Визначення коефіцієнтів теплопередачі в парах тертя дисково-колодкових гальм з суцільними та вентиляльованими дисками

Розрахуємо коефіцієнти теплопередачі з суцільними дисками за залежностями (Л.1) – (Л.3) (табл. Л.1) з такими вихідними даними:  $\alpha_1=60,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\delta_1=0,005$  м;  $\lambda_1=26,2$  Вт/(м·°С);  $\delta_2=0,025$  м;  $\lambda_2=38,2$  Вт/(м·°С);  $\delta_3=0,005$  м;  $\lambda_3=10,2$  Вт/(м·°С);  $\delta_4=0,035$  м;  $\lambda_4=0,736$  Вт/(м·°С);  $\alpha_2=30,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\delta_5=0,006$  м;  $\lambda_5=53,96$  Вт/(м·°С).

Аналогічно, обчислимо коефіцієнти теплопередачі з вентиляльованими дисками за залежностями (Л.4) – (Л.6) з наступними вихідними даними:  $\alpha_1=70,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\delta_1=0,005$  м;  $\lambda_1=26,2$  Вт/(м·°С);  $\delta_2=0,014$  м;  $\lambda_2=38,2$  Вт/(м·°С);  $\delta_3=0,005$  м;  $\lambda_3=10,2$  Вт/(м·°С);  $\delta_4=0,035$  м;  $\lambda_4=0,736$  Вт/(м·°С);  $\alpha_2=30,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\delta_5=0,006$  м;  $\lambda_5=53,96$  Вт/(м·°С).  
Результати розрахунків наведено в табл. Л.1.

Таблиця Л.1 – Оцінка інтенсивності теплопередачі крізь суцільний та вентиляльований гальмові диски (пари тертя «диск – накладка»)

Нумерація шарів	Вид теплообміну:	Розрахункова залежність для диска	Величини	
			$K_i$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$R_{ti}$ , (м <sup>2</sup> ·°С)/Вт
Суцільного				
I	радіаційно-конвективний	$K_1 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right)$ ; (Л.1)	57,1	0,0175
II	конвективний	$K_2 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \right)$ ; (Л.2)	15,45	0,0647
III	конвективний	$K_3 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \right)$ ; (Л.3)	12,34	0,0810
вентилюваного				
IV	радіаційний і складний	$K_4 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right)$ ; (Л.4)	67,37	0,0148
V	конвективний	$K_5 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \right)$ ; (Л.5)	15,45	0,0647
VI	конвективний	$K_6 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \right)$ ; (Л.6)	12,31	0,0810

Аналіз отриманих величин коефіцієнтів теплопередачі крізь багат шарову структуру пар тертя та її термічний опір показали, що інтенсивність теплопередачі в гальмах з вентиляльованими дисками на 17,9% є більшою, ніж в гальмах з суцільними дисками.

## Додаток М

### Параметри вентильованих дисків гальм

Таблиця М.1 – Параметри вентильованих дисків дисково-колодкових гальм (компанія SIME, Франція)

Гальмовий момент, Нм	Параметри диска:						
	діаметр, мм	товщина, мм	ширина пояса тертя, мм	маса, кг		посадочного отвору, мм	
				загальна	вінця	довжина	діаметр
190	315	30	91	20	9,5	135	60
220	355	30	91	25	12	135	80
260	395	30	91	32	15,8	135	90
300	445	30	132	45	19,1	172	95
1270	550	30	132	72	28,5	172	130
1500	625	30	132	92	40,6	195	140
2900	705	30	132	116	52,5	215	160
3350	795	30	132	162	69,3	235	180

## Додаток Н

Характеристики різних типів дисків гальм категорій транспортних засобів

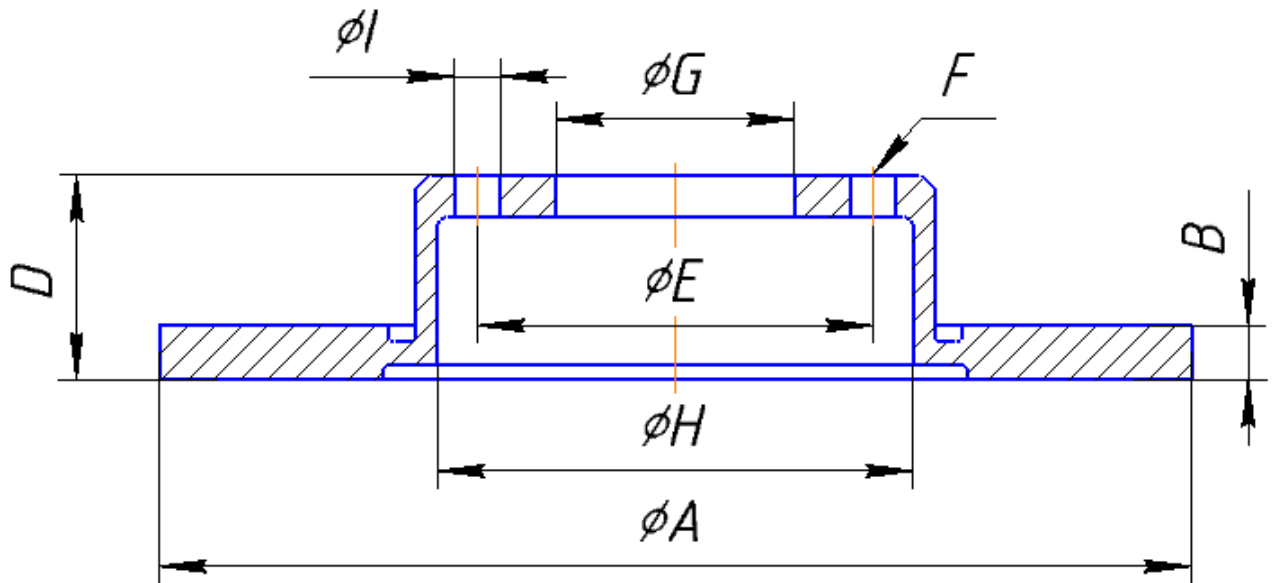


Рисунок Н.1 – Позначення конструктивних параметрів суцільного гальмового диска з фланцем легкового транспортного засобу

Таблиця Н.1 – Характеристики суцільних дисків гальм легкових транспортних засобів

№ п/п	Марки	S	B	HC	L	V	A	B	C	D	E	F	G	H	I
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
1	CITROEN						244,0	7,0	6,3	47,0	108,0	6	86,7	128,0	9,5
2	CITROEN						178,0	7,0	6,3	14,5	63,0	4	45,6	85,5	9,4
3	CITROEN						224,0	7,0	5,0	56,5	108,0	4	71,0	133,0	13,0
4	NISSAN						234,0	7,0	6,0	39,5	100,0	4	68,0	140,0	12,8
5	NISSAN						240,0	7,0	6,0	41,0	100,0	4	61,0	140,0	12,6
6	AUDI/VW						239,0	8,0	7,0	44,0	100,0	4	65,0	124,5	12,9
7	RENAULT	S	B				238,0	8,2	7,0	41,0	100,0	4	61,0	129,5	12,4
8	PEUGEOT						247,5	8,0	6,5	20,3	108,0	4	71,0	133,0	13,0

Продовження табл. Н.1

№ П/П	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
9	CITROEN/ PEUGEOT	S	B			247,0	8,0	6,0	25,3	108,0	4	71,1	133,5	13,0
10	CITROEN/ PEUGEOT	S	B			238,0	8,0	6,0	29,0	98,0	3	57,0	124,5	13,0
11	RENAULT		B			238,0	8,0	7,0	74,6	100,0	4	52,0	52,3	M 12x1,5
12	RENAULT					238,0	8,0	7,0	74,6	100,0	4	52,0	52,3	M12x1,5
13	MERCEDES BENZ		B			258,0	8,0	7,0	55,3	112,0	5	67,0	164,0	13,0
14	MERCEDES BENZ	S	B			258,0	8,0	7,0	57,3	112,0	5	67,0	164,0	15,0
15	RENAULT		B			240,0	8,0	7,0	80,6	100,0	4	52,3	55,0	M12x1,5
16	RENAULT		B			260,0	8,0	7,0	86,2	114,3	5	52,3	55,0	M12x1,5
17	RENAULT		B			238,0	8,0	7,0	74,6	100,0	4	52,3	52,0	M12x1,5
18	RENAULT		B			260,0	8,0	7,0	86,2	114,3	5	52,3	62,0	M12x1,5
19	CITROEN/ PEUGEOT		B			249,0	9,0	7,0	69,2	108,0	4	56,0	62,0	M12x1,25
20	ALFA ROMEO					267,0	9,4	7,5	65,3	108,0	4	70,0	160,0	12,8
21	MERCEDES BENZ		B			278,0	9,0	7,3	58,5	112,0	5	67,0	164,0	15,0
22	CITROEN					244,5	9,0	7,0	43,8	86,0	3	62,0	109,0	10,0
23	HONDA	S	B			239,0	9,0	8,0	47,6	100,0	4	61,0	155,0	13,0
24	CHRYSLER/ MERCEDES BENZ	S	B			278,0	9,0	7,3	55,5	112,0	5	67,0	164,0	13,2
25	BMW					250,0	10,0	6,4	58,5	80,0	4	63,0	106,0	10,2
26	BMW					272,0	9,5	7,9	61,5	120,0	5	75,0	160,0	14,5
27	SEAT/VW		B			226,0	10,0	8,0	71,2	100,0	4	39,8	121,4	M12x1,5
28	VOLKSWAGEN/ FORD		B			253,0	10,2	8,9	33,0	108,0	4	63,5	155,0	13,7

Продовження табл. Н.1

№ П/П	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
29	AUDI		B			245,0	10,0	8,0	46,5	112,0	5	68,0	135,5	15,4
30	BMW	S	B	HC		300,0	10,0	8,4	61,0	120,0	5	75,0	180,0	14,5
31	BMW			HC		300,0	9,9	8,4	67,9	120,0	5	75,0	180,0	14,5
32	SUZUKI					215,0	10,0	8,0	33,0	102,0	4	86,0	106,0	M 10x1,25
33	RENAULT					228,0	10,0	9,0	38,5	99,0	6	83,0	102,5	M8
34	VOLKSWAGEN					278,0	9,5	8,0	83,8	130,0	4	39,8	160,C	M14x1,5
35	OPEL/ VAUXHALL					261,0	9,9	8,0	82,1	100,0	4	39,8	160,C	M12x1,5
36	BMW					280,0	10,0	8,4	68,1	120,0	5	75,0	160,C	14,5
37	FORD					221,0	10,0	8,7	42,0	108,0	4	72,0	131,C	13,4
38	BMW		B			258,0	10,0	8,4	60,0	100,0	4	62,0	160,8	14,5
39	AUDI/ SEAT/VW	S	B			239,0	10,0	8,0	38,9	100,0	4	65,0	124,5	13,6
40	OPEL/ VAUXHALL	S				236,0	10,0	7,0	41,0	100,0	4/6	60,0	123,0	14,0
41	AUDI					245,0	10,0	8,0	59,5	112,0	5	68,0	135,8	15,4
42	ALFA ROMEO					250,0	9,9	8,0	21,0	80,0	6	62,0	134,0	8,5
43	BMW					284,0	10,0	8,4	61,0	120,0	5	75,0	180,0	14,5
44	BMW					284,0	10,0	8,4	68,0	120,0	5	75,0	180,0	14,5
45	AUDI					245,0	10,0	8,0	59,5	108,0	4	68,0	135,8	15,4
46	ALFA ROMEO					250,0	9,9	8,0	21,0	80,0	6	62,0	134,0	10,5
47	FORD/MAZDA					259,0	10,0	8,0	72,0	114,3	5	48,0	58,0	12,5
48	AUDI		B			245,0	10,0	8,0	40,1	108,0	4	68,0	135,5	15,4
49	CITROEN/ PEUGEOT					266,0	10,0	8,0	27,0	108,0	4	66,0	133,2	13,0
50	MERCEDES BENZ	S	B			279,0	10,0	8,3	71,7	112,0	5	67,0	160,0	15,0

## Продовження табл. Н.1

№ П/П	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
51	FORD					252,7	10,2	8,9	33,0	112,0	5	63,5	155,0	13,7
52	CITROEN/ PEUGEOT	S	B			247,0	10,0	9,0	34,2	108,0	4	66,0	133,0	13,0
53	VOLVO		B			281,0	9,6	8,4	73,2	108,0	5	68,0	160,0	16,5
54	ALFA/FIAT/ LANCIA		B			251,5	10,0	9,0	50,7	98,0	4	59,0	127,5	13,0
55	FIAT/OPEL/ VAUXHALL		B			270,0	10,0	8,0	67,0	110,0	5	65,5	160,0	14,0
56	SUZUKI					289,8	10,0	9,0	46,0	140,0	5	107,0	177,0	13,0
57	FORD					239,5	10,2	8,7	58,1	108,0	4	63,5	136,0	13,7
58	FORD		B			239,7	10,0	8,0	43,0	108,0	4	63,6	136,0	13,8
59	CITROEN					238,0	10,0	9,0	29,0	98,0	3	57,0	124,3	12,8
60	CITROEN					258,0	10,0	9,0	29,0	98,0	3	57,0	124,3	13,0
61	PEUGEOT					247,0	10,0	8,0	34,3	108,0	4	71,0	133,0	13,0
62	AUDI					245,0	10,0	8,0	65,5	108,0	4	68,0	135,5	15,4
63	AUDI/SKODA/VW		B			245,0	10,0	8,0	64,2	112,0	5	68,0	135,5	15,4
64	BMW	S	B	HC		280,0	10,0	8,4	60,0	120,0	5	75,0	160,8	14,5
65	SEAT/VW		B			226,0	10,0	8,0	71,2	100,0	5	39,8	50,2	M14x1,5
66	OPEL/ VAUXHALL		B			260,0	10,0	8,0	69,2	100,0	4	57,0	160,0	14,0
67	OPEL/ VAUXHALL		B			270,0	9,9	8,0	77,0	100,0	4	57,0	160,0	14,0
68	VOLVO					265,0	10,0	8,0	53,0	108,0	5	68,0	160,0	16,0
69	AUDI					245,0	10,0	8,0	46,5	108,0	4	68,0	135,5	15,4
70	CITROEN					247,0	10,0	9,0	32,5	98,0	3	57,0	124,5	13,0

## Продовження табл. Н.1

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
71	ALFA/FIAT/ LANCIA		B			251,4	10,0	9,0	50,5	98,0	5	59,0	127,5	13,0
72	MERCEDES BENZ	S	B			258,0	9,0	7,3	55,5	112,0	5	67,0	164,0	12,8
73	CITROEN					224,0	9,0	8,0	63,2	108,0	5	71,0	135,0	13,0
74	CITROEN		B			224,0	9,0	7,0	57,5	108,0	4	71,1	132,7	13,0
75	AUDI/SEAT/ SKODA/VW	S	B			230,0	9,0	7,0	40,6	100,0	5	65,0	125,8	15,6
76	SEAT/VW		B			232,0	9,0	7,0	39,5	100,0	4	65,0	125,0	13,6
77	VOLVO					228,0	9,0	8,0	39,5	100,0	4	60,0	127,0	13,5
78	MAZDA					231,0	9,0	8,0	34,5	100,0	4	65,0	125,0	13,0
79	TOYOTA					242,0	9,0	8,0	36,4	100,0	4	54,0	130,9	14,5
80	NISSAN					258,0	9,0	8,0	44,5	114,3	4	68,0	154,0	12,8
81	SAAB					258,0	9,0	7,5	43,5	108,0	4	68,0	160,7	15,5
82	MAZDA		B			251,0	9,0	8,0	34,5	100,0	4	55,0	125,0	13,0
83	HONDA					282,0	9,0	7,5	61,0	114,3	5	70,0	170,0	12,6
84	AUDI/VW/SKODA	S	B			239,0	8,9	7,0	33,4	100,0	5	65,0	132,5	15,8
85	SMART		B	HC		280,0	9,0	8,0	38,0	112,0	3	58,0	153,5	12,5
86	CITROEN/ PEUGEOT	S	B			247,0	9,0	8,0	35,0	108,0	4	71,1	133,0	13,0
87	TOYOTA		B			258,0	9,0	8,0	55,5	100,0	4	55,0	172,0	14,5
88	TOYOTA		B			269,0	9,0	8,0	56,0	100,0	4	55,0	173,0	14,5
89	TOYOTA		B			279,0	9,0	8,0	55,5	100,0	4	55,0	172,0	14,5
90	HONDA	S				260,0	9,0	8,0	42,3	114,3	4	64,1	157,0	12,6
91	DAIHATSU/ TOYOTA		B			278,0	9,0	7,0	24,7	100,0	4	55,0	147,0	14,3



Продовження табл. Н.1

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
92	HONDA	S				260,0	9,0	8,0	48.2	100,0	4	61,0	156,0	13,0
93	HONDA	S	B			282,0	9,0	8,0	58.3	114,3	5	64,1	170,0	12.5
94	HONDA		B			260,0	9,0	8,0	48,1	114,3	4	64,1	157,0	12.6
95	CHRYSLER					270,0	9,0	7,3	53,3	100,0	5	57,5	172,0	14,5
96	NISSAN					258,0	9.0	8,0	46,5	114,3	5	68,0	154,0	12,5
97	TOYOTA					269,0	9,0	8,0	65.0	100,0	5	55,0	170,0	14,5
98	CITROEN		B			249,0	9,0	8,0	67.1	108,0	4	55,9	60,0	M12x1,25
99	PEUGEOT/ HONDA	S	B			304,5	9,0	7,5	61,0	114,3	5	64,1	200,0	12,8
100	TOYOTA		B			303,0	9,0	8,0	62,1	114,3	5	62,0	190,0	14,5
101	MERCEDES BENZ	S	B			278,0	9,0	7,3	57,5	112,0	5	67,0	164,0	15,0
102	TOYOTA		B			259,0	9,0	7,5	30,5	114,3	5	62,0	156,0	14,8
103	ASTON MARTIN		B			259,0	9,0	7,5	30,0	100,0	4	55,0	156,0	14,5
104	TOYOTA/NISSA N		B			291,5	9,0	8,0	62,0	114,3	5	68,0	172,0	12,7
105	HONDA	S	B			260,0	9,0	8,0	42,2	114,3	5	64,2	140,5	12,6
106	TOYOTA		B			266,0	9,0	8,0	36,2	100,0	4	55,0	131,0	14,5
107	SUZUKI		B			278,0	9,0	8,0	43,1	114,3	5	62,0	169,0	12,7
108	HONDA		B			282,0	9,0	7,5	61,1	114,3	5	64,2	170,0	12,6
109	HONDA	S	B			260,0	9,0	8,0	31.1	100,0	4	61,0	142,4	12,6
110	SUBARU		B			259,0	9,0	7,5	30.2	100,0	5	55,0	156,2	14,5
111	TOYOTA/NISSA N		B			292,0	9,0	8,0	62,0	114,3	4	68,0	172,0	12,5
112	FIAT/SUZUKI		B			278,0	9,0	8,0	43,2	114,3	5	62,0	169,0	14,0

Продовження табл. Н.1

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
113	HONDA	S	B			282,0	9,0	8,0	48,7	114,3	5	64,2	157,0	12,5
114	TOYOTA		B			259,0	9,0	7,5	40,8	100,0	5	55,0	156,0	16,5
115	CITROEN/ PEUGEOT		B			249,0	9,0	8,0	73,2	108,0	4	56,0	62,0	M12x1,25
116	MERCEDES BENZ	S	B	HC		276,0	9,0	7,3	44,0	112,0	5	67,0	153,0	15,0
117	VOLKSWAGEN	S	B			232,0	9,0	7,0	39,6	100,0		65,0	123,8	15,6
118	SUZUKI		B			259,4	9,0	8,0	43,2	114,3	5	62,0	146,6	14,0
119	HONDA					260,0	9,0	8,0	48,1	114,3	5	64,1	157,0	12,6
120	TOYOTA		B			269,0	9,0	7,5	56,0	100,0	5	55,0	173,0	14,5
121	AUDI		B			245,0	10,0	8,0	83,6	112,0	5	45,2	135,5	M14x1,5
122	BMW	S	B	HC		272,0	10,0	8,4	78,0	120,0	5	75,0	160,8	14,5
123	HONDA	S	B			238,5	10,0	8,0	48,1	100,0	4	61,0	154,5	13,0
124	ROVER/FORD					270,0	10,0	8,6	62,6	108,0	4	63,5	180,0	13,7

Умовні позначення:

S – використовуються кріпильні гвинти;

B – використовуються покриття для кільцевих поясів тертя дисків;

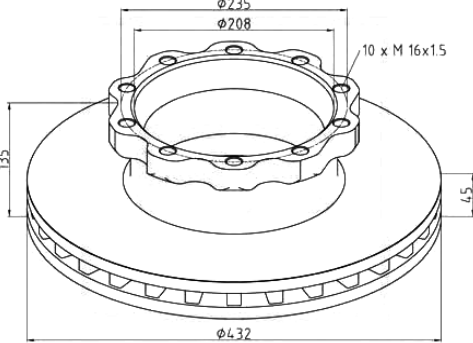
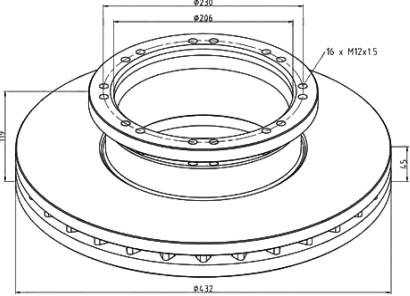
HC; L – сталі з високим вмістом вуглецю; леговані сталі;

V – наявність вентиляційних каналів;


S(MTH) – допустимий знос поясів тертя дисків.

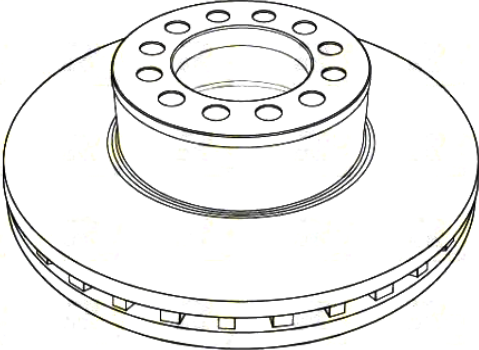
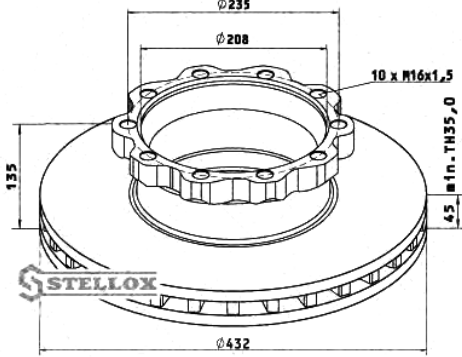
Додаток П  
Характеристики вентиляваних дисків гальм

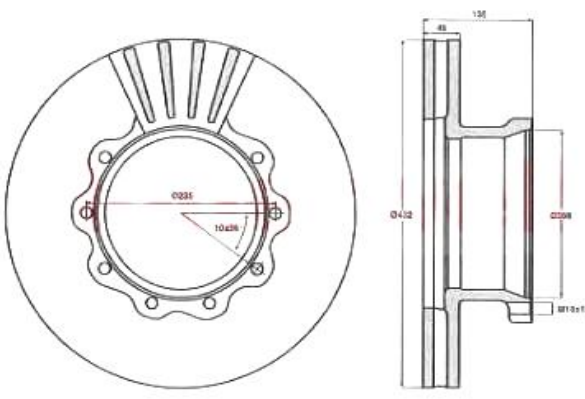
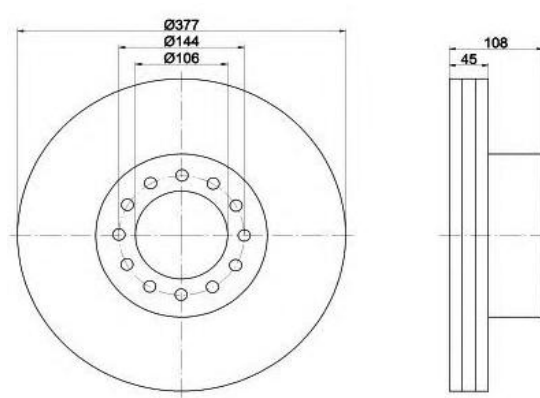
Таблиця П.1 – Характеристики вентиляваних дисків гальм вантажних транспортних засобів та автобусів

№ п/п	Бренд	Артикул	Рисунок	Інформація
1	2	3	4	5
1	PE Automotive	036.122-00A		<p>Зовнішній діаметр – 432 мм; Товщина – 45 мм; Мінімальна товщина – 35 мм; Висота – 135 мм; Діаметр отвору маточини – 208 мм; Діаметр фаски – 235 мм; Кількість отворів – 10; Розмір різьби – М16×1,5; Маса – 37 кг.</p>
2	PE Automotive	036.132-00A		<p>Зовнішній діаметр – 432 мм; Товщина – 45 мм; Мінімальна товщина – 37 мм; Висота – 119 мм; Діаметр отвору маточини – 206 мм;</p>

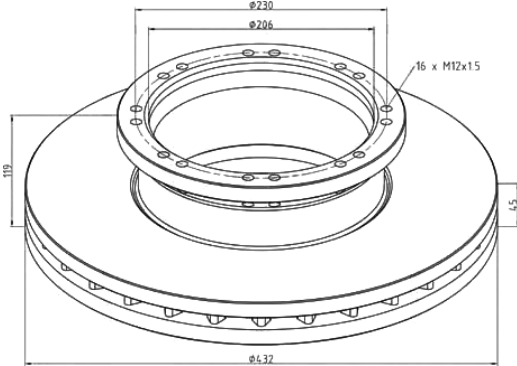
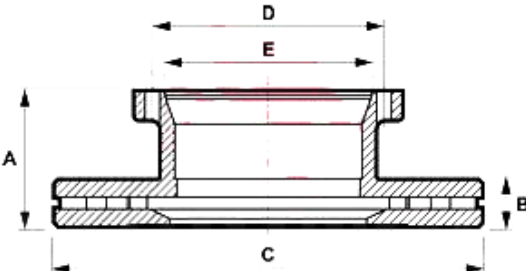
Продовження табл. П.1

1	2	3	4	5
				<p>Діаметр фаски – 230 мм;                      Кількість отворів – 16;                      Розмір різьби – М12;                      Маса – 35 кг.</p>
3	FEBI BILSTEIN	11411		<p>Зовнішній діаметр – 431,8 мм;                      Товщина – 45 мм;                      Мінімальна товщина – 35 мм;                      Висота – 135 мм;                      Діаметр отвору маточини – 208 мм;                      Діаметр фаски – 235 мм;                      Кількість отворів – 10;                      Розмір різьби – М16×1,5;                      Місце монтажу – задній міст;                      Маса – 30 кг.</p>

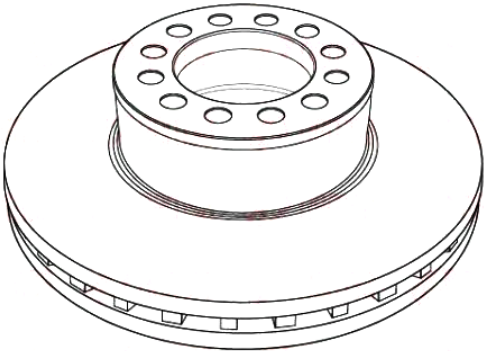
1	2	3	4	5
4	ROADHOUSE	1188.20		<p>Зовнішній діаметр – 377 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 37 мм;  Висота – 111 мм;  Діаметр отвору маточини – 106 мм;  Діаметр фаски – 144 мм;  Кількість отворів – 12;  Місце монтажу – задній міст;  передній міст;  Маса – 25,6 кг.</p>
5	STELLOX	85-00713-SX		<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 135 мм;  Діаметр отвору маточини – 208 мм;  Діаметр фаски – 235 мм;</p>

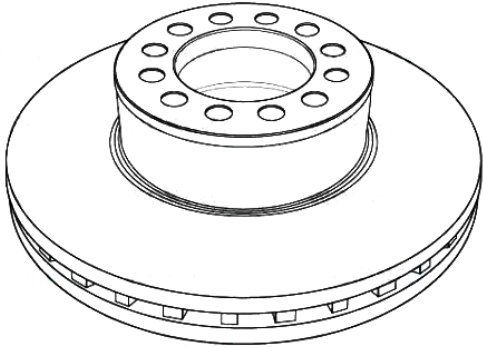
1	2	3	4	5
6	JURID	567410		<p>Кількість отворів – 10;  Розмір різьби – M16×1,5;  Місце монтажу – передній міст;  Маса – 30 кг.</p>
7	JURID	567410J		
8	TEXTAR	93191200		<p>Зовнішній діаметр – 377 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 37 мм;  Висота – 111 мм;  Діаметр отвору маточини – 108 мм;  Діаметр фаски – 144 мм;  Кількість отворів – 12;  Місце монтажу – задній міст;  передній міст;  Маса – 26 кг.</p>
9	TEXTAR	98200 1912		
10	TEXTAR	98200 1912 0 1		
11	DON	CVD666		

1	2	3	4	5
12	COMLINE	ADC9028V		<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 130 мм;  Діаметр отвору маточини – 208 мм;  Діаметр фаски – 235 мм;  Кількість отворів – 12;  Розмір різьби – М16×1,5;  Місце монтажу – передній міст;  Маса – 30 кг.</p>
13	COMLINE	ADC9053V		<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 135 мм;  Діаметр отвору маточини – 208 мм;  Діаметр фаски – 235 мм;  Кількість отворів – 12;  Розмір різьби – М16×1,5;</p>

1	2	3	4	5
				Місце монтажу – задній міст; Маса – 30 кг.
14	PE Automotive	BS7221		Зовнішній діаметр – 432 мм; Товщина – 45 мм; Мінімальна товщина – 37 мм; Висота – 119 мм; Діаметр отвору маточини – 206 мм; Діаметр фаски – 230 мм; Кількість отворів – 16; Розмір різьби – М12; Місце монтажу – передній міст; Маса – 35 кг.
15	MERITOR	MBR5057		Зовнішній діаметр – 432 мм; Товщина – 45 мм; Мінімальна товщина – 35 мм; Висота – 130 мм; Діаметр отвору маточини – 208 мм; Діаметр фаски – 235 мм; Кількість отворів – 12;



				<p>Розмір різьби – М16×1,5;  Місце монтажу – передній міст;  Маса – 30 кг.</p>
16	MERITOR	MBR5068		<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 135 мм;  Діаметр отвору маточини – 208 мм;  Діаметр фаски – 235 мм;  Кількість отворів – 12;  Розмір різьби – М16×1,5;  Місце монтажу – передній міст;  Маса – 30 кг.</p>
17	REMSA	NCA1188.20		<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 37 мм;  Висота – 119 мм;  Діаметр отвору маточини – 230 мм;  Діаметр фаски – 230 мм;  Кількість отворів – 16;</p>

1	2	3	4	5
				<p>Розмір різьби – М12;  Місце монтажу – задній міст;  передній міст;  Маса – 35 кг.</p>
18	WOKING	NSA1188.20		<p>Зовнішній діаметр – 377 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 37 мм;  Висота – 111 мм;  Діаметр отвору маточини – 106 мм;  Діаметр фаски – 144 мм;  Кількість отворів – 12;</p>
19	ROADHOUSE	NSX1188.20		<p>Місце монтажу – задній міст;  передній міст;  Маса – 25,6 кг.</p>

Таблиця П.2 – Характеристики вентильованих дисків гальм різних категорій транспортних засобів

№ п/п	Бренд	Артикул	Інформація
1	2	3	4
1	BREMBO	09.9435.10	<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 130 мм;  Діаметр отвору маточини – 196 мм;  Діаметр фаски – 235 мм;  Кількість отворів – 12;  Розмір різьби – M16×1,5;  Місце монтажу – передній міст;  Маса – 30 кг.</p>
2	ROADHOUSE	1215.20	<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 37 мм;  Висота – 119 мм;  Діаметр отвору маточини – 206 мм;  Діаметр фаски – 230 мм;  Кількість отворів – 16;  Розмір різьби – M12;  Місце монтажу – передній міст;  Маса – 35 кг.</p>
3	LEMFÖRDER	31974 01	<p>Зовнішній діаметр – 431,8 мм;  Товщина – 44,8 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 129,9 мм;</p>

## Продовження табл. П.2

1	2	3	4
			<p>Діаметр отвору маточини – 208 мм;  Діаметр фаски – 168 мм;  Кількість отворів – 12;  Розмір різьби – М12;  Місце монтажу – задній міст;  Маса – 30 кг.</p>
4	LEMFÖRDER	31979 01	<p>Зовнішній діаметр – 431,8 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 135 мм;  Діаметр отвору маточини – 208 мм;  Діаметр фаски – 235 мм;  Кількість отворів – 10;  Розмір різьби – М16×1,5;  Місце монтажу – задній міст;  Маса – 30 кг.</p>
5	AP	44074	<p>Зовнішній діаметр – 432 мм;  Товщина – 45 мм;  Мінімальна товщина – 35 мм;  Висота – 130 мм;  Діаметр отвору маточини – 196 мм;  Діаметр фаски – 235 мм;  Кількість отворів – 12;  Розмір різьби – М16×1,5;  Місце монтажу – передній міст;  Маса – 30 кг.</p>

## Продовження табл. П.2

1	2	3	4
6	BERGKRAFT	BK9001207	Зовнішній діаметр – 432 мм; Товщина – 45 мм; Мінімальна товщина – 35 мм; Висота – 135 мм; Діаметр отвору маточини – 208 мм; Діаметр фаски – 235 мм;
7	FTE	BS5177	Кількість отворів – 10; Розмір різьби – M16×1,5; Місце монтажу – задній міст; Маса – 30 кг.
8	WOKING	NSA1215.20	Зовнішній діаметр – 432 мм; Товщина – 45 мм;
9	ROADHOUSE	NSX1215.20	Мінімальна товщина – 37 мм; Висота – 119 мм; Діаметр отвору маточини – 206 мм; Діаметр фаски – 230 мм;
10	REMSA	NCA1215.20	Кількість отворів – 16; Розмір різьби – M12; Місце монтажу – задній міст; передній міст; Маса – 35 кг.
11	TRUCK- TECHNIC	TTBR1540	Зовнішній діаметр – 432 мм; Товщина – 45 мм; Мінімальна товщина – 35 мм; Висота – 130 мм; Діаметр отвору маточини – 196 мм; Діаметр фаски – 235 мм; Кількість отворів – 12; Розмір різьби – M16×1,5; Місце монтажу – передній міст; Маса – 30 кг.

## Додаток Р

## Робота термобатарей у парах тертя дисково-колодкового гальма в режимах мікротермоелектрогенератора й мікротермоелектрохолодильника

Розглянемо принцип роботи термобатарей, складеної із двох напівпровідникових матеріалів, що мають різні типи провідності (рис. Р.1 а). Термобатарея містить два термоелементи: 1 – з електронною ( $n$ -типу) і 2 – з дірковою ( $p$ -типу) провідностями.

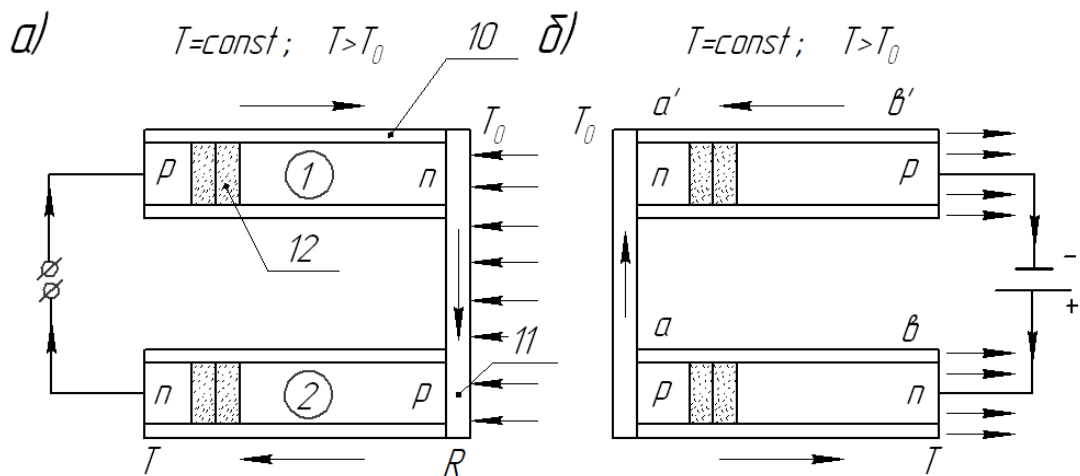


Рисунок Р.1 а, б – Ряди горизонтальних теплопровідних трубок з перемичками, заповнених власними напівпровідниковими речовинами, що є термобатареями, які працюють у режимах мікротермоелектрогенераторів (а) і мікротермоелектрохолодильників (б)

Кінці термоелементів 1 і 2 з'єднані металевим містком  $R$ , що є гарячим спаєм термобатарей. Два інших кінця термоелементів з'єднані зовнішнім електричним колом. Якщо з якоїсь причини (світлове, теплове випромінювання тощо) температура з'єднувального містка збільшується в порівнянні з температурою  $T_0$  холодних кінців термоелементів ( $T > T_0$ ), тепла енергія атомів гарячого кінця термоелементів зростає. Ця енергія виконує роботу переходу електронів у вільний стан. У зв'язку з цим у термоелементі 1 на гарячому кінці з'являється більше вільних електронів і з більш високою тепловою енергією, ніж на холодному. Тому вони переходять до холодного

кінця, заряджаючи його від'ємно. Через тепловий рух атомів у термоелементі 2 деяка частина електронів виноситься з гарячої зони. На їхньому місці з'являються вільні (незайняті) місця – дірки, що мають додатний заряд. Напрямок переміщення дірок, як позитивних зарядів, збігається з напрямком електричного поля, тому їх рух прискорюється. Зайняти місця, що звільнилися (дірки), можуть електрони, які мають близькі до дірки значення енергії. При цьому, рух електронів проти електричного поля вповільнюється, і вони переходять у зону менших швидкостей, а на їх місці утворюються нові дірки. Так відбувається переміщення дірок до холодного кінця термоелемента 2, і він заряджається додатно. При замиканні ланцюга в ньому можна спостерігати електричний струм, зумовлений саме різницею температур. Фактично спостерігається ефект Зеєбека, а сама термобатарея є термоелектрогенератором.

Якщо ж, навпаки, по ланцюгу, всі елементи якого перебувають в однакових температурних умовах ( $T=T_0$ ), пропустити електричний струм у напрямку, зазначеному на рис. Р.1 б, то вільні електрони, що перебувають у термоелементі 1, отримують спрямований рух від спаю  $(a)$  до спаю  $(b)$ , причому їх рух є сповільненим, оскільки електрони гальмуються електричним полем. Рух електронів від спаю  $(a)$  до спаю  $(b)$  супроводжується переносом енергії. На спай  $(a)$  електрони, відбираючи енергію атомів, отримують кінетичну енергію. На кінці  $(b)$ , зустрічаючись з атомами кристалічних ґраток напівпровідника, вони віддають енергію зазначеному спаю. У зв'язку з цим спай  $(a)$  охолоджується, а спай  $(b)$  нагрівається. Причому скупчення електронів на спай  $(b)$  сприяє тому, що цей спай заряджається від'ємно, а спай  $(a)$  – додатно.

У термоелементі 2, що має діркову провідність, напрямок електричного струму збігається з напрямком переміщення дірок: від спаю  $(a)$  до спаю  $(b)$ , внаслідок чого дірки прискорюються. Як ми вже відзначали вище, вакантні місця, які утворюються, можуть зайняти електрони з рівнем енергії, близьким до енергії дірки. Тому найінтенсивніший рух електронів спостерігається в спаю

Ⓞ. Тут електрони, зустрічаючись з атомами, підвищують їхню внутрішню енергію, що витрачається на нагрівання цього спаю. У міру пересування від спаю Ⓜ до спаю Ⓞ уздовж вітки термоелемента енергія електронів зменшується. Подальше їх переміщення відбувається за рахунок внутрішньої енергії атомів, внаслідок чого спай Ⓜ охолоджується. Скупчення електронів на цьому спаї зумовлює появу від'ємного заряду, при цьому спай Ⓞ заряджений додатно. Отже, пропускання постійного електричного струму крізь термобатарею зумовлює перепад температур на її спаях. На спаї Ⓜ теплота поглинається, а на спаї Ⓞ вона виділяється. Якщо від гарячого спаю термобатареї постійно відводити теплоту, то на холодному її кінці можна одержати дуже низькі температури. Так отримують термоелектроохолодильник.



## Додаток М1

## Акти впровадження

«УЗГОДЖЕНО»

Проректором з наукової роботи  
Івано-Франківського національного  
Технічного університету нафти і газу  
проф. О.М. Карпаш  
« 13 » \_\_\_\_\_ 2016р.



«СХВАЛЕНО»

Директором ТзОВ «Надвірнянська  
автобаза», Івано-Франківська обл.  
\_\_\_\_\_ І. І. Бойко  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016р.



## АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Впродовж 2009-2016 рр. під керівництвом д.т.н., професора Вольченко О.І. проводилась наукова робота, що 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 Скрипником В.С., к.т.н., доцентом Журавльовим Д.Ю. к.т.н. Возним А.В. та аспірантом Витвицьким В.С. отримано наступне:

1. Розроблені нові типи фрикційних вузлів різних видів гальмівних пристроїв. Згідно патентів на винаходи Росії №22414634, №242510 та №251395 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. 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

## Продовження додатку М1

шляхом збільшення ресурсу їхніх 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 і спосіб оцінки процесів трибоккрекінгу при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя. Даний винахід відноситься до випробувальної техніки, що використовується для дослідження процесів трибоккрекінгу 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 мікровиступами пар тертя, сприяють генеруванню об'ємного заряду та виникненню електротерморозряду, що призводить до пробою шару залишкових продуктів та їх масопереносу на робочу поверхню металевого фрикційного елемента пари тертя (диплом па відкриття №482 від 27.02.2015р.). Розробка методів та засобів запобігання даного явища сприятиме підвищенню ефективності на 15% та довговічності на 10% пар тертя.

Представники:

головний інженер  
механік

I. I. Костюк  
М. М. Уманців

## Додаток М2

«СОГЛАСОВАНО»

Проректор по научной работе  
Ивано-Франковского национального  
технического университета нефти и  
газа

проф. И. И. Чудык  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 р.



«УТВЕРЖДЕНО»

Генеральный директор

ООО «ПРОФИТ»

350072, г. Краснодар,  
ул. Московская, д. 94, офис 003

В.В. Гордилэ  
«30» октября 2017 р.



## АКТ ВНЕДРЕНИЯ

В течение 2015-2017 гг. под руководством д.т.н., профессора Вольченко Д.А. проводилась госбюджетная работа №0115УФ02279 (Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа), посвященная разработке научных основ создания соединений с металлополимерными композитными материалами и управлению их износостойкими и усталостными свойствами.

В результате выполнения работы к.т.н., доцентом Скрипником В. С. (Учебно-консультационный центр Национального транспортного университета, Украина), к.т.н., старшим научным сотрудником Возным А. В. и аспирантом Витвицким В.С. (Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина) получены следующие результаты:

1. Разработан способ определения площадей поверхностей металлических дисков при различной их энергоемкости в дисково-колодочных тормозных устройствах, с помощью которого достигается возможность определения величины отношения площадей нагреваемой и охлаждаемых поверхностей сплошных и самовентилируемых дисков при различной их энергоемкости в зависимости от материалов, из которых они изготовлены. Другими словами, на основании расчетно-экспериментальных данных установлена взаимосвязь между излучательной способностью матовых и полированной поверхности и их

## Продовження додатку М2

площадями в дисково-колодочном тормозе при использовании в нем сплошных и самовентилируемых дисков.

Вышеуказанный способ защищен патентом на изобретение Российской Федерации № 2594044.

2. Разработаны новые типы фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза, которые за счет использования различных технических решений (наличие торовой оболочки резиновой пневмокамеры, наличие дополнительных пар трения и др.) позволяют равномерно распределить удельные нагрузки на обод тормозного шкива, и как следствие стабилизировать эксплуатационные параметры, а также повысить тормозной момент 10-17%.

Данные разработки защищены патентами на изобретения Украины № 112900 и Республики Азербайджан № i20150014.

3. Разработано устройство и способ оценки процессов трибокрекинга при фрикционной взаимодействия металлополимерных пар трения. Изобретение относится к испытательной техники, используемой для исследования процессов трибокрекинга в парах трения, сопровождающийся выделением газопаровых смесей и воды, которые в интервале температур выше допустимой для материалов полимерных накладок способствуют интенсификации водородного износа элементов пар трения.

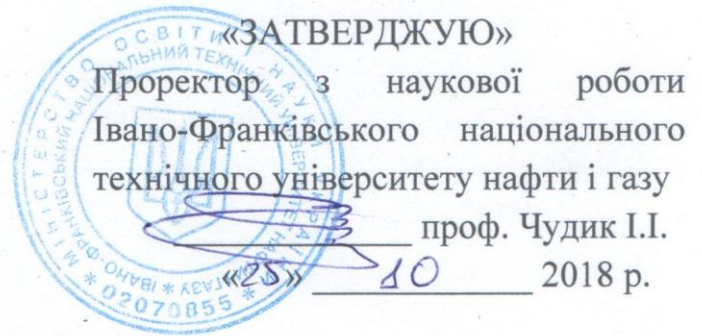
Представители ООО «ПРОФИТ»

А.В. Лобода  зам. генерального директора, канд. техн. наук

В.А. Куприянов  эксперт в области подъемно-транспортного

оборудования

## Додаток МЗ



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з наукової роботи  
Івано-Франківського національного  
технічного університету нафти і газу  
проф. Чудик І.І.  
10 2018 р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

у навчальний процес результатів дисертаційної роботи  
Витвицького Василя Степановича  
на тему «Підвищення ефективності вентилятованих дисково-колодкових гальм  
автомобілів з урахуванням енергонавантаженості їхніх дисків»  
представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори

Члени комісії у складі завідуючого кафедри технічної механіки к.т.н.,  
доцента Поповича В.Я., 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 Витвицьким В.С. було впроваджено такі  
результати в навчальний процес дисципліни «Деталі машин та піднімально-  
транспортне обладнання»:

- закономірності впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів фрикційних вузлів на інтенсивність зародження і розвитку мікротріщин на поверхнях гальмівних дисків;
- метод оцінки ресурсу фрикційних накладок колодок дисково-колодкового гальма транспортного засобу;
- методи оцінки теплового балансу та ефективності охолодження вентилятованих дисків з отворами та канавками, розміщеними під кутом та віялом на їхніх поясах тертя;
- комплексний метод оцінки напружено-деформованого стану дисків гальм транспортних засобів.

Зав. кафедри технічної механіки  
к.т.н., доцент

Попович В. Я.

д.т.н., професор кафедри технічної механіки

Вольченко О. І.

## Додаток Н

## Список публікацій здобувача за темою дисертації

**Статті у наукових періодичних виданнях інших держав:**

1. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть 1) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий, В.М. Чуфус // Вісник Азербайджанської інженерної академії. – Баку. – 2017. – №3(9). – С. 18–30.

2. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть VI) / А.Х. Джанахмедов, Э.С. Пирвердиев, В.С. Скрипник, Д.Ю. Журавлев, В.С. Витвицкий // Вісник Азербайджанської інженерної академії. – Баку. – 2016. – №2(8). – С. 18–33.

3. Энергонагруженность трибосопряжений дисково-колодочных тормозов транспортных средств / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, В.С. Скрипник, В.С. Витвицкий // Международн. научно-исследоват. журнал «Евразийский Союз Ученых». Технические науки. – №3(48), 2 часть, 2018. – С. 51–59.

**Статті у наукових фахових виданнях України:**

4. Витвицкий В.С. Влияние конструкции фрикционного узла на электротермомеханическое трение / В.С. Витвицкий // Проблеми тертя та зношування. – Київ. – 2016. – № 3(72). – С. 57–63.

5. Возный А.В. Энергонагруженность пар трения в дисково-колодочных тормозных устройствах / А.В. Возный, В.С. Витвицкий, О.Б. Стадник // Проблеми тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 1(74). – С. 49–64.

6. Вольченко Д.А. Влияние конструкции фрикционного узла на электротермомеханическое изнашивание / Д.А. Вольченко, Е.Ю. Андрейчиков, В.С. Витвицкий // Наук.-техн. та виробн. журнал Підйомно-транспортна техніка. – Одеса. – 2016. – № 4(52). – С. 78–86.

7. Вольченко Д.А. Нанотрибологические процессы в парах трения ленточно-колодочных тормозов / Д.А. Вольченко, В.С. Скрипник, В.С. Витвицкий // Наукові

нотатки, міжвуз. зб. за галузями знань «Технічні науки». – Луцьк, 2016. – Вип. 55. – С. 68–71.

8. К вопросу об использовании динамических моделей дисково-колодочных тормозов транспортных средств / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Проблeми тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 2(75). – С. 24–37.

9. К вопросу расчета и проектирования различных типов дисков для тормозов подкатегорий автотранспортных средств / М.В. Киндрачук, А.И. Вольченко, В.Я. Малык, Д.Ю. Журавльов В.С. Витвицкий // Проблeми тертя та зношування. – Київ. – 2018. – № 3 (80). – С. 4–15.

10. Напряженно-деформированное состояние при многоочаговом зарождении и развитии микротрещин в тормозных шкивах буровых лебедок / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий // Проблeми тертя та зношування. – Київ. – 2016. – № 1(70). – С. 20–32.

11. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах подъемно-транспортных машин (часть первая) / Н.А. Вольченко, А.В. Возный, А.Н. Вудвуд, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Проблeми тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 3(76). – С. 17–27.

12. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах подъемно-транспортных машин (часть вторая) / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, М.В. Кашуба, О.Б. Стадник, В. С. Витвицкий // Проблeми тертя та зношування. – Київ. – 2017. – № 4(77). – С. 29–35.

13. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах транспортных самолетов / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Проблeми тертя та зношування. – Київ. – 2018. – № 1(78). – С. 4–16.

14. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств (часть третья) / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, А.В. Возный, И.О. Бекиш, В.С. Витвицкий // Проблeми тертя та зношування. – Київ. – 2018. – № 2(79). – С. 28–40.

**Матеріали конференцій:**

15. Возный А. Теория и проектирование тормозных дисков с охлаждением типа «многоструйный эжектор» дисково-колодочного тормоза / А. Возный, И. Бекиш, В. Витвицкий // Матеріали XXXV міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії», Переяслав-Хмельницький, 27–28 лютого 2017 р. – С. 162–165.

16. Возный А.В. Оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов / А.В. Возный, В.Я. Малык, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Матеріали X міжн. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених «Нові виклики. Нові досягнення», Краматорськ, 15 вересня 2017. – С. 36 – 40.

17. Возный А.В. Применение дисково-колодочных тормозов в подъемно-транспортных машинах / А.В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Proceedings of V International scientific conference “Science of the third millennium”. Morrisville, USA, Lulu Press., 29 April 2017. – С. 34 – 38.

18. 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 міжн. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя», Краматорськ, 19 квітня 2017. – С. 48 – 54.

19. Возный А.В. Энергонагруженность пар трения с полупроводниковыми веществами дисково-колодочных тормозных устройств / А.В. Возный, В.Я. Малык, В.С. Витвицкий, П.С. Красин // Proceedings of X International scientific conference “Scientific thought transformation”. Morrisville, USA, Lulu Press., 22 Sep. 2017. – С. 22 – 26.

20. Вольченко Д. А. Снижение энергонагруженности пар трения дисково-колодочного тормоза / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, И.О. Бекиш, В.С. Витвицкий // Матеріали VI всеукраїнської наук.-практ. конф. «Наукові дослідження: перспективи інновацій у суспільстві і розвитку технологій», Харків, 13 жовтня 2017. – С. 52 – 56.



21. Вольченко Д.А. К вопросу снижения водородного износа пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть вторая) / Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий // Матеріали всеукраїнської наук. техн. конф. «Нафта і газ. Наука – освіта – виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку». – Дрогобич, 10-11 березня 2016. – С. 15-19.

22. Вольченко Н.А. Оценка напряженно-деформированного состояния дисков в тормозных устройствах транспортных средств / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, В.С. Витвицкий // Механика, оборудование, материалы и технологии. – Краснодар: «ПринтТерра», 2018. – С. 564–573.

23. Прогнозування енергонавантажності пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної підйомної машини / Д.О. Вольченко, В.Я. Малик, А.В. Возний, В.С. Витвицький // Матеріали II міжнародної наук.-техн. конф. „Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018”, Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018. – С. 185–188.

24. Энергонагруженность дисково-колодочного тормоза с воздушным охлаждением типа "многоструйный эжектор" / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, А.В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Материалы XVIII международной научно-технической конференции "Транспортные и транспортно-технологические системы", Тюмень, Изд-во: Тюменский индустриальный университет, 19 апреля 2018. – С. 69–73.

#### **Тези конференцій:**

25. Журавльов Д.Ю. Технічні вимоги і умови роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / Д.Ю. Журавльов, І.О. Бекіш, В.С. Витвицький // Матеріали міжнародної наук.-техн. конф. «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу». – Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016. – С. 296-299.

26. Проектний та перевірений розрахунок фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм / О.І. Вольченко, А.В. Возний, В.С. Витвицький, О.Б. Стадник // Матеріали LXXII наук. конф. проф.-виклад. складу, асп. студент. та співробітників: відокремл. структ. підрозд. націонал. трансп. ун-ту. – Київ, 2016. – С. 527-528.

27. Скрыпник В. С. Робастическая методология разработки фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / В.С. Скрыпник, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий // Матеріали міжнародної наук.-техн. інтернет-конференції «Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі», Кривий Ріг, 27–28 лютого 2016 р. – С. 284.

### **Патент**

28. Патент України № 117625 G01N 3/56(2006.01). Спосіб випробування матеріалів на зношування при терті по абразивному прошарку / М.Й. Бурда, Л.Я. Роп'як, Ю.М. Бурда, О.В. Рогаль, В.В. Перепічка, В.С. Витвицький; власник Івано-Франківський націонал. техн. ун-т нафти і газу. – № а201700398; заявл. 16.01.2017, опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. – 7 с.