

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ЛУГАНСЬКИЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ ІНСТИТУТ

На правах рукопису

СОЧАВСЬКИЙ Зіновій Олексійович

**КЕРУВАННЯ НАВАНТАЖЕНІСТЮ
ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ**

(барабанно-колодкових гальм
сільськогосподарських транспортних засобів)

Спеціальність 05.20.01 — Механізація
сільськогосподарського виробництва

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Луганськ, 1994

АВ 30.194

ЛННБ України ім.В.Стефаника



00777543 (X)

Робота виконана в Українському технічному університеті нафти і газу та в УВС Луганської облдержадміністрації.

Науковий керівник — доктор технічних наук, професор **Вольченко О. І.**

Офіційні опоненти — доктор технічних наук, професор академік УААН **Заїка П. М.**

— кандидат технічних наук, доцент **Лівенцев В. П.**

Провідна організація — АП «Кіровський завод по виготовленню виробів з металічних порошків» (Луганська обл.).

Захист відбудеться 21 червня 1994 року о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 01.01.18 при Луганському сільськогосподарському інституті за адресою: 348008, Луганськ, дослідне поле, інститут.

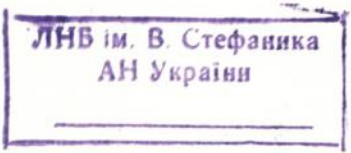
З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці інституту.

Відгук на автореферат в двох примірниках, завірений гербовою печаткою, просимо надіслати в спеціалізовану вчену раду за вказаною адресою.

Автореферат розісланий 19 травня 1994 року.

Вчений секретар спеціалізованої ради

О. О. Петренко



Підвищення ефективності та довговічності обладнання у всіх галузях виробництва є однією з найважливіших задач загального машинобудування і сільськогосподарського, зокрема. Успішне розв'язання цієї проблеми залежить від рівня розвитку нової техніки та прогресивних технологій, а також розробки, впровадження та освоєння в стислі терміни нових конструкцій транспортних засобів та їх вузлів, зокрема, барабанно-колодкових гальмівних механізмів, спрямованих на інтенсифікацію і механізацію сільськогосподарського виробництва.

Підвищення ефективності та надійності вузлів і деталей машин та обладнання забезпечує інтенсифікацію його продуктивності. Збільшення ж інтенсивності та швидкості руху транспортних засобів призводить до того, що зростають періодично змінні навантаження на робочі деталі барабанно-колодкових гальмівних механізмів при одночасному скороченні періоду їхньої дії. Все це обумовлює виникнення значних деформацій та інтенсивних вібрацій пар тертя, що супроводжується підвищенням рівня шуму, теплової навантаженості гальма, зниженням втомної міцності його деталей. Окрім того, намагання створити компактний гальмівний механізм призводить до того, що навіть незначне зменшення будівельних об'ємів гальма обумовлює істотне зниження інтенсивності природнього охолодження його деталей. В результаті цього значно погіршуються експлуатаційні параметри гальмівного пристрою та в цілому транспортного засобу, обладнаного цим гальмом (знижується гальмівний момент, зростають поверхневі температури, рівень механічних і теплових деформацій основних робочих деталей, зношення поверхонь тертя), що супроводжується зниженням ефективності гальма і навіть може стати причиною аварійної ситуації. Це, в свою чергу, обумовлює обмеження швидкості руху і, як наслідок, зниження продуктивності транспортних засобів і рівня безпеки їхнього руху, а також водіїв, пасажирів і збереження сільськогосподарських вантажів. Зазначене найбільш гостро проявляється при експлуатації потужних багатотонних сільськогосподарських машин з великою вантажопідйомністю.

Забезпечення чіткої, стабільної та тривалої роботи барабанно-колодкових гальмівних механізмів на підставі прогнозування та керування їхньою навантаженістю обумовлює роботу гальма в діапазоні допустимих величин деформацій, коливань та поверхневих температур

його робочих деталей. На даний час дослідження силової і теплової навантаженості барабанно-колодкових гальм транспортних засобів проводяться по таких напрямках: вирівнювання силової і теплової навантаженості по ділянках робочих деталей; створення нових фрикційних матеріалів на безасбестовій основі з високою зносостійкістю і стабільним коефіцієнтом тертя; оцінка аналітичними методами рівня деформацій, частот коливань та ефективності різних видів примусового штучного охолодження робочих деталей та ін.

З результатів аналізу, проведеного по кожному з наведених напрямів дослідження, а також статистичних даних, одержаних з досвіду експлуатації транспортних засобів, випливає, що проблема підвищення ефективності і надійності гальм залишається актуальною. Одним з шляхів розв'язання цієї проблеми є розробка методів і засобів керування силовою і тепловою навантаженістю барабанно-колодкових механізмів транспортних засобів.

Мета роботи - керування навантаженістю фрикційних вузлів барабанно-колодкових гальм транспортних засобів шляхом підтримання їхніх експлуатаційних параметрів в регламентованих границях згідно з технічними вимогами.

Поставлена мета досягається розв'язанням таких задач:

оцінка рівня напружено-деформованого стану та вібрацій робочих деталей фрикційних вузлів для реальних умов експлуатації;

вибір методів і засобів керування навантаженістю барабанно-колодкових гальмівних механізмів;

розробка ефективних керуючих дій для підвищення ефективності та надійності барабанно-колодкових гальм;

оцінка довговічності пар тертя в запропонованих конструкціях гальмівних механізмів.

Наукові положення, що захищаються в дисертації:

методика розрахунку деформованого стану робочих деталей гальм
методика аналітичної оцінки інтенсивності вібрацій основних деталей гальмівних пристроїв;

методика розрахунку інтенсивності примусового рідинного охолодження пар тертя гальма;

метод оптимізації параметрів конструкцій та вихідних характеристик гальм.

Наукова новизна роботи

запропоновані методики розрахунку силової навантаженості барабанно-колодкових гальм при будь-яких режимах їх роботи з оцінкою

рівня деформацій і коливань робочих деталей;

на основі системного підходу створений метод оптимізації параметрів конструкцій та вихідних характеристик стосовно пар тертя гальмівних пристроїв.

Практична цінність роботи. Розроблені основи методів керування навантаженістю барабанно-колодкових гальм, що дозволило науково-обґрунтовано підійти до удосконалення існуючих і створення нових конструкцій гальм. В результаті досягнуто підвищення ефективності та роботоздатності пар тертя барабанно-колодкових гальм транспортних засобів, що обумовило зростання їх продуктивності та рівня безпеки руху.

Реалізація результатів роботи. Підвищення технічного рівня удосконалених конструкцій барабанно-колодкових гальм та їхнє впровадження у виробництво з одночасним використанням раціональних методів і засобів щодо організації руху транспортних засобів забезпечило економії коштів понад 7890,0 тис. крб. (в цінах на 01.01. 1991 року).

Апробація роботи. Матеріали дисертаційної роботи доповідалися автором і обговорювалися на таких семінарах і конференціях: республіканській конференції працівників державної автоінспекції, Івано-Франківськ, 1982 р.; обласній конференції з діагностування транспортних засобів, Мурманськ, 1985 р.; республіканській конференції з досліджень якості перевірки гальмівних систем на діагностичному обладнанні, Ташкент, 1989 р.; обласній конференції з використання методів порошкової металургії у виготовленні фрикційних накладок, Луганськ, 1993р.; першому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків з керування навантаженістю фрикційних вузлів, Львів, 1993 р.; міжнародному симпозиумі з трибології фрикційних матеріалів, Ярославль, 1994 р.

Публікації. Основні положення дисертації викладені у шести друкованих працях, з них три монографії, дві брошури та стаття.

Обсяг роботи. Дисертаційна робота обсягом 150 стор. складається з вступу, чотирьох глав, висновків та рекомендацій, списку літератури, додатків і містить 105 стор. основного тексту, 24 таблиці, 45 рисунків. Список літератури складається з 102 найменувань і має обсяг 8 стор. Додатки розташовані на 18 стор.

Науковий консультант дисертаційної роботи - доцент Прикарпатського університету ім. В. Стефаніка, канд. техн. наук Вольченко Д.А.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

ГЛАВА I. МЕТОДИ ОЦІНКИ НАВАНТАЖЕНОСТІ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Одним з основних недоліків барабанно-колодкових гальмівних механізмів є нерівномірність зміни питомих навантажень на набігаючій та збігаючій частинах фрикційних накладок колодок, які змінюються внаслідок механічних і теплових деформацій обода барабана і є причиною нерівномірного зношення пар тертя. При цьому закономірність зношення фрикційних накладок з деяким припущенням можна прийняти подібною до закону розподілу питомих навантажень, але тільки в тому випадку, коли згадані вище деформації обода барабана не перевищують допустимого рівня.

Успішне розв'язання задач керування навантаженістю барабанно-колодкових гальмівних механізмів транспортних засобів неможливе без попереднього аналізу наукових праць, присвячених силовій і тепловій навантаженості робочих деталей гальм.

Фундаментальний внесок в теорію, розрахунок і конструювання гальмівних пристроїв зробили М.П.Александров, Н.О.Бухарін, І.В.Крагельський, Б.І.Костецький, Л.І.Пижевич, О.В.Чичинадзе, В.С.Щедров, В.О.Чудаков, Г.Є.Чупілко, Г.М.Шахмалієв та інші вчені.

В наукових працях М.П.Александрова, І.В.Крагельського, Б.І.Костецького, О.В.Чичинадзе, О.Л.Ільського, З.Г.Керімова, Б.В.Керліна, Г.В.Максапетяна, Б.Горста (B. Horst), Т.Ньюкомба (T. Newcomb), Г.Фазекаса (G. Fazekas) та ін. значна увага приділена вивченню теплованвантаженості гальм, розробці методів розрахункового визначення температур на їхніх поверхнях тертя, процесів та фізико-механічних перетворень, що мають місце в матеріалах пар тертя, а також охолодженню робочих деталей гальм, пов'язаному з необхідністю підвищення їхньої ефективності та надійності.

Деформації, механічні і теплові напруження в ободах барабанів і бандажах розглянуті в науково-дослідницьких працях С.М.Борисова, Д.Ю.Волкова, В.Л.Вейца, А.Б.Гредескула, А.С.Федососова, В.М.Філімонова, П.Фенсела (P. Fenzel), Н.Мілнера (N. Millner) та ін.

Праці Ю.Б.Бєлєнського, С.М.Борисова, Д.П.Гапоєна, І.В.Лєвіна, П.Басфорда (P. Basford), Дж.Гіка (J. Gick), С.Шикаморі (S. Shikamori), Р.Спарре (R. Spurr) та ін. присвячені дослідженню коливань деталей барабанно-колодкових гальмівних механізмів, умов і закономірностей розподілу питомих навантажень в контакті пар тер-

тя, а також їхнього зв'язку з характером зношення фрикційних накладок по довжині. Створенню удосконалених і нових гальмівних пристроїв і важконавантажених фрикційних муфт присвячені праці О.І.Вольченка, Д.А.Вольченко, С.В.Балаболіна, І.М.Богатчука, Б.М.Гевко, С.Г.Нагорняка та ін.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Проведено дослідження напружено-деформованого стану ободів гальмівних барабанів (рис. 1), які зазнають силову (радіальні і тангенціальні навантаження) і теплову (деформації в радіальному напрямку) дію.

Згідно з принципом незалежності навантажень розв'язувана задача містила комплексну оцінку деформованого стану тонкої оболонки, що має зокріплені один кінець і вільний другий і перебуває під дією силової (рівномірний закон розподілення питомих навантажень) і теплової (рівномірно нагрітої по довжині і нерівномірно по товщині) навантаженості $F(x, t)$, (рис. 2).

В працях О.І.Вольченка встановлений вплив конструктивних елементів (спряження обода з фланцем і підкріплюючого кільця) барабана на зміну радіальних деформацій його обода.

Проте в практиці проектування гальмівних механізмів часто доводиться розв'язувати задачі, що торкаються окремої оцінки рівня механічних і теплових деформацій ободів гальмівних барабанів. Це викликано тим, що в гальмах зі значними питомими навантаженнями необхідно мати жорсткий обід, а при підвищеній тепловій дії - правильно підібрати матеріал фрикційних накладок.

На робочу поверхню обода гальмівного барабана з боку робочих поверхонь фрикційних накладок колодок під час гальмування діють питомі навантаження, що змінюються за косинусоїдальним, синусоїдальним і рівномірним законами. Закономірність зміни питомих навантажень характеризується періодом T , і тому будь-яке поверхнєве навантаження може бути розкладено в тригонометричний ряд Фур'є. Все це визначило вибір напівбезмоментної теорії циліндричних оболонок В.З.Власова для оцінки механічних деформацій обода. При цьому використане диференціальне рівняння вигляду:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} E h + \frac{E J}{R^3} \Omega \Omega(w) = -F(x, \varphi), \quad (1)$$

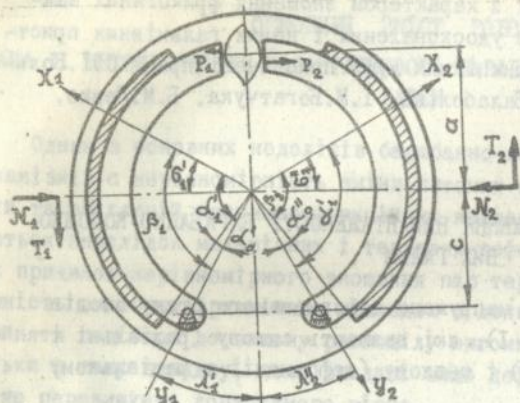


Рис. 1 Розрахункова схема гальмівного механізму

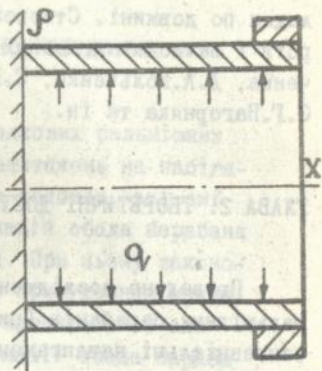


Рис. 2 Схема навантаження гальмівного барабана

де w - радіальна деформація оболонки, м; E - модуль пружності матеріалу оболонки, Н/м^2 ; J - момент інерції перерізу оболонки, м^4 ; R , h , X - радіус серединної поверхні, товщина і змінна (поточна) координата довжини обода, м;

$$\Omega = \frac{\partial^4}{\partial \varphi^4} + \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \quad - \text{диференційний оператор В.З.Власова};$$

$F(x, \varphi)$ - функція поверхневого навантаження; φ - кутова координата, рад;

$$F(x, \varphi) = \frac{\partial^3 q_1}{R^2 \partial \varphi^3} - \frac{\partial^2 q_2}{R dx \partial \varphi} + \frac{\partial^2 q_3}{R^2 \partial \varphi^2};$$

q_1 , q_2 , q_3 - складові навантаження, Н.

Згідно з напівбезмоментною теорією вихідне рівняння (1) інтегруємо в рядях, задані поверхневі навантаження розподіляємо в ряди і функцію w також знаходимо у вигляді ряду.

Для оцінки рівня радіальних теплових деформацій обода барабана використане рівняння вигляду

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4\beta^4 w = - \frac{Eh\alpha_1 t}{DR} \quad (2)$$

де β - параметр оболонки, м^{-1} ;

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/R^2 h^2};$$

μ , α_1 - коефіцієнт Пуассона та лінійного розширення матеріалу обода барабана, град/м; $D = Eh^3/12(1-\mu^2)$ - жорсткість оболонки, Нм ; t - усереднена по товщині стінки обода температура, $^\circ\text{C}$.

Користуючись граничними умовами, знаходимо сталі інтегруван-

ня і після відповідних перетворень та спрощень одержали рівняння механічних (3 - 6) і теплових (7 - 10) деформацій (табл. I), в яких $k = 2, 4, \dots$ - частота періодичного розв'язку основного рівняння та його період; f - коефіцієнт тертя; K - функції А.Н.Криволава.

Співвідношення конструктивних параметрів з параметрами міцності обода барабана перевіряємо за допомогою залежності $\beta l > 0,4$ (l - ширина обода). Сучасні конструкції гальмівних барабанів мають значення параметрів $\beta l > 1,7$. Оскільки умови спирання ободів спричиняють до різних за величиною і дією на них зусиль, проведемо порівняльний аналіз деформацій і напружень для всіх конструктивно можливих випадків спирання країв ободів (див. табл. I).

Напружений стан обода барабана визначається величиною діючих в його поперечному і поздовжньому перерізах моментів згину, а також нормальними згинаючими напруженнями в цих перерізах. В роботі наведені закономірності їхньої зміни.

З метою аналізу впливу граничних (крайових) умов на напружено-деформований стан обода використані безрозмірні значення радіальних механічних і теплових деформацій за формулами:

$$W^* = W_x^* / \frac{12R^4 q_{th} (k-f)}{Eh^3 (k^2 - 1) k^2}, \quad W_t^* = W_t^* / h \alpha t$$

і згинаючих моментів

$$M_x^* = M_x \beta^2 / q.$$

По одержаних залежностях (3 - 10) проведені розрахунки, за результатами яких побудовані графічні залежності. Аналіз одержаних даних показав, що в усіх випадках спирання, окрім ковзаючого закріплення, безрозмірні механічні і теплові деформації по ширині обода розподілені нерівномірно. Так, барабани з вільним кінцем мають максимальні безрозмірні механічні деформації при параметрах $\beta l = 1,8-3,0$, а у випадку жорсткого і шарнірно-жорсткого закріплення - при $\beta l \approx 3$. Максимальні безрозмірні теплові деформації ободів з вільним кінцем спостерігаються при $\beta l = 2,5-3,0$, а потім стабілізуються. В згаданих вище випадках спирання кінців обода барабана має місце безперервне зростання максимальних безрозмірних теплових деформацій зі збільшенням βl до 3,5.

До значення $\beta l = 2,25$ максимальні моменти, а отже, і максимальні нормальні напруження згину барабана з вільним кінцем вище, ніж у барабанів з жорстким або шарнірно-жорстким спиранням кінців для $\beta l = 1,5$ та 2,0; 2,35 та 3,0 в 1,65 та 1,1 рази.

При збільшенні βl до значення 3,5 згинавчі моменти M_x^* та M_e^* в першому випадку спирання кінців барабана стабілізуються, наближаються до величини 0,5; для шарнірно-жорсткого спирання досягають максимуму при $\beta l = 2,75$, а потім зменшуються; для жорсткого закріплення кінців обода моменти безперервно зростають до границі значення інтервалу $\beta l = 4,07$, досягаючи найбільшої величини $M_x^* = 0,5$ та $M_e^* = 0,15$.

Значення безрозмірних згинавчих моментів в поперечному перерізі обода барабана від теплової дії, а отже, і напруження для всіх конструктивних схем спирання ободів приблизно в 1,7-1,8 разів менші, ніж при силевій дії.

На предмет можливості хоча б часткового вирівнювання радіальних деформацій по ширині обода розглянуті барабани різних форм: зі змінною товщиною стінки і з конічним ободом. Для зазначених форм барабанів оптимізовані кут нахилу неробочої поверхні обода і величина K_q ($K_q = q'_1/q \leq 1$, де q'_1, q - рівномірно розподілене навантаження, що змінюється за лінійним законом по ширині обода).

Дослідження деформацій фрикційних накладок показало, що на початку гальмування їхні поверхні підлягають дії питомих навантажень, що змінюються за законом косинуса.

В працях О.І.Вольченка розглянуті деформації згину гальмівних колодок, що мають розрахункову схему у вигляді бруса колового окреслення (контра), який спирається на шарніри і зазнає зосереджене і розподілене навантаження, що діють на поверхні накладок. Безрозмірні радіальні деформації і відповідні їм форми статичного згину колодок в залежності від прикладеного до них навантаження визначені при середніх кутах $\alpha = \pi/3$ та $\pi/9$ рад, які найбільш характерні для барабанно-колодкових гальм.

Деформації основних деталей фрикційних вузлів спричиняють їхні коливання. Виникнення вібрацій деталей барабанно-колодкових гальмівних механізмів транспортних засобів, як в низькій (до 200 Гц - внаслідок перехідних явищ, пов'язаних з нелінійною фрикційною характеристикою), так і у високочастотній (від 200 до 5000 Гц - за рахунок деформацій обода барабана, накладок і колодок) областях обумовлено тими самими причинами: робочими процесами при гальмуванні у фрикційному вузлі, тобто зміною закономірностей контактування робочих поверхонь накладок з барабаном.

При відсутності вібрацій гальмівний механізм являє собою статично навантажену систему (у більшості випадків при синусоїдальному

і рівномірному законах розподілення питомих навантажень), рівновага якої визначається рівновагою сил тертя в зоні контакту накладок колодок, які переміщуються зворотньо-поступально до робочої поверхні обода барабана, що обертається, і пружних сил деформованих деталей гальмівного пристрою (обода, колодок та їхніх опорних пальців).

Під час виникнення вібрацій деталей гальма спостерігається збільшення їхньої статичної навантаженості (в основному, при косинусоїдальному законі зміни питомих навантажень).

В гальмівному механізмі колодки виконують роль коливальної маси, а барабан є джерелом енергії коливальної системи і звукових явищ.

Для математичного опису коливань ободів барабанів використані рівняння коливань колової ідеальної циліндричної оболонки. Розглянуті радіальні коливання ободів, що дозволило звести вихідні рівняння до системи диференційних рівнянь. В результаті одержані залежності, що визначають частоти власних коливань ободів для різних умов закріплення їхніх кінців.

$$\omega_0^2 = \frac{D}{h\gamma\Gamma_t} (\lambda^2 + s^2) A_t + (\lambda^2 - s^2) B_t + \frac{E\lambda^4}{R^2\gamma\Gamma_t} \left[\frac{A_t}{(\lambda^2 + s^2)^2} + \frac{B_t}{(\lambda^2 - s^2)^2} \right], \quad (II)$$

де γ - густина матеріалу обода, кг/м^3 ; A_t , B_t , Γ_t - сталі величини, що залежать від граничних (крайових) умов і ширини обода барабана; $\lambda = K_m/l$, K_m - числа власних коливань балки з умовами закріплення її кінців, що відповідають граничним (крайовим) умовам обода; $s = \sqrt{h}n/R$, n - число повних хвиль по довжині поперечного перерізу обода барабана.

За одержаним виразом виконані розрахунки власних коливань для чотирьох нижчих форм по довжині обода (n) і двох найбільш вигідних форм коливань по його ширині (m) і побудовані графічні залежності безрозмірних частот ($\omega_0^* = \omega_0 \sqrt{R^2/E}$) для різних співвідношень довжини l , товщини стінки h до радіуса серединної поверхні обода R . Співвідношення змінювалися в таких конструктивно можливих границях: $l/R = 0,5-1,1$; $h/R = 0,03-0,1$.

В табл. 2 наведені параметри зміни безрозмірних значень частот ω_0^* в залежності від форми коливань по довжині і ширині обода барабана. З табл. 2 видно, що зі збільшенням безрозмірної товщини $h_* = h/R$ від 0,07 до 0,09 значення частот зростають в середньому в 2,0 рази при числі хвиль $n = 3; 4$. Збільшення безрозмірної товщини від 0,03 до 0,07 майже не впливає на величини частот влас-

Таблиця 2

Визначення безрозмірних частот власних коливань ободів барабанів гальмівних механізмів транспортних засобів

Конструктивні параметри ободів барабанів та їхні відношення					Безрозмірні частоти власних коливань, ω_n^*							
					m = 1				m = 2			
h, мм	R, мм	l, мм	h/R	l/R	n \ I	2	3	4	1	2	3	4
5,0	100 125 150	60,3	0,05	0,603	0,84	1,1	3,0	7,6	3,9	5,4	8,9	15,9
		67,5	0,04	0,54	0,87	1,0	2,2	5,2	4,2	5,0	7,5	12,5
		74,0	0,0334	0,494	0,89	0,9	1,7	3,9	3,8	4,6	6,6	10,3
74,0		0,075	0,74	0,8	1,7	5,7	15,7	4,1	6,6	13,0	26,3	
82,7		0,06	0,662	0,82	1,4	4,0	10,4	4,0	5,8	10,5	19,8	
90,6		0,05	0,604	0,84	1,1	3,0	7,6	3,9	5,4	8,9	15,8	
85,4		0,1	0,854	0,82	2,6	9,4	26,1	4,3	8,1	18,6	39,9	
95,5		0,08	0,764	0,8	1,9	6,4	17,4	4,2	6,9	14,6	29,0	
104,6		0,0667	0,697	0,81	1,5	4,7	12,5	4,1	6,2	11,6	22,7	
12,5	175 200 225	126,5	0,0714	0,723	0,8	1,5	5,3	14,1	4,07	6,4	12,4	24,7
		135,0	0,0625	0,675	0,81	1,4	4,3	11,2	4,04	6,0	10,9	20,8
		143,5	0,0555	0,638	0,82	1,25	3,5	9,1	4,02	5,6	9,7	17,9
138,0		0,0857	0,789	0,81	2,1	7,1	19,5	4,2	7,2	15,2	31,8	
148,0		0,075	0,74	0,8	1,75	5,7	15,4	4,1	6,6	13,0	26,3	
157,0		0,0667	0,698	0,81	1,5	4,7	12,5	4,05	6,2	11,6	22,6	
149,0		0,1	0,85	0,83	2,6	9,3	26,0	4,4	8,2	18,4	40,1	
160,8		0,0875	0,8	0,8	2,1	7,4	20,4	4,2	7,3	15,5	32,8	
169,5		0,0778	0,753	0,8	1,8	6,1	16,4	4,16	6,8	13,7	27,9	
20,0	250 275 300	191,0	0,08	0,764	0,95	2,5	8,4	23,3	5,2	9,0	18,4	38,0
		200,0	0,073	0,727	0,8	1,6	6,1	13,6	4,0	6,1	11,9	23,8
		209,0	0,0667	0,696	0,81	1,5	4,7	12,5	4,1	6,2	11,7	22,7
202,0		0,09	0,808	0,815	2,2	7,8	21,5	4,4	7,5	16,8	34,3	
212,0		0,0818	0,771	0,81	1,95	6,6	18,1	4,2	7,0	14,5	29,9	
222,0		0,075	0,733	0,82	1,8	5,7	15,5	4,23	6,8	13,3	26,8	
213,0		0,1	0,852	0,82	2,6	9,3	26,1	4,4	8,4	18,3	46,0	
224,0		0,091	0,814	0,81	2,25	7,9	22,0	4,3	7,6	16,4	34,9	
237,0		0,0833	0,79	0,79	2,0	6,8	18,8	4,1	6,8	14,5	30,4	

них коливань обода, зокрема, збільшення h_x від 0,03 до 0,05 змінює їх приблизно в 1,1-1,2 рази, а від 0,05 до 0,07 - в 1,2-1,3 рази. При зміні ширини обода барабана, тобто при зростанні параметра l_m в 2,0 рази безрозмірні величини частот зменшуються в 1,5-1,8 рази при числі півхвиль по ширині барабана $m = 1$ та в 1,7-2,0 рази при $m = 2$.

Дослідження частот власних коливань гальмівних колодок проведено для пружних і жорстких опор. В першому випадку розглядалося дві степені вільності жорсткостей колодки, а також її переміщення, які описуються системою рівнянь, розв'язання якої дозволило визначити вищу та нижчу частоти коливань колодки.

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2m_k} \left[(c_1 + c_2) + \frac{c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2}{\rho_k^2} \right] \pm \frac{1}{m_k} \sqrt{\frac{(c_1 + c_2)^2}{4} + \frac{(c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)^2}{4 \rho_k^2}} + \frac{(c_1 l_1 - c_2 l_2)^2 - c_1 c_2 (l_1 + l_2)^2}{2 \rho_k}} \quad (12)$$

де m_k - маса колодки, кг; c_1, c_2 - жорсткість опор колодки, Н/м; l_1, l_2 - відстані від зосередженої маси, що визначає собою колодку, до її опор, м.

За допомогою виразу (12) виконані розрахунки і побудовані графічні залежності безрозмірних значень частот власних коливань колодки ($\omega_{1,2}^* = \omega_{1,2} \sqrt{m_k / c}$).

В другому випадку колодки зазнають пружних згинаючих коливань спіралчесь на жорсткі опори. При цьому зроблене припущення, що форми коливань колодки відповідають формам їхнього статичного згину.

З метою підтвердження теоретичних положень та висновків були проведені експериментальні дослідження навантаженості фрикційних вузлів транспортних засобів.

ГЛАВА 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Під час експериментальних досліджень об'єктами досліджень були колісні барабанно-колодкові гальма автобусів сімейства ІАЗ. На останні встановлювалися як серійні, так і удосконалені гальмівні барабани, тобто барабани з конічним ободом і ободом змінної товщини. Барабанно-колодкові гальмівні механізми мали пристрій для примусового рідинного охолодження їхніх робочих деталей.

В роботі наведені задачі та методика експериментальних дос-

ліджень, описані особливості приладів та датчиків, що використовувалися під час випробувань гальмівних механізмів, а також методику обробки дослідних даних та оцінки похибок вимірювань.

Експериментальні дослідження барабанно-колодкових гальм автобусів сімейства ЛАЗ показали, що динамічні деформації перевищують величини статичних на 32 %. Максимальні динамічні деформації вільного кінця барабана з'являються під час роботи гальмівного механізму статичні деформації серійного барабана в середньому на 20,5 %.

Максимальні радіальні деформації ободів барабанів серійних гальмівних механізмів автобусів сімейства ЛАЗ та ЛиАЗ під час службових гальмувань не перевищують допустимих (0,315 мм), а під час екстремних гальмувань набирають значень, більше допустимих на 20,3-32,15 %, що свідчить про недостатню жорсткість широких ободів ($\beta > 3,5$). Максимальні радіальні деформації конічних ободів (кут конусності 0,12 рад) під час екстремних гальмувань перевищують допустимі не більше як на 4,5-8,3 %.

Удосконалені гальмівні барабани мають більшу жорсткість вільного кінця, ніж серійні барабани приблизно на 10,4-12,7 %. Це сприяє підвищенню надійності гальм транспортних засобів.

Випробування по визначенню нижчих форм коливань обода барабана показали, що при визначенні рівня частот коливань число півхвиль по ширині обода необхідно приймати рівним 1 та 2. Число повних хвиль по довжині обода необхідно вибирати рівним 1, 2 і 3, причому виникнення форм коливань з $n = 2$ найбільш вигідне.

Гальмівні колодки автобусів сімейства ЛАЗ мають, в основному, дві форми згинаючих коливань: з однією та двома півхвилями деформацій, що вказує на дві найбільш вигідні частоти коливань. Експериментальні дослідження теплонавантаженості пар тертя барабанно-колодкових гальм автобусів сімейства ЛАЗ, що охолоджуються примусово розчином аміаку, який циркулює в камерах гальмівних колодок і попадає на робочі поверхні пар тертя (а.с. № 444020 та 447270), показали, що відбувається зниження поверхневих температур задніх гальмівних механізмів автобусів в середньому на 20-25 %, тобто до температури передніх, і тим самим досягається їхня теплова рівновага. Зношення фрикційних накладок гальмівних механізмів автобусів зменшилося в середньому на 20-25 %, а також за рахунок утворення окислів на розігрітих поверхнях підвищився коефіцієнт тертя.

Достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій підтверджена результатами статистичної обробки величезної кількості експериментальних даних при довірливій вирогідності 0,9 та 0,95.

ГЛАВА 4. КЕРУВАННЯ НАВАНТАЖЕНІСТЮ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Нааявність методик розрахунку силової і теплової навантаженості гальм дозволила перейти до оптимізації їхніх параметрів конструкцій і вихідних характеристик на основі принципів системного підходу шляхом керування навантаженістю на двох ієрархічних рівнях дослідження.

Роль основного оптимізуемого критерія для гальмівних механізмів, що тільки-но проектується, грає якість проектування, а для існуючих і удосконалених гальм - покращення їхніх експлуатаційних параметрів. Функціями стану в даній задачі оптимізації є компоненти деформованого і теплового стану (деформації, коливання, поверхневі температури) робочих деталей гальмівних механізмів. З врахуванням чинних норм проектування гальм встановлена система обмежень: відношення максимальної сумарної деформації обода барабана до радіуса його робочої поверхні не повинно перевищувати 0,12-0,15 %, а також по величинах нижчих і вищих частот коливань деталей, допустимих температур для вживаних фрикційних матеріалів. В якості керування дій використані геометричні, фізичні, теплові параметри, а також фактори міцності конструкцій, примусовий вид теплообміну робочих деталей гальмівних механізмів.

Оптимізація параметрів конструкцій проведена для існуючих гальм, а також для тих, що тільки-но проектується, конструктивні параметри яких попадають в розглянутий параметричний ряд.

Оптимізовані конструктивні параметри ободів барабанів в інтервалах зміни радіуса серединної поверхні ($R = 100-300$ мм), товщини ($h = 5-25$ мм) по параметру βl при зміні ширини обода ($l = 60,3-237$ мм), оптимальне значення якої знаходили при $\beta l = 3,5$, тобто, коли на вільному кінці обода відбувається вирівнювання деформацій по його ширині.

У всіх випадках зміни конструктивних параметрів ободів гальмівних барабанів максимальні безрозмірні механічні деформації спостерігалися при значеннях βl , рівних 2,32; 2,536 та 2,63, яким відповідали такі конструктивні параметри: $h = 5$ мм, $R = 100$ мм, $l = 40$ мм; $h = 15$ мм, $R = 175$ мм, $l = 100$ мм; $h = 25$ мм, $R =$

= 250 мм, $l = 160$ мм. При цьому вирівнювання безрозмірних механічних деформацій по ширині обода барабана мало місце при його товщині 10; 12,5 та 20 мм з відповідними до неї значеннями радіуса серединної поверхні і ширини обода при $\beta l = 3,5-1,673$, а також при: $h = 7,5$ мм, $R = 100$ мм, $l = 74-60$ мм, $\beta l = 3,5-3,84$; $h = 15$ мм, $R = 225$ мм, $l = 157-100$ мм, $\beta l = 3,5-2,3$; $h = 17,5$ мм, $R = 175$ та 200 мм, $l = 160-100$ мм, $\beta l = 3,5-1,75$; $h = 22,5$ мм, $R = 275$ та 300 мм, $l = 212-140$ мм, $\beta l = 3,5-2,207$; $h = 25$ мм, $R = 300$ мм, $l = 237-160$ мм, $\beta l = 3,5-2,363$. Для ободів заднього гальмівного барабана автобусів сімейства ЛАЗ та ЛіАЗ ($h = 17,5$ мм, $R = 228$ мм, $l = 198$ мм) зниження та вирівнювання безрозмірних механічних деформацій по ширині обода досягається при таких оптимізованих параметрах: $h = 17,5$ мм, $R = 225$ мм, $l = 169,5$ мм.

Дослідженню теплових деформацій ободів барабанів передувало визначення їхньої теплонавантаженості і теплообміну за методиками, наведеними в працях О.І. Вольченка. Знання теплонавантаженості ободів барабанів, а разом з тим і коефіцієнтів лінійного розширення їхніх матеріалів дозволило розрахувати теплові деформації ободів по залежності (7). Встановлено, що суттєва зміна безрозмірних теплових деформацій ободів барабанів відбувається при: $h = 5$ мм, $R = 125$ та 150 мм, $l = 74-40$ мм, $\beta l = 3,5-1,419$; $h = 10$ мм, $R = 125$ та 150 мм, $l = 104,6-60$ мм, $\beta l = 3,4-1,673$; $h = 12,5$ мм, $R = 225$ мм, $l = 143-80$ мм, $\beta l = 3,5-1,95$; $h = 17,5$ мм, $R = 175-252$ мм, $l = 169,5-100$ мм, $\beta l = 3,5-1,435$. В решта випадків спостерігалось вирівнювання безрозмірних теплових деформацій по ширині ободів барабанів.

Для дослідження впливу конструктивних параметрів h , R та l на величину частот власних коливань ободів барабанів вводимо в залежність для визначення частот (II) безрозмірні відношення $l_* = l/R$ та $h_* = h/R$, в результаті чого одержуємо

$$\omega_0^2 = \frac{Eh_*}{12(1-\mu^2)\gamma R^2} \left(\frac{K_m^2}{l_*^2} + K^2 n^2 \right) + \frac{EK_m^4}{\gamma R^2 (K_m^2 + l_*^2 K^2 n^2)^2} \quad (13)$$

Безрозмірні значення частот ω_0^* одержані для чотирьох форм коливань ободів по довжині та двох - по ширині для існуючих гальмівних барабанів і таких, що тільки-но проектується. Аналіз одержаних даних показує, що основний вплив на величину частот власних коливань барабанів чинить товщина, ширина і радіус серединної поверхні обода. Так, при варіації значеннями товщини стінки від 5 до 25 мм, ширини від 60,3 до 237 мм та радіуса серединної поверхні

від 100 до 300 мм обода барабана при $m = 1$ значення частот зростають в середньому в 2,58 рази при числі хвиль по довжині обода барабана $n = 1, 2$ та в 5,41 рази - при числі хвиль по довжині барабана $n = 3, 4$, а при $m = 2$ в порівнянні з $n = 1, 2$ та $n = 3, 4$, відповідно, в 1,78 та 3,13 рази.

Для встановлення закономірностей впливу положення центра мас, момента інерції та жорсткостей опор колодки на величини частот її власних коливань провели аналіз рівняння (12). Змінні параметри l_1, l_2, ρ_* , c_1 та c_2 виразили через відстані між опорами колодки $l_0 = l_1 + l_2$ і суму жорсткостей опор $c = c_1 + c_2$ за допомогою безрозмірних коефіцієнтів довжини і жорсткості $l_1 = l_* l_0$; $l_2 = (1 - l_*) l_0$; $\rho_*^2 = \rho_* l_1 l_2 = \rho_* (1 - l_*) l_* l_0^2$; $c_1 = c_* c$; $c_2 = (1 - c_*) c$.

Підставивши значення довжин, радіуса інерції та жорсткостей опор колодки в рівняння (12), перетворили його до вигляду

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{c}{2m_*} \left[1 + \frac{(1-l_*^2) + c_*(2l_*-1)}{\rho_* (1-l_*) l_*} \right] \pm \frac{c}{2m_*} \sqrt{0,25 + \frac{[(1-l_*)^2 + c_*(2l_*-1)]^2}{4\rho_*^2 (1-l_*)^2 l_*^2}} + \frac{[c_* l_* - (1-c_*)(1-l_*)]^2 - l_* (1-l_*)}{\rho_* (1-l_*) l_*}} \quad (14)$$

Розрахунки по залежності (14) і побудовані за результатами розрахунків графіки показали, що найбільше значення величин частот мас гальмівна колодка з розташуванням центра мас на відстані, що дорівнює $l/4$ від будь-якої опори, причому в цьому випадку спостерігалася максимальна інтенсивність зміни значень вищої та нижчої частоти при варіації значеннями радіуса інерції колодки, а отже, і її момента інерції при сталому значенні маси. В інтервалах зміни параметра ρ_* від 0,5 до 1,0, в основному, відбувається помітна зміна частот власних коливань при всіх параметрах c_* за винятком колодок, які мають безрозмірні параметри: $c_* = 0,25$ та $0,75$; $l_* = 0$ та $0,75$ для нижчої та $l_* = 1,0$ для вищої частоти; $c_* = 0,5$, $l_* = 0,25$ та $0,75$ для нижчої та $l_* = 0$ та $1,0$ для вищої частоти. З подальшим зростанням параметра ρ_* зміна частот відбувається менш інтенсивно або зовсім не спостерігається за винятком нижчих частот коливань колодок з параметрами $c_* = 0,25$ та $0,5$ і $l_* = 0,25$ та $0,75$. Найбільша кількість змін величин частот спостерігалася при зміні положення центра мас відносно колодки зі співвідношенням жорсткостей опор, що дорівнює $1/4$, тобто з безрозмірним параметром $c_* = 0,25$.

Таким чином, найбільша вирогідність роботи пар тертя барабанно-колодкових гальм транспортних зособів в навколорезонансній області коливань можлива при:

всіх значеннях безрозмірних параметрів h/R , l/R , l_* , ρ_* та c_* для двохвузлової ($n = 1$) форми коливань їхніх ободів по довжині і з однією ($m = 1$) півхвилею деформації по ширині, що відповідає безрозмірним частотам власних коливань ободів барабанів і колодок, які змінюються, відповідно, від 0,79 до 0,95 та від 0,12 до 1,68;

значеннях безрозмірних параметрів $h/R = 0,0334-0,0778$; $l/R = 0,494-0,753$ і всіх значеннях параметрів l_* , ρ_* та c_* для чотирьохвузлової ($n = 2$) форми коливань їхніх ободів по довжині і з однією ($m = 1$) півхвилею деформації по ширині, що відповідає безрозмірним частотам власних коливань ободів і колодок, що змінюються, відповідно, від 0,9 до 1,8 та від 0,12 до 1,68, тобто при зміщенні коливань пар тертя під час гальмування в область низьких власних частот.

Оптимізовані вихідні характеристики гальм, тобто спочатку механічні деформації, теплонавантаженість і теплообмін, теплові деформації обода барабана, а потім вже частоти власних коливань підсистем гальмівний барабан-колодки. При цьому частоти власних коливань ободів барабанів визначалися як функції їхніх конструктивних параметрів, одержаних на початковій стадії оптимізації.

Довговічність пар тертя гальма автобусів сімейства ЛАЗ визначалася в експлуатаційних умовах. Обробка одержаних даних проводилася за допомогою кореляційних характеристик, які встановлюють зв'язок між пробігом автобусів, що мають серійні та удосконалені барабанно-колодкові гальма, та зношенням фрикційних накладок при природньому та примусовому охолодженні.

Закономірність зношення робочих деталей барабанно-колодкових гальмівних механізмів пов'язана з перетворенням епюр контактування їхніх поверхонь. На останніх в більшості випадків спостерігається синусоїдальний та рівномірний закон зміни питомих навантажень. При цьому зношення фрикційних накладок барабанно-колодкових гальм автобусів сімейства ЛАЗ, що непрямо охолоджуються розчином аміаку, а також працюють з конічним ободом барабана зменшилося в середньому на 10,4% в порівнянні зі зношенням накладок при їх природньому охолодженні. Нерівномірність зношення фрикційних накладок по ширині барабанно-колодкового гальма зменшилася на 0,6 мм.

Основними задачами подальших досліджень є розробка пристроїв та систем для примусового охолодження, що працюють на вихривому ефекті, ефекті теплової труби, з електрогідравлічним, магнітним

та іншими видами охолодження, створення гальмівних пристроїв з магнітними фрикційними елементами, розробка заходів та засобів підвищення експлуатаційних параметрів важконавантажених фрикційних вузлів.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Теоретичні дослідження силової і теплової навантаженості деталей барабанно-колодкових гальм транспортних засобів дозволили:

1. Розробити методики розрахунку механічних і теплових деформацій деталей (ободів барабанів, колодок і фрикційних накладок) барабанно-колодкових гальм. При цьому встановлено:

вплив конструктивних, теплофізичних параметрів та параметрів міцності, а також різних схем спирання (один кінець жорстко закріплений, другий вільним від зусиль; обидва кінці жорстко закріплені; один кінець жорстко закріплений, другий має шарнірну опору; обидва кінці мають ковзачче закріплення) та кінцевого обода барабана на закономірності зміни їхніх радіальних деформацій;

максимальні механічні і температурні деформації мають барабани з одним закріпленням і другим вільним кінцем при умові однакової їх навантаженості при значеннях параметра $\beta l = 1,8-3,0$, відповідно ($\beta = \sqrt{3(1-\mu^2)/R^2 h^2}$, m^{-1} ; де μ - коефіцієнт Пуассона; R , h , l - радіус серединної поверхні, товщина стінки і ширина обода, м);

ободи з одним закріпленням і другим шарнірно спертим кінцем, крім ковзаччого закріплення, мають майже рівномірне розподілення радіальних деформацій і менший напружений стан при $\beta l = 1,5-3,5$.

2. Розроблена методика розрахунку частот власних коливань гальмівних барабанів і колодок на пружних і жорстких опорах. Визначений вплив конструктивних, фізичних параметрів та параметрів міцності ободів барабанів і гальмівних колодок на значення частот власних коливань. Встановлено, що:

нижчі форми коливань барабанів по ширині обода відбуваються з однією півхвилею деформації, а по довжині - двох- та чотирьохвузловими формами;

найбільше значення частот власних коливань має гальмівна колодка на пружних опорах з розташуванням центра мас на відстані, що дорівнює $l/4$ від будь-якої опори;

гальмівні колодки на жорстких опорах мають дві форми згинаючих коливань з однією та двома півхвилями радіальних деформацій.

3. Оптимізовані конструктивні параметри ободів барабанів в інтервалах зміни значень радіуса серединної поверхні ($R = 100-300$ мм), товщини ($h = 5-25$ мм) по параметру βl зі зміною ширини обода ($l = 60,3-237$ мм), оптимальне значення якої знаходимо при $\beta l = 3,5$, тобто коли на вільному кінці обода має місце вирівнювання деформацій по його ширині.

4. Оптимізовані вихідні характеристики гальмівних механізмів з врахуванням накладеної на них системи обмежень. При цьому частоти власних коливань ободів гальмівних барабанів визначаються як функції їх конструктивних параметрів, одержаних на початковій стадії оптимізації.

Таким чином, експериментальні дослідження, дослідно-конструкторські розробки та результати їх впровадження показали, що вирішення проблеми керування експлуатаційними параметрами фрикційних вузлів транспортних засобів, сільськогосподарських машин і механізмів забезпечує підвищення рівня безпеки руху та інших видів робіт, пов'язаних з механізацією сільськогосподарського виробництва.

Для проведення експериментальних досліджень силової і теплової навантаженості барабанно-колодкових гальм транспортних засобів зроблено таке:

1. Створений комплекс вимірвальної апаратури, що складається з датчиків і контрольно-вимірвальних приладів для дослідження деформацій, коливань і тепловантаженості деталей барабанно-колодкових гальм автобусів сімейства ЛАЗ, які примусово охолоджуються розчином аміаку.

2. Розроблені конструкції удосконалених гальм, а також їх деталей, які відіграють роль керуючих дій для зниження силової і теплової навантаженості.

Випробування барабанно-колодкових гальм автобусів сімейства ЛАЗ, обладнаних удосконаленими деталями та пристроями примусового рідинного охолодження на міських та гірських маршрутах дозволили виявити ефективність:

а) конструкції барабана з конічним ободом. Вона (конструкція) дозволила знизити максимальне зношення робочої поверхні барабана на 10,3-12,5 %, а фрикційних накладок - в середньому на 15,3 % в порівнянні з серійним циліндричним барабаном. Це забезпечило деяке вирівнювання зношень згаданих поверхонь;

б) примусового охолодження розчином амІаку пар тертя гальм. Його застосування дозволило знизити поверхневІ температури робочих деталей гальмівного механІзму в середньому на 20-25% І стабілізувати гальмівні моменти, підвишити коефіцієнт тертя, а також зменшити зношення поверхонь тертя в середньому на 20-25%.

Барабанно-колодкові гальма приміняються на транспортних засобах, шасІ яких використовуються для сільськогосподарської техніки для Інтенсифікацій технологій по вирощуванню рослин та Індустріальних технологій в тваринництві: сімейство КамАЗ - КамАЗ-5320 (автомобільний поїзд), КамАЗ-5320 (загрузчик сухих кормів ЗСК-Ф-І5А), КамАЗ-54ІІ2 (автомобільний тягач), КамАЗ-55І3 (автомобільний самоскид); сімейство ЗИЛ - ЗИЛ-433І (автомобіль вантажний), ЗИЛ-І30ВІ-80 (тягач), на базі ЗИЛ-43І52 або ЗИЛ-43І442 (загрузчик сухих кормів ЗСК-Ф-І0А), на базі автомобіля ЗИЛ-І33ГЯ (автомобіль моделі 5703 для перевезення живої птиці та бройлерів в контейнерах); сімейство ГАЗ - ГАЗ-СА3-3507-0І (автомобіль самоскид), ГАЗ-53Б (базовий автомобіль для самоскидного автопоїзда ГАЗ-6008), ГАЗ-53-02 (кормороздатчик-кормозагрузчик універсальний КУТ-3,0В).

Використовуються барабанно-колодкові гальма І в тракторах на колісному ході, зокрема, в К-70І, К-702, К-703, Т-І25, Т-І53, Т-І53К, ЛТЗ-І55, а також в зерновбиральних комбайнах СК-5 "Нива", СК-5М "Нива", СК-6А "Колос", "Дон-І200", "Дон-І500", "Енисей-І200Н".

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЇ ВИКЛАДЕНІ В ТАКИХ ПРАЦЯХ:

- І. Смолінський Р.І., Сочавський З.О., Старовойда В.П. Фактори безпеки руху. Львів: Виша школа, 1984. - 128 с.
2. Сочавский З.А., Вольченко А.И. Оценка эффективности тормозов транспортных средств. Ташкент: Фан, изд. АН УзССР, серия технических наук, 1989. -с. 76-79.
3. Вольченко А.И., Сочавский З.А., Вольченко Д.А., Балаболин С.В. Расчет и конструирование тормозных устройств. Ташкент: Мехнат, 1990. - 287с.
4. Сочавский З.А., Журбаева Н.А., Гринблат А.А. Улица полна неожиданностей. Ташкент: Узбекистан, 1991. - 61 с. (на узбекском языке).
5. Вольченко А.И., Сочавский З.А., Маслак А.М., Москалев В.В. Ба-

рабанно-колодочные тормозные устройства. Луганск: Луганский рабочий, 1991. - 316 с.

6. Вольченко А.И., Сочавский З.А., Низол И.Ф., Михаловски С.И. Тормозные устройства. Луганск: Луганский рабочий, 1993. - 290 с.

Підписано до друку 10.05.94. Формат 60x84/16.
Папір прук. Друк офсетний. Умовн. прук. арк. 1, 0. Ти-
раж 100 екз. Замовлення 2901.
Обласна друкарня, 348040, Луганськ, вул. Ватуті-
на, 89а, Тел. : 55-18-64, 55-31-55.

457400

AB 30.194

AB 30.194