

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ ТА ТЕОРІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

Колективна монографія

У трьох томах

За редакцією д-ра техн. наук, професора М. А. Подригало
та д-ра техн. наук, професора О. С. Полянського

Том 3

Харків



2023

УДК 631.17
ББК 39.33-01
Д 44

Рекомендована до видання Вченою радою Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
(дозвіл № 44/22/4.7 від 08 липня 2022 р.)

Рецензенти

Е. Е. Александров – професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, доктор технічних наук, професор;

В. В. Душенко – професор кафедри «Інформаційних технологій і систем колісних і гусеничних машин» імені О. О. Морозова Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», доктор технічних наук, професор.

Авторський колектив

М. А. Подригало (розділи 1.3, 1.4, 5, 6),

О. С. Полянський (розділи 1.1, 1.2), **М. П. Холодов** (розділи 2, 3, 4),

Я. А. Бобров (розділи 7, 8, 9), **Д. В. Абрамов** (розділи 10, 11).

Д 44 **Динаміка гальмування та теорія робочих процесів гальмівних систем колісних тракторів та тракторних поїздів:** колект. монографія у 3 томах [текст] / М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов, та ін. Харків: Вид-во Естет Принт, 2023.

ISBN 978-617-95214-2-3

Том 3. 164 с.

ISBN 9978-617-95214-5-4

У монографії представлені матеріали досліджень динаміки гальмування тракторів і тракторних поїздів. Запропоновано раціональні методи та методики проектування гальмівних систем тракторів та тракторних поїздів. Докладно досліджено гальмівні механізми, що застосовуються на колісних тракторах.

Для студентів, магістрів, аспірантів і фахівців, що навчаються і працюють в галузі автомобіле- і тракторобудування.

Лл. 211, табл. 78, бібліограф.: 121 назв.

УДК 631.17 ББК 39.33-01

ISBN 978-617-95214-2-3

(Повна монографія)

ISBN 978-617-95214-5-4

(Том 3)

РОЗДІЛ 9. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ В ДОРОЖНІХ УМОВАХ

9.1. Розробка способу оцінки енергонавантаженості гальмівних механізмів в умовах експлуатації

У теорії, конструюванні та розрахунку автомобілів та тракторів велика увага приділяється дослідженню навантажувальних режимів роботи вузлів та систем. При розгляді режимів навантаження гальмівних механізмів важливим є вибір параметрів оцінювання. В даний час ефективність дії гальмівних механізмів транспортних засобів у більшості випадків оцінюється в максимально напруженому режимі [1, 2]. Це обумовлено тим, що багато стандартів передбачають перевірку ефективності дії гальмівної системи у таких режимах. У той же час, найбільша кількість гальмування відбувається у службовому режимі при малих навантаженнях та в умовах експлуатації, необхідність в екстреному гальмуванні з максимальною ефективністю, як правило, виникає значно рідше. Для остаточного вирішення цього питання потрібне проведення додаткових досліджень.

9.1.1. Спосіб реєстрації режимів гальмування транспортного засобу в умовах експлуатації

Існуючий погляд на гальмівні механізми, як пристрої створення необхідного гальмівного моменту на колесах, викликав відповідно необхідність оцінки режимів роботи гальм за силовими критеріями. Найбільш поширеним та простим методом була реєстрація тиску в гальмівному приводі [1, 2]. Для оцінки енергетичного навантаження одночасно з тиском у приводі реєструвалися такі параметри як гальмівний шлях або початкова і кінцева швидкість при гальмуванні. Однак ці параметри не дозволяють достатньо оцінити енергетичне навантаження гальмівних механізмів. Так як зміна швидкості

при гальмуванні пов'язана не тільки з роботою гальм, але також зі змінною сумарною силою опору руху транспортного засобу і втрат у трансмісії а гальмівний шлях може включати частину, пройдену юзом, тобто без обліку роботи гальм, оцінка енергетичного навантаження гальм за цими параметрами має велику похибку.

При розгляді гальмівного механізму як пристрою перетворення кінетичної енергії руху транспортного засобу в теплову енергію (і подальшого її розсіювання), найбільш важливим стає визначення величини енергії, що перетворюється гальмом. Як уже зазначалося, кінетична енергія транспортного засобу частково витрачається на подолання сумарної сили опору руху, частково поглинається в шинах та виконує роботу тертя у гальмах. Найбільш точною оцінкою навантаження гальмівного механізму як фрикційного вузла є робота тертя. Робота тертя, віднесена до тимчасового проміжку експлуатації (пробіг, напрацювання годин) дає середню потужність тертя, що реалізується гальмівними механізмами. Сумарну роботу тертя гальм транспортного засобу можна визначити як добуток сумарної гальмівної сили на гальмівний шлях

$$A_T = \left(\sum_{i=1}^n P_{T_i} \right) \cdot S_T, \quad (9.1)$$

де P_{T_i} – гальмівна сила на i -му колесі, яку можна визначити як

$$P_{T_i} = \frac{M_{T_i}}{r_{k_i}}, \quad (9.2)$$

де r_{k_i} – динамічний радіус колеса.

Якщо радіус колеса вважати постійним під час експлуатації транспортного засобу, то гальмівний момент можна виразити залежністю для будь-якого типу механізму.

$$M_{T_i} = f_1(\mu, \Phi_T, P_{np}), \quad (9.3)$$

де Φ_T – функція геометричних параметрів гальмівного механізму для дискового гальма,

$$\Phi_T = z \cdot R_{cp}; \quad (9.4)$$

де P_{np} – тиск у гальмівному приводі.

Якщо знехтувати зміною гальмівного моменту, то справедливий вираз.

$$P_{T_i} = f_2(P_{np}). \quad (9.5)$$

Таким чином, тиск у гальмівному приводі та гальмівний шлях із незаблокованими колесами однозначно визначають роботу тертя у гальмівних механізмах. На цьому базується спосіб реєстрації режимів гальмування транспортного засобу. Контрольованими параметрами є тиск у гальмівному приводі і кут повороту колеса гальма від початку гальмування, що виключає вплив блокування коліс.

Сутність методу ілюструє рис. 9.1.

При гальмуванні транспортного засобу в процесі експлуатації, відповідно до рівня тиску робочого тіла в гальмівному приводі, за сигналом датчика 1 логічний пристрій 3 відкриває для проходження сигналу від датчика 2 який-небудь з каналів А, Б, В, Г, Д лічильника імпульсів 4. Елемент 5 визначає роботу тертя, вироблену гальмівним механізмом.

Реєстрація роботи тертя в декількох діапазонах дозволяє скласти енергетичний спектр навантаження гальмівних механізмів транспортного засобу в реальних умовах експлуатації.

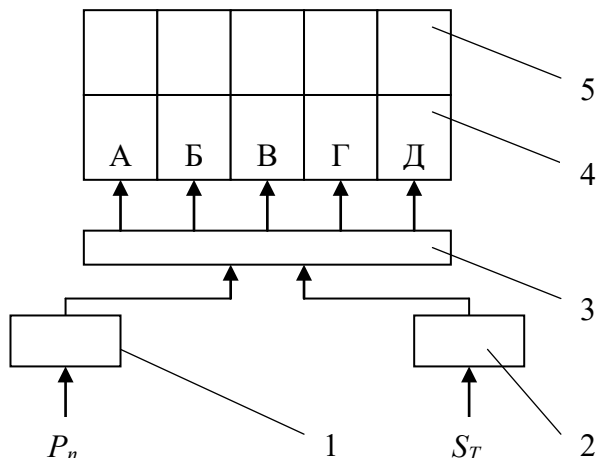


Рис. 9.1. Спосіб реєстрації режимів гальмування

9.1.2. Аналіз помилки вимірювання енергії, поглиненої гальмівними механізмами

Описаний вище спосіб дозволяє оцінити енергетичного навантаження гальмівних механізмів. Визначимо його похибку. Робота тертя, що здійснюється гальмом за аналізований період часу на i -му рівні приводного тиску

$$A_i = P_i \cdot S_i \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_T, \quad (9.6)$$

де P_i – i -ий рівень приводного тиску;

S_i – число імпульсів кута повороту гальмівного колеса на i -му рівні приводного тиску;

μ_φ – масштаб імпульсу кута повороту колеса;

μ_T – масштабний коефіцієнт гальмівного моменту за рівнем приводного тиску.

Вся енергія, поглинена гальмом

$$A_{mp} = \sum_{i=1}^n A_i = \mu_\varphi \cdot \mu_T \cdot \sum_{i=1}^n (P_i \cdot S_i), \quad (9.7)$$

де n – число вимірюваних рівнів приводного тиску.

Помилка вимірювання роботи тертя на i -му рівні

$$\partial A_i = \partial P_i \cdot S_i \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_T + \partial S_i \cdot P_i \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_T = \mu_\varphi \cdot \mu_T \cdot (\partial P_i \cdot S_i + \partial S_i \cdot P_i). \quad (9.8)$$

При кінцевих приростах

$$\Delta A_i = \mu_\varphi \cdot \mu_T \cdot (|\Delta P_i \cdot S_i| + |\Delta S_i \cdot P_i|). \quad (9.9)$$

У нашому випадку ΔP_i визначається половиною інтервалу вимірювання на i -му рівні, ΔS_i – визначається половиною гальмівного шляху, що проходить за проміжок між двома імпульсами. Помилка вимірювання роботи тертя при кінцевих збільшеннях

$$\Delta A_{mp} = \sum_{i=1}^n \Delta A_i = \mu_\varphi \cdot \mu_T \cdot \sum_{i=1}^n (|\Delta P_i \cdot S_i| + |\Delta S_i \cdot P_i|). \quad (9.10)$$

Виконана робота тертя гальмівного механізму з урахуванням помилки вимірювання

$$A_{mp} + \Delta A_{mp} = \mu_\varphi \cdot \mu_T \cdot \sum_{i=1}^n P_i \cdot S_i \pm \mu_\varphi \cdot \mu_T \cdot \sum_{i=1}^n |\Delta P_i \cdot S_i| \pm \mu_\varphi \cdot \mu_T \cdot \sum_{i=1}^n |\Delta S_i \cdot P_i| =$$

$$= \mu_{\varphi} \cdot \mu_T \cdot \left(\sum_{i=1}^n P_i \cdot S_i \pm \sum_{i=1}^n |\Delta P_i \cdot S_i| \pm \sum_{i=1}^n |\Delta S_i \cdot P_i| \right). \quad (9.11)$$

Прийнявши добуток масштабних коефіцієнтів кута повороту колеса та гальмівного моменту, рівним масштабному коефіцієнту роботи тертя

$$\mu_{\varphi} \cdot \mu_T = \mu_A, \quad (9.12)$$

в остаточному вигляді роботи гальма з урахуванням похибки вимірювання

$$A_{mp} + \Delta A_{mp} = \mu_A \cdot \sum_{i=1}^n P_i \cdot S_i \cdot \left(1 \pm \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta P_i \cdot S_i| + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n P_i}{\sum_{i=1}^n P_i \cdot S_i} \right). \quad (9.13)$$

9.2. Програма-методика дорожніх випробувань

Дорожні випробування проводилися на тракторах класів 0,6 та 0,9 (СШ-28, АТ-2, ЛТЗ-55А) та включали три етапи:

1. Перевірка ефективності гальмівної системи.
2. Оцінка теплового стану гальмівних механізмів трактора.
3. Дослідження режимів гальмування.

Трактори були обладнані встановленими на задній осі дисковими гальмами відкритого типу з гідросиловим приводом та механічним приводом конструкції ХНАДУ. Випробування СШ-28 та АТ-2 проводились у м. Харкові на базі ХЗТСШ, випробування ЛТЗ-55А проходили у м. Липецьку на випробувальній базі ЛТЗ.

Перевірка ефективності гальмівної системи базується на основних положеннях вітчизняних стандартів і полягає у визначенні гальмівного шляху при гальмуванні від початкової швидкості, що дорівнює максимально допустимій для даної машини, до повної зупинки. Гальмівний шлях визначається в умовах випробувань «холодних» та «гарячих» гальм. При цьому контролювалися такі параметри:

– значення гальмівного шляху S_T , що визначається вимірюванням відстані від положення контрольної точки машини в момент натискання на педаль гальма до положення контрольної точки після зупинки машини паралельно напрямку прямолінійного руху до гальмування;

– прямолінійність руху в процесі гальмування (відсутність занесення), що визначається як відстань від поздовжньої лінії, що проходить через контрольну точку машини при прямолінійному русі, до положення контрольної точки після зупинки машини [1].

Оцінка теплового стану гальмівних механізмів трактора проводиться у вигляді визначення середньо-поверхневої температури фрикційної поверхні ротора гальма. Температура визначалася при випробуваннях гарячих гальм і в режимі реальних навантажень.

Температура поверхні тертя визначалася у два етапи: при циклічних загальмуваннях на барабанному стенді; під час контрольної експлуатації трактора.

На першому етапі використовувався барабаний стенд УГК ЛТЗ. Схема стенду представлена рис. 9.2.

Трактор 1, що проходив випробування, встановлювався на бігових барабанах 2, 3 (сумарний момент інерції чотирьох барабанів і максимальна кутова швидкість провідних коліс відповідає кінетичній енергії трактора ЛТЗ-55А з повним навантаженням при швидкості 30 км/год) і фіксувався від горизонтальних переміщень упором 4. При включеній муфті приводу переднього моста проводився розгін трактора на вищій передачі до оборотів двигуна, що відповідають швидкості 30 км/год (контрольованої за тахометром). Потім гальмували з максимальною ефективністю до повної зупинки коліс. При гальмуванні муфта приводу переднього моста блокується. Після фіксації

повної зупинки коліс в кабіні подається сигнал, і цикл гальмування повторюється. Метою випробувань було визначення середньої поверхневої температури ротора після 10-го гальмування (для контролю умов випробувань гарячих гальм) і вимірювання температури фрикційної поверхні в режимі розгін-гальмування.

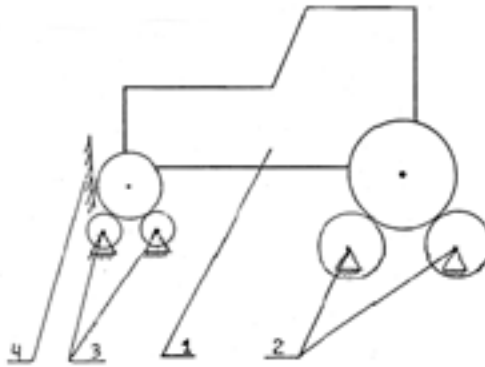


Рис. 9.2. Схема барабанного стенду УГК ЛТЗ

На другому етапі у контрольній експлуатації знаходився трактор АТ-2 (ХЗТСШ), який використовувався на транспортних роботах у м. Харкові. Температура поверхні ротора реєструвалася при кожному гальмуванні. При дослідженні режимів гальмування трактора використовувався описаний вище спосіб реєстрації роботи тертя, що виробляється гальмівними механізмами.

9.3. Прилади та обладнання для дорожніх випробувань

Під час проведення дорожніх випробувань на тракторі використовувався комплекс вимірювально-реєструючої апаратури, що включає такі елементи (рис. 9.3):

- магнітоелектричний осцилограф К12-22 – поз. 1;
- блок живлення осцилографа – поз. 2;
- вимикач живлення осцилографа – поз. 3;

- ковзні термопари – поз. 4;
- датчик тиску в гідроприводі гальм – поз. 5;
- датчик гальмівного шляху – поз. 6;
- комутуючий пристрій – поз. 7;
- пристрій, що реєструє роботу тертя у гальмах – поз. 8.

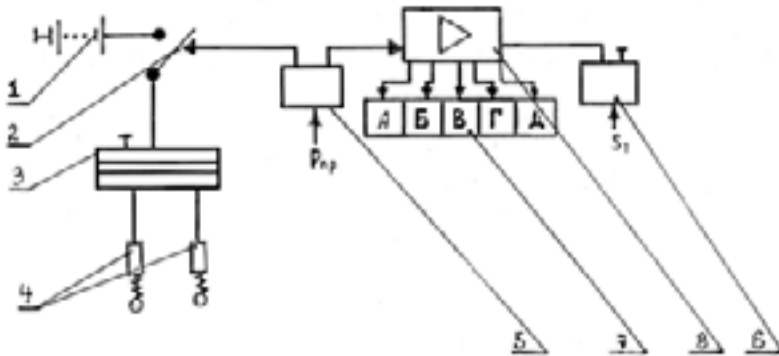


Рис. 9.3. Комплекс вимірювально-реєструючої апаратури дорожніх випробувань

Прилади працюють лише у режимі гальмування. При натисканні на гальмівну педаль в гідроприводі гальм виникає тиск P_{np} , яке сприймається датчиком тиску 5. У цей час замикаються контакти вимикача живлення осцилографа 2, і джерело живлення 1 подає напругу 24 В на осцилограф 3, який реєструє ЕРС, що виникає на спаї хромель-копелевих термопар 4, встановлених у лівому та правому гальмі. Електричний сигнал від датчика тиску надходить у логічний комутуючий пристрій 7, куди одночасно подаються електричні сигнали від датчика гальмівного шляху 6. Логічний пристрій направляє імпульси у відповідні канали реєструючого пристрою 8. Апаратно датчик тиску МП-100 поєднаний з пристроєм, що комутує. Для цього замість резистора в корпусі датчика встановлена пластина, що має п'ять контактних секторів. При створенні тиску в гідравлічній порожнині датчика рухомий контакт замикає ланцюг напруги живлення з одним з кон-

тактів нерухомої пластини, які з'єднані з відповідними лічильниками імпульсів реєструючого пристрою. Увімкнення каналів відбувається за наступних значень тиску в приводі:

1 – 0,5...1,5 МПа;

2 – 1,6...2,7 МПа;

3 – 2,8...3,9 МПа;

4 – 4,0...5,0 МПа;

5 – більше 5,0 МПа.

Датчик гальмівного шляху складається з «геркона» та постійного магніту, встановленого на валу гальмівного механізму. З урахуванням передавального відношення кінцевої передачі та радіусу колеса, один оборот валу відповідає 0,98 м гальмівного шляху. За кожен оберт датчик подає один імпульс.

9.4. Результати дорожніх випробувань

Результати випробувань гальмівної системи тракторів ЛТЗ-55А, СШ-28, АТ-2, обладнаних дисковими гальмами відкритого типу з гідросиловим приводом представлені в табл. 9.1, 9.2, 9.3. Для всіх випробуваних машин експериментально отримані значення гальмівного шляху нижче за допустимі за стандартом [1]. Найкращі відносні показники ефективності гальмівної системи у тракторів ЛТЗ-55А та АТ-2 порівняно з самохідним шасі СШ-28 пояснюються більш високим використанням зчіпної ваги при встановленні гальмівних механізмів на колесах однієї осі, що спричинено особливостями компонування останнього.

При дослідженні теплового стану гальм у процесі гальмування трактора ЛТЗ-55А від максимальної швидкості до зупинки на стенді з біговими барабанами були отримані результати, представлені в табл. 9.4. Аналіз результатів показує, що приблизно після 10–12 загальмувань тепловий стан ротора стає стабільним, і температура фрикційної поверхні досягає встановленого значення. Базуючись на висновках роботи [1], можна визначити режим циклічних гальмування, що відповідають тривалому гальмування під час проведення підготовчого етапу випробувань «гарячих» гальм.

У нашому випадку еквівалентним є проведення 10 загальмувань трактора зі швидкістю 30 км/год до повної зупинки, що йдуть одне за одним без паузи.

Таблиця 9.1. Результати випробувань робочої гальмівної системи ЛТЗ-55А

Тип випробувань	Напрямок руху	№ експерименту	V_0 , км/ч	S_T , м	$[S_T]_x = 0,1 \cdot V_0 + V_0^2/90$, м
«холодні» гальма, інтервал між загальмуваннями менше 5 хв.	пряме	1	30	7,3	13
	зворотне	2	30	7,35	13
	пряме	3	30	7,5	13
	зворотне	4	30	7,6	13
	пряме	5	30	7,7	13
	зворотне	6	30	7,9	13
Тип випробувань	Напрямок руху	№ експерименту	V_0 , км/ч	S_T , м	$[S_T]_x = [S_T]_x \cdot 1,25$, м
«гарячі» гальма, нагрівання при $V = 20$ км/год на відстані 1 км $P_T = 0,1$ G	пряме	7	30	10,4	16,25
	зворотне	8	30	10,6	16,25
	пряме	9	30	11,6	16,25
	зворотне	10	30	10,8	16,25
	пряме	11	30	12,0	16,25
	зворотне	12	30	11,8	16,25

Дослідження теплового стану гальм за умов експлуатації проводилося на тракторі АТ-2 одночасно з реєстрацією режимів гальмування. На рис. 9.4 та 9.5 представлені фрагменти осцилограм температури поверхні тертя гальмівного механізму при роботі трактора без причепа та з причепом. Максимальна температура не перевищувала 120°C . Таким чином, можна зробити висновок про те, що основним експлуатаційним режимом роботи гальмівних механізмів колісних тракторів класів 0,6...1,4 є режим «холодних» гальм, і розрахунок зносостійкості фрикційного дискового гальма в умовах експлуатації

необхідно вести з урахуванням температури поверхні тертя, що дорівнює 120°C.

Таблиця 9.2. Результати випробувань робочої гальмівної системи СШ-28

Тип випробувань	Напрямок руху	№ експерименту	V_0 , км/ч	S_T , м	$[S_T]_x = 0,1 \cdot V_0 + V_0^2/90$, м
«холодні» гальма, інтервал між загальмуваннями менше 5 хв.	пряме	1	23	4,80	8,2
	зворотне	2	23	4,70	8,2
	пряме	3	23	4,65	8,2
	зворотне	4	23	4,80	8,2
	пряме	5	23	4,90	8,2
	зворотне	6	23	4,70	8,2
Тип випробувань	Напрямок руху	№ експерименту	V_0 , км/ч	S_T , м	$[S_T]_z = [S_T]_x \cdot 1,25$, м
«гарячі» гальма, нагрівання при $V=20$ км/год на відстані 1 км $P_T=0,1$ G	пряме	7	23	5,15	10,25
	зворотне	8	23	5,35	10,25
	пряме	9	23	5,20	10,25
	зворотне	10	23	5,30	10,25
	пряме	11	23	5,40	10,25
	зворотне	12	23	5,35	10,25

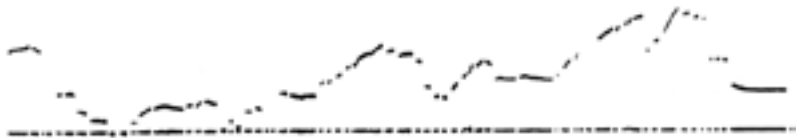


Рис. 9.4. Фрагмент осцилограми температури гальма трактора АТ-2 без причепа



Рис. 9.5. Фрагмент осцилограми температури гальма трактора АТ-2 із причепом 1000 кг

Таблиця 9.3. Результати випробувань робочої гальмівної системи АТ-2

Тип випробувань	Напрямок руху	№ експерименту	V_0 , км/ч	S_{T^p} , м	$[S_{T^x}] = 0,1 \cdot V_0 + V_0^2/90$, м
«холодні» гальма, інтервал між загальмуваннями менше 5 хв., трактор без причепа	пряме	1	23	6,8	8,2
	зворотне	2	23	8,0	8,2
	пряме	3	23	8,2	8,2
	зворотне	4	23	8,0	8,2
	пряме	5	23	8,2	8,2
	зворотне	6	23	8,0	8,2
Тип випробувань	Напрямок руху	№ експерименту	V_0 , км/ч	S_{T^p} , м	$[S_{T^z}] = [S_{T^x}] \cdot 1,25$, м
«холодні» гальма, інтервал між загальмуваннями менше 5 хв., трактор з причепом 1000 кг	пряме	7	23	6,8	10,2
	зворотне	8	23	6,9	10,2
	пряме	9	23	6,6	10,2
	зворотне	10	23	7,5	10,2
	пряме	11	23	7,2	10,2
	зворотне	12	23	6,9	10,2

Результати дослідження режимів роботи гальмівних механізмів трактора АТ-2, що експлуатувався на транспортних роботах у м. Харкові, наведено в табл. 9.5. В результаті обробки масиву даних отримано, що значення математичного очікування величини роботи тертя, що поглинається гальмами за одну мить, розподілені наступним чином:

- $M(A_{mp})_1 = 323,4$ кДж;
- $M(A_{mp})_2 = 599,1$ кДж;
- $M(A_{mp})_3 = 391,2$ кДж;
- $M(A_{mp})_4 = 366,0$ кДж;
- $M(A_{mp})_1 = 119,1$ кДж.

Таблиця 9.4. Температура фрикційної поверхні гальма трактора ЛТЗ-55А

Гальмування	Ліве гальмо		Праве гальмо	
	МВ	°С	МВ	°С
1	2,4	60	–	–
2	3,3	77	3,46	79
3	4,45	100	–	–
4	5,3	117	–	–
5	6,0	130	6,35	139
6	6,4	139	6,0	130
7	7,45	159	6,7	145
8	8,0	178	7,0	150
9	8,68	182	8,4	180
10	8,85	186	8,64	182
11	9,15	192	9,0	190
12	9,53	203	8,75	183
13	10,0	205	9,4	195
14	9,6	197	9,27	194
15	9,3	194	8,96	189
16	9,0	190	8,72	187
17	8,95	190	8,71	187
18	9,8	198	8,74	187
19	8,96	189	8,6	180
20	9,3	194	8,68	182
21	9,0	190	8,66	182

При цьому середня сумарна робота тертя гальм за одну мить становить $A_{mp} = 1798,8$ кДж, середня потужність тертя $N_{TP} = 499$ Вт, що відповідає потужності тертя, що розвивається гальмівним механізмом при проведених нами випробуваннях гальма на стенді, або енергії по-

глинається гальмом трактора АТ-2 при одному екстремому гальмуванні від максимальної швидкості до повної зупинки.

Таблиця 9.5. Результати реєстрації роботи тертя гальмівних механізмів

№ вимірювання	Напряцювання, М/Г	Показники лічильників					Число реалізації за годину				
							Діапазони P_{np}				
		1	2	3	4	5	5-15	1625	2637	3850	> 50
1	0010	2828	2723	1585	6263	2690	-	-	-	-	-
2	0011	2831	2726	1588	6266	2694	3	3	3	3	3
3	0014	2833	2728	1592	6267	2694	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
4	0015	2838	2732	1592	6267	2694	5	5	5	5	5
5	0016	2840	2733	1592	6268	2694	2	1	0	1	
6	0017	2842	2734	1593	6268	2694	2	1	1	0	0
7	0018	2849	2738	1594	6269	2694	7	4	1	1	0
8	0019	2849	2748	1597	6272	2694	0	10	3	3	0
9	0020	2852	2749	1599	6273	2694	3	1	2	1	0
10	0021	2853	2752	1602	6275	2694	1	3	3	2	0
11	0022	2855	2752	1602	6275	2694	2	0	0	0	0
12	0023	2861	2762	1605	6276	2694	6	6	3	1	0
13	0025	2864	2769	1606	6276	2694	1,5	3,5	0,5	0	0
14	0026	2871	2773	1606	6276	2694	7	4	0	0	0
15	0027	2872	2776	1607	6277	2694	1	3	1	1	0
16	0028	2873	2776	1607	6278	2694	1	0	0	1	0
17	0029	2873	2776	1607	6278	2694	0	0	0	0	0
18	0030	2874	2777	1608		2694	1	1	1	1	0
19	0031	2875	2778	1609	6279	2694	1	1	1	1	0
20	0032	2878	2779	1610	6279	2694	3	1	1	0	0
21	0033	2878	2780	1610	6279	2694	1	1	0	0	0
22	0034	2885	2781	1610	6279	2694	6	1	0	0	0

$$\bar{N}_{mp} = 0,499 \text{ кВГ} \quad M(x) 2,579; 2,389; 1,04; 0,73; 0,19$$

$$A_{mp} 323,4; 599,1; 391,2; 366; 119,1.$$

РОЗДІЛ 10. БАГАТОДИСКОВІ ГАЛЬМІВНІ МЕХАНІЗМИ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В ОЛИВІ

10.1. Застосування різних конструкцій гальмівних механізмів на колісних тракторах

У 70–80-і роки 20-го століття максимальне значення транспортної швидкості колісних тракторів обмежувалося в Європі 25 км/год і Північній Америці 30 км/год. В кінці 80-х – початку 90-х допустимі швидкості по дорогах загального призначення виросли до 40 км/год [1]. В даний час максимальні швидкості тракторів досягають 50 км/год, а в окремих випадках 80 км/год, хоча основна маса тракторів (65 % від всієї гама конструкцій) має максимальну швидкість до 40 км/год (табл. 10.1). Дані, наведені в табл. 10.1, отримані нами при обробці технічних характеристик моделей тракторів, представлених на виставці сільськогосподарської техніки AGRITECHNICA.

Зі збільшенням швидкості руху збільшується навантаження на гальмівні механізми тракторів. Це змушує удосконалювати конструкцію гальмівних механізмів.

Таблиця 10.1. Розподіл кількості тракторів за їх максимальними швидкостями

Параметр	Числові значення						
	20	25	30	35	40	50	80
Максимальна швидкість, км/год							
Кількість моделей тракторів, % від загального числа, представлених на виставці AGRITECHNICA	3	2	6	8	65	15	1

Проведений аналіз (за результатами Ганноверської виставки AGRITECHNICA) використання різних конструкцій гальмівних механізмів на сільськогосподарських колісних тракторах за 1985 [2–5] і 1999 року дозволило визначити тенденції в зміні їх конструкцій (табл. 10.2). Так в порівнянні з 1985 роком, в 1999 році застосування

багатодискових «мокрих» (які працюють в масляній ванні) гальмівних механізмів збільшилася в 1,8 раз, дискових «сухих» (які працюють без занурення в масляну ванну) зменшилася в 4,2 рази, барабанних зменшилася в 2,5 рази, а стрічкові гальмівні механізми не застосовуються. З цього випливає, що в даний момент і в найближчі роки на переважній більшості сільськогосподарських колісних тракторів закордонного виробництва будуть встановлюватися багатодискові гальмівні механізми, що охолоджуються оливою.

Таблиця 10.2. Застосування різних типів конструкцій гальмівних механізмів на колісних тракторах

Конструкція гальмівних механізмів	1985 р.	1999 р.
Дискові «мокри»	48,4 %	87 %
Дискові «сухі»	29,5 %	7 %
Барабанні	15,1 %	6 %
Стрічкові	7,0 %	0 %

При проектуванні гальмівної системи трактора необхідно враховувати умови його експлуатації в різних кліматичних зонах, фактори навколишнього середовища, можливості створення ряду модифікацій базової моделі, питання уніфікації з іншими моделями, а також питання, що виникають у зв'язку з необхідністю експорту продукції в інші країни. Для правильного вибору концепції гальмівних механізмів, які відповідали б за своєю енергорозсіювальною здатністю і стабільністю вихідних параметрів класу проєктованого трактора, необхідні результати статистичних досліджень взаємозв'язку застосовуваних типів гальмівних механізмів з основними параметрами трактора, що впливають на його гальмівну динаміку.

Нами отримані гістограми розподілу максимальної транспортної швидкості V_{\max} , км/год (рис. 10.1 а–в), спорядженої маси трактора m , кг (рис. 10.1 г–д), максимальної потужності двигуна N_{\max} , кВт (рис. 10.2) за типом конструкції гальмівних механізмів зарубіжних колісних сільськогосподарських тракторів всіх найбільш відомих фірм виробників за станом на 1999 рік.

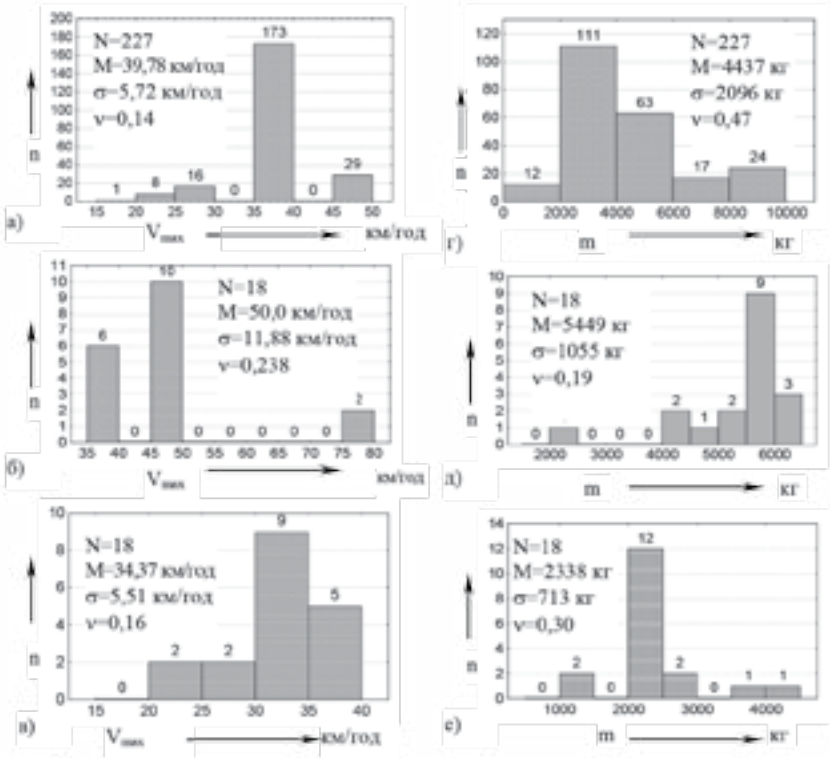


Рис. 10.1. Гістограми розподілу максимальної транспортної швидкості і спорядженої маси трактора за типом гальмівного механізму: а) – розподіл V_{max} за гальмівним механізмом типу ДМ; б) – розподіл V_{max} за гальмівним механізмом типу ДС; в) – розподіл V_{max} за гальмівним механізмом типу Б; г) – розподіл m за гальмівним механізмом типу ДМ; д) – розподіл m за гальмівним механізмом типу ДС; е) – розподіл m за гальмівним механізмом типу Б

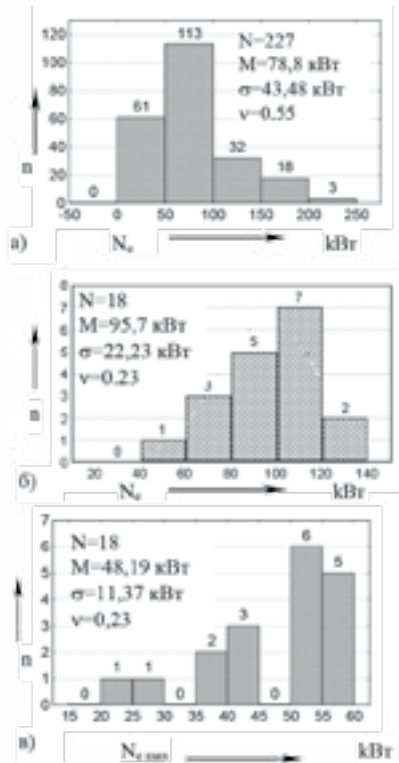


Рис. 10.2. Гістограми розподілу максимальної потужності двигуна за типом гальмівного механізму: а) – розподіл N_{\max} за гальмівним механізмом типу ДМ; б) – розподіл N_{\max} за гальмівним механізмом типу ДС; в) – розподіл N_{\max} за гальмівним механізмом типу Б

На рисунках 10.1 і 10.2 також наведені обсяг вибірки N , математичне очікування M , середньоквадратичне відхилення σ і коефіцієнт варіації ν , що характеризують отримані розподіли. Величина n представляє собою кількість моделей тракторів із загального обсягу вибірки з певним типом гальмівного механізму, максимальна швидкість, споряджена маса і потужність двигунів яких лежать в межах

заданих інтервалів. Всього в дослідження було включено 263 моделі тракторів різних класів і компоновальних схем таких фірм як Case, Deutz, Doppstadt, Fendt, Hurlimann, John Deere, Lamborghini, Massey Ferguson, New Holland, Renault, Same, Schluter, Shibaura, Steyr, Valtra Valmet, Zetor. Розглянуто наступні типи конструкцій гальмівних механізмів: дискові (багатодискові «мокрі» – ДМ, дискові «сухі» – ДС), барабанні – Б. Результати аналізу застосовності різних конструкцій гальмівних механізмів представлені в табл. 10.3.

Таблиця 10.3. Переважне застосування різних типів гальмівних механізмів в залежності від енергомасових показників тракторів

Гальмівні механізми	V_{\max} , км/год	m , кг	$N_{\text{емак}}$, кВт
Дискові «мокрі»	34–50	2400–6400	35–120
Дискові «сухі»	40–50	4400–6500	70–118
Барабанні	30–40	2600–3000	38–60

Найбільш наочно застосовність типів конструкцій гальмівних механізмів в зарубіжному тракторобудуванні можна простежити за тяговими класами тракторів. В результаті зіставлення даних, отриманих за результатами виставки 1999 року, і даних за 1990 рік виявлені наступні тенденції. Якщо в 1990 році на універсально-орних тракторах тягових класів 0,6; 0,9 і 1,4 (аналогів тракторів ЮМЗ-6, МТЗ-80, Т-25, Т-30, Т-40М і МТЗ-100) застосовувалися переважно дискові «сухі» гальмівні механізми, то в 1999 році за кордоном на тракторах класу 0,6 застосовуються тільки дискові «мокрі» гальмівні механізми (на 100 % моделей тракторів класу 0,6) (рис. 10.3.). На тракторах класу 0,9 і 1,4 – переважно дискові «мокрі» (на 76 % і 94 % моделей відповідно), причому гальмівні механізми іншої концепції на тракторах цих класів застосовує тільки фірма Fendt. У цьому питанні фірма Fendt найбільш консервативна. На тракторах її виробництва продовжують широко застосовуватися поряд з дисковими «мокрими», дискові «сухі» і барабанні гальма. У процентному співвідношенні вони використовуються відповідно на 46 %, 13 % і 41 % моделей тракторів. На тракторах тягових класів 2, 3 (аналогів Т-142) в даний час, як і десять років тому переважно використовуються дискові гальмівні

механізми, що охолоджуються оливою (на 82 % і 73 % моделей відповідно), на інших моделях дискові «сухі» (18 % і 27 % відповідно). На відміну від 1990 року, в 1999 році дискові «мокрі» гальмівні механізми встановлюються на 100 % тракторів тягового класу 4.

Проведений аналіз застосовності різних гальмівних механізмів на колісних тракторах показав відсутність єдиної стратегії у фірм-виробників в питанні використання певної конструкції на тракторах, що стоять поруч в модельному ряду. Так на одному тракторі використовуються дискові «мокрі» гальмівні механізми, на наступному тракторі модельного ряду – «сухі».

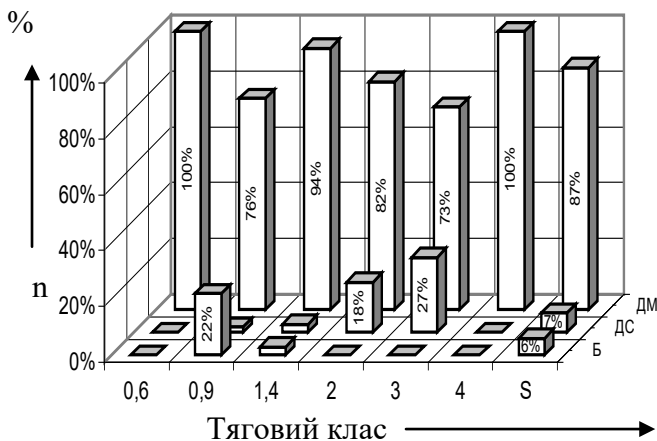


Рис. 10.3. Діаграма вживаності конструкцій гальмівних механізмів на колісних тракторах різних тягових класів:
ДМ – дискові «мокрі»; ДС – дискові «сухі»; Б – барабанні

Отже, на сучасному етапі в зарубіжному тракторобудуванні триває інтенсивний процес зміни конструкцій гальмівних механізмів в сторону широкого застосування багатодискових гальм, що працюють в масляній ванні. У цьому сенсі трансмісії вітчизняних тракторів за своїм технічним рівнем все ще поступаються зарубіжним.

10.2. Конструкції гальмівних механізмів, що працюють в оливі

Як показано вище, гальмівні механізми (ГМ), що працюють в масляній ванні, знаходять все більш широке застосування на колісних тракторах, витісняючи при цьому інші типи гальмівних механізмів. Незважаючи на більш високу вартість у порівнянні з ГМ інших типів, ГМ, що працюють в оливі, мають більш високу довговічність, на рівні з довговічністю трансмісії трактора, високою енергоємністю і універсальністю, так як енергоємність може бути змінена збільшенням числа пар тертя. Завдяки цим якостям витрати на установку таких ГМ окупаються в експлуатації за рахунок зниження витрат на технічне обслуговування.

Дискові гальма «мокрого» тертя (ДГМТ) мають один або кілька гальмівних дисків, які, як правило, занурені в масляну ванну. Окремі ДГМТ мають примусову подачу оливи до поверхонь, що труться [6–16]. В ході патентно-літературного огляду вітчизняних і зарубіжних джерел було виявлено чотири основних класифікаційних ознаки для дискових гальмівних механізмів, що працюють у оливі, які встановлюються на колісних тракторах: за місцем встановлення, за типом приводу, за типом охолодження і за конструкцією (рис. 10.4).

Перевагами багатодискових гальмівних механізмів, що працюють у оливі, є висока довговічність, малий знос фрикційної пари, повний захист від шкідливого впливу навколишнього середовища; високі ефективність, стабільність дії і енергоємність, а також – нормальний температурний режим, можливість варіювання для різних моделей тракторів пакета дисків, що забезпечує широке використання гальм певного розміру. Також виключена операція з заміни накладок, що дозволяє знизити витрати на технічне обслуговування транспортного засобу. Немає необхідності ізоляції відсіку з гальмівним механізмом від трансмісії з метою недопущення попадання оливи на фрикційну поверхню (що має місце при встановленні на трактор «сухих» гальм). Однак проектування ГМ даного типу ставить ряд нових конструктивних і технологічних завдань. Дослідники велику увагу приділяють проблемам боротьби з шумом при гальмуванні, ефективності охолодження дисків, вибору типів фрикційних пар і оливи.

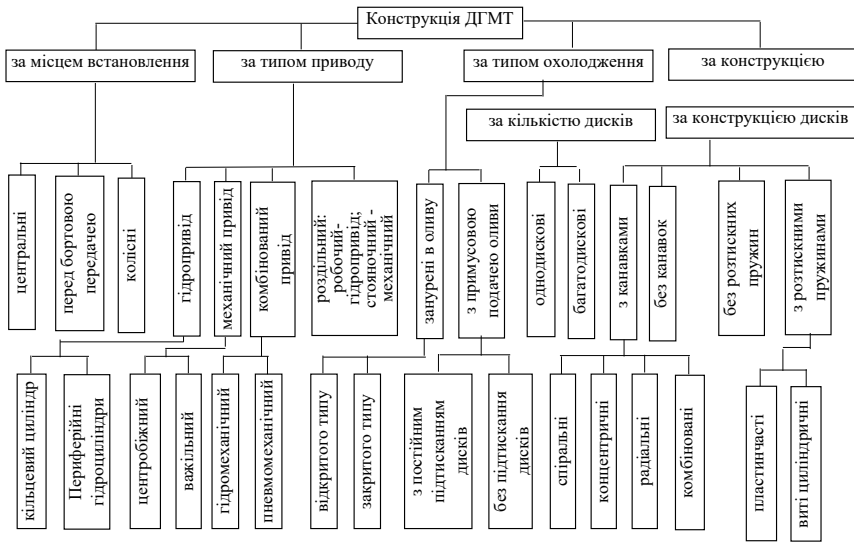


Рис. 10.4. Класифікація дискових гальм «мокрого» тертя

Перевагами багатодискових гальмівних механізмів, що працюють у оливі, є висока довговічність, малий знос фрикційної пари, повний захист від шкідливого впливу навколишнього середовища; високі ефективність, стабільність дії і енергоємність, а також – нормальний температурний режим, можливість варіювання для різних моделей тракторів пакета дисків, що забезпечує широке використання гальм певного розміру. Також виключена операція з заміни накладок, що дозволяє знизити витрати на технічне обслуговування транспортного засобу. Немає необхідності ізоляції відсіку з гальмівним механізмом від трансмісії з метою недопущення попадання оливи на фрикційну поверхню (що має місце при встановленні на трактор «сухих» гальм). Однак проектування ГМ даного типу ставить ряд нових конструктивних і технологічних завдань. Дослідники велику увагу приділяють проблемам боротьби з шумом при гальмуванні, ефективності охолодження дисків, вибору типів фрикційних пар і олив.

Недоліками зазначеної конструкції є висока вартість, особливо при примусовому прокачуванні оливи; низький коефіцієнт тертя (0,08–0,13); відносно високе зусилля приводу; зниження ККД трансмісії; мала допустима частота обертання дисків (до 800 хв⁻¹) через порушення шару оливи і зниження ККД трансмісії.

Конструктивно «мокрі» багатодискові гальма (МБГ), вироблені зарубіжними фірмами, відрізняються як типом приводу, числом дисків, так і способом подачі оливи до поверхні тертя.

Так, американська фірма Rockwell має гаму гальм, в яку входять «мокрі» багатодискові гальма «DURA DISC» [11] з пневматичним і гідравлічним приводом. Кожен такий гальмівний механізм складається з системи рухомих і фіксованих дисків, кількість яких залежить від умов експлуатації. При важких умовах експлуатації передбачається охолодження оливи.

Дискові гальма з примусовою циркуляцією мастила вітчизняної розробки (рис. 10.5) [3] містить забезпечений каналом 1 для підведення оливи нерухомий закритий зовнішній 6 і внутрішній, який обертається, 4 з радіальними прорізами барабани, між якими через шліцьові з'єднання встановлюється пакет фрикційних дисків 5. Гальмо має рухливий натискний диск 3 з ущільненням, який має контакти з зовнішнім барабаном. Рухомий натискний диск одночасно є поршнем виконавчого механізму гальма, який надає йому осьовий рух при подачі тиску в бустер гальма. У каналі встановлено кульковий клапан 2. Палець кулькового клапана через пружину і віджим спирається на корпус гальма. У зовнішньому барабані виконані наскрізні радіальні зливні вікна.

У дисковому гальмі з примусовою циркуляцією мастила японської фірми «Акебоно буреки коге К. К.» (рис. 10.6) [10] корпус 3 циліндра і затискач 5, що утворюють корпус гальма, прикріплені до внутрішньої ступиці 2, пов'язаної з напіввіссю 1, і кожуха, в якому проходить напіввісь 1. У корпусі гальма встановлені статор і збірний ротор з накладками 4. Ділянка з внутрішньої сторони затискача і центральна ділянка напівосі 1 має наскрізні радіальні отвори і лопатеву ділянку, що працює як лопатевий відцентровий насос. При цьому робоча олива в корпусі гальма циркулює трубопроводом через зону диференціала і кожух напівосі 1.

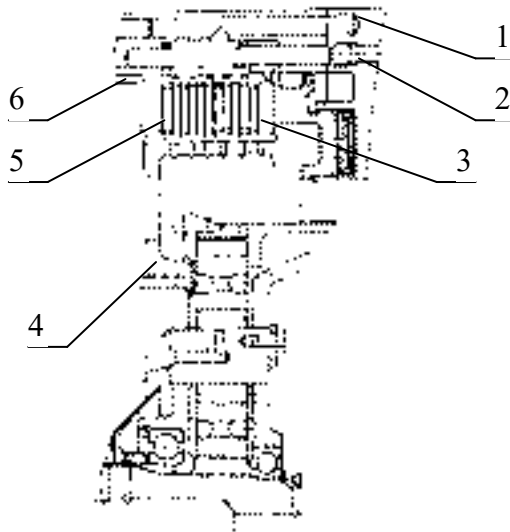


Рис. 10.5. Дисківі гальма з примусовою циркуляцією мастила [3]: 1 – канал для підведення оливи; 2 – кульковий клапан; 3 – рухливий натискний диск; 4 – обертовий внутрішній барабан з радіальними прорізами; 5 – пакет фрикційних дисків; 6 – нерухомий закритий зовнішній барабан

Блок-маточина колеса транспортного засобу (рис. 10.7), що містить гальмівний пристрій з фрикційними дисками 2, зануреними у ванну оливи 3, які приводилися в дію через планетарну передачу 1, складається з прикріплених для передачі моментів до внутрішнього вінця маточини зубчастого колеса і обертових зовнішніх фрикційних дисків.

Принцип роботи наведених гальмівних механізмів (рис. 10.5–10.7) практично ідентичний. Пакет фрикційних дисків, що складається з обертових і не обертових дисків, стискається в осьовому напрямку натискним механізмом, що приводиться в дію гідравлікою при натисканні на педаль гальма. В результаті виникнення тертя на фрикційних поверхнях дисків виникає гальмівний момент. Різні лише спосо-

би подачі оливи до поверхонь, що труться (примусова подача оливи (рис. 10.5, 10.6) і занурення в ванну оливи (рис. 10.7)).

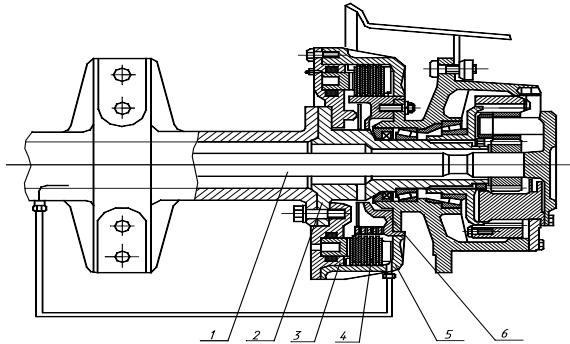


Рис. 10.6. Гальмівний механізм з примусовою циркуляцією оливи японської фірми «Акебоно букеки коге К.» [10]: 1 – напіввісь; 2 – маточина; 3 – корпус; 4 – пакет обертових і нерухомих фрикційних дисків; 5 – затиск корпусу; 6 – лопаті для створення примусової циркуляції оливи

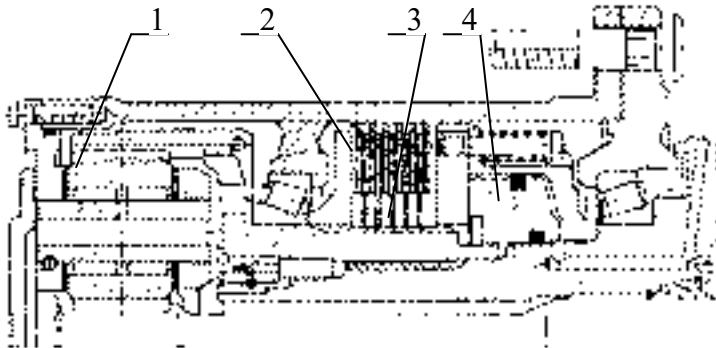


Рис. 10.7. Блок-маточина колеса з гальмом в масляній ванні:
1 – планетарна передача; 2 – пакет фрикційних дисків; 3 – ванна оливи;
4 – натискний механізм

За кордоном проводилися дослідження термонапруження багатодискових гальмівних механізмів [12–16].

В Україні і сусідніх країнах розробка конструкцій і вдосконалення методик теплового розрахунку багатодискових гальмівних механізмів, охолоджуваних оливою, відображені в роботах [17–19].

Згідно зробленому огляду конструкцій, багатодискові гальмівні механізми, що охолоджуються оливою, розроблялися для встановлення на один конкретний трактор, без урахування можливої уніфікації за рахунок зміни числа фрикційних дисків. Розробка методики розрахунку і конструкції уніфікованого багатодискового гальмівного механізму дозволить збільшити область їх застосування і знизити собівартість виготовлення.

10.3. Аналіз робіт, присвячених теорії тертя в режимі граничного змащення

У разі, коли утворюється гідродинамічний тиск в оливі між двома поверхнями перевищує діючі на них навантаження, то поверхні розділені суцільною плівкою оливи. Тертя виникає цілком за рахунок в'язкості самої оливи, і в ідеальному випадку знос поверхонь повністю відсутній (тертя в режимі гідродинамічного змащення). При більш високих навантаженнях і менших швидкостях гідродинамічний шар стає меншим суми висот мікронерівностей поверхонь, що труться. При цьому в місцях контакту поверхні розділені плівкою товщиною в кілька молекул, і коефіцієнт тертя зростає до 0,06–0,12 (тертя в режимі граничного змащення) [20–30].

Протягом двадцятого століття було розроблено кілька теорій тертя. Якщо спочатку віддавалася перевага теорії чисто механічної взаємодії поверхонь, що труться, то пізніше [20] висунуті теорії, в яких враховуються не тільки механічна, але і атомно-молекулярна взаємодія поверхонь тертя. Так комбіновані теорії, основи яких складають механічні (деформаційні) уявлення і міркування про молекулярно-адгезійні взаємодії, розвинені в роботі [21].

Б. І. Костецький підійшов до зносу з енергетичної точки зору. Він розробив структурно-енергетичну теорію тертя, яка розглядає

створення на поверхнях тертя вторинних структур. Б. І. Костецький розглядає енергетичні співвідношення при нормальних умовах зовнішнього тертя. У своїх роботах Б. І. Костецький широко застосовує теорію дислокацій. На його думку, застосування теорії дислокацій дозволяє вивчити явище текстурування при терті і формуванні вторинних захисних плівок оксидів. За допомогою теорії дислокацій вирішуються складні питання теорії втомного руйнування та інші.

Фундаментальними дослідженнями вчених А. С. Ахматова, Б. В. Дерягіна, Б. І. Костецького, Р. М. Матвеевського, А. В. Чичинадзе, І. В. Крагельського, Г. В. Виноградова і зарубіжних А. Камерона, В. Гарді, Н. Блоку, Ф. П. Боудена і Д. Тейбора розкрита якісна картина всієї складності процесів, що відбуваються при терті з граничним змащенням. Результати їх досліджень зараз в основному широко використовуються при розробці антифрикційних матеріалів, покриттів і все більш досконалих мастильних матеріалів, що застосовуються у вузлах тертя для підвищення антифрикційності (зменшення коефіцієнта тертя – f_m) при збільшенні несучої здатності пари – тиску і швидкості ковзання.

Застосування існуючих теорій граничного тертя до роботи фрикційних пар, які працюють в оливі, де метою є отримання можливо великих сил тертя при мінімальному зносі поверхонь тертя, ще недостатньо розвинені і не завжди задовольняють вимогам практики.

Згідно Ф. П. Боудену і Д. Тейбору [21] структура граничного мастильного шару визначається фізико-механічними властивостями молекул, що його утворюють, природою і станом твердої поверхні. Молекули повинні орієнтуватися на поверхні так, щоб їх конфігурація відповідала стійкій рівновазі. Такий орієнтований кристалоподібний шар складається з декількох рядів молекул. Товщина граничного шару становить величину порядку 200 \AA [21]. Уявлення про правильне шарувату пластинчасту будову граничного шару оливи у застосуванні до реального металу є лише ідеалізованою схемою, так як при певній температурі і тиску існує критична товщина плівки h_k , нижче якої ковзання між молекулярними рядами не буде. Тому поверхневі шари оливи на металі мають особливими фізичними властивостями, відмінними від об'ємних властивостей оливи, які А. С. Ахматов на-

злав властивостями квазіпружного тіла. А. С. Ахматовим була визначена здатність граничного шару оливи до поляризації в напруженому стані і до стирання. Ним було відкрито властивість адсорбованого шару оливи зі зменшенням критичної товщини збільшувати напругу плинності, а також визначені сили тяжіння, які діють між двома адсорбованими шарами.

Дослідження Ф. П. Боудена і Д. Тейбора [21] показали, що з ростом температури при змащуванні жирними кислотами хімічно неактивних або малоактивних металів спостерігається значне підвищення тертя, яке супроводжується перенесенням металу. У тих випадках, коли відбувається хімічна реакція, підвищення тертя і перенесення спостерігаються при більш високих температурах, при яких відбувається розм'якшення утворених відповідних солей. В їх роботах і в роботах їх співробітників також вивчалася гіпотеза Н. Блоку, по якій руйнування граничного шару оливи відбувається при перевищенні певної критичної температури в зоні контакту. У цьому ж напрямку проводилися дослідження Р. М. Матвіївським. У його роботі представлений теоретичний і експериментальний матеріал з температурної стійкості граничних мастильних шарів.

У роботах Б. В. Дерягіна розглядається ефект П. А. Ребиндера, коли розклинюючий тиск, що виникає в граничному шарі, діє, певною мірою, аналогічно гідродинамічному тиску в змащувальному шарі підшипників і перешкоджає безпосередньому контакту поверхонь. Однак розклинююча дія не пов'язана з об'ємними властивостями рідини, проявляється в присутності поверхнево-активних речовин і залежить від їх взаємодії з твердою поверхнею. Також він вважав, що при граничному змащуванні коефіцієнт тертя не залежить від в'язкості оливи, а головний вплив робить ряд інших чинників. Вплив цих факторів на службові властивості змащувальних матеріалів розглядався в роботах Б. В. Дерягіна, А. С. Ахматова. Згідно з цими роботами в'язкість і інші властивості рідкої оливи змінюються в міру віддалення від металевої поверхні стрибкоподібно, тобто існує різка межа між плівкою і іншим обсягом оливи.

При великих навантаженнях захисні плівки утворюються в результаті взаємодії поверхонь тертя з хімічно активними речовинами.

Вони являють собою здебільшого сполуки хлору, сірки, фосфору, трибохімічно реагують з металом в процесі механічної обробки з утворенням міцного адгезійного шару.

Таким чином, тертя є складним комплексом механічних, фізичних і хімічних явищ, причому ті чи інші явища переважають в залежності від умов, при яких відбувається процес тертя. При граничному змащенні поверхні, що труться, розділені полімолекулярним шаром мастильного матеріалу, молекули в якому фіксовані і орієнтовані щодо фрикційних поверхонь під дією сил Ван-дер-Ваальса (дія поверхнево активних речовин оливи) з протіканням різних хімічних реакцій на фрикційних поверхнях і в «третьому тілі», яке утворюється між фрикційними поверхнями (дія хімічно активних речовин оливи). Співвідношення поверхнево активних речовин і хімічно активних речовин та їх властивості і визначають службові характеристики оливи. Варіюючи це співвідношення можна підібрати оливу зі службовими характеристиками найбільш підходящими для багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі.

10.4. Фрикційні матеріали та оливи, що застосовуються у вузлах тертя гальмівних механізмів

До останнього часу в фрикційних вузлах поряд зі сталевими, спеченими і паперовими матеріалами використовувалися і асбофрикційні матеріали (рис. 10.8). Однак в даний час для фрикційних вузлів, що працюють з оливою, найчастіше застосовуються паперові і спечені матеріали, а асбофрикційні не використовуються зовсім через їх канцерогенний вплив на людину [31, 32].



Рис. 10.8. Основні матеріали фрикційних вузлів

Паперовий матеріал являє собою папір з волокон целюлози, просочену сполучними смолами (зазвичай фенолформальдегідними) і наліплену на сталеву основу дисків, стрічок. Основна перевага матеріалів такого типу – висока стабільність сили тертя в широкому діапазоні швидкостей відносного ковзання. Фрикційні матеріали на паперовій основі мають досить високу зносостійкість, але при значно менших питомих енергетичних навантаженнях, ніж спечений матеріал. Застосовуються такі матеріали в муфтах і гальмах автоматичних коробок передач автомобілів, де пред'являються підвищені вимоги до плавності перемикання.

У вітчизняному машинобудуванні застосовувалися спечені матеріали на основі міді: М-110 (коефіцієнт тертя з мастилом $f=0,10-0,12$), М-140 ($f=0,12-0,14$), МК-5 ($f=0,12-0,16$), МП-11 ($f=0,10-0,13$); матеріали на основі заліза ($f=0,10-0,12$); матеріал на основі алюмінієвої бронзи ФАБ ($f=0,04$); матеріал на основі алюмінієво-олов'янистої бронзи ФАОБ ($f=0,05$) [31, 32].

В даний час розробляються і досліджуються нові фрикційні матеріали. Протягом ряду років проводилися дослідження порошкових спечених матеріалів, композиції яких розробляються і виготовляються в Інституті проблем матеріалознавства АН України. Були розроблені спечені порошкові матеріали на мідній і залізній основі, зносостійкість яких вище, ніж у металокераміки МК-5 [31, 32].

З усіх фрикційних матеріалів, використовуваних в вузлах тертя з мастилом, найбільше застосування знаходить металокераміка на мідній основі, що володіє високою міцністю і зносостійкістю. Хороша теплопровідність міді і можливість надання пористих структур металокераміці дозволяють забезпечувати ефективне відведення тепла з поверхонь, що труться, що і визначає її високу енергонесучу здатність.

Паперові волоконні матеріали поступаються металокераміці за енергонесучою здатністю і вимагають високої чистоти обробки контртіла. Для підвищення теплопровідності цих матеріалів іноді збільшують вміст графіту (до 30 %) [31, 32] і забезпечують більш інтенсивне охолодження.

Для розробки заходів з боротьби з автоколиваннями в ГМ і виявлення причин їх виникнення, провідні зарубіжні тракторобудівні

фірми проводять спеціальні дослідження, головним чином в лабораторних умовах на натуральних зразках тракторів.

Для забезпечення високих експлуатаційних показників фрикційних сполучень рекомендується при їх конструюванні враховувати три групи факторів: фізико-механічні властивості і геометричні характеристики поверхонь тертя, зовнішні параметри процесу тертя (навантаження, швидкість, характер подачі оливи), конструкційні параметри вузла тертя [31, 32]. Крім того, під впливом зовнішніх чинників фрикційний матеріал при експлуатації зазнає ряд механічних і фізико-хімічних перетворень, які характеризуються глибокою пластичною деформацією, дифузійними процесами, формуванням поверхневих плівок складного хімічного складу і структурного стану, його переносом. Сукупність перерахованих факторів і процесів, що протікають в зоні контакту, обумовлює роботу фрикційної пари, інтенсивність її зношування.

Як відомо, коефіцієнт тертя залежить від величини адгезії і ступеня механічної взаємодії контактуючих поверхонь. Підвищити його можна за рахунок збільшення механічної або адгезійної складової. Вважається, що підвищення коефіцієнта тертя при збільшенні сил адгезії – процес менш керований, так як виникнення великих навантажень веде до появи ділянок мікрозварювання і руйнування матеріалу [31, 32]. Тому при виборі механізму регулювання коефіцієнта тертя віддається перевага підвищенню механічної складової шляхом введення в матрицю фрикційного матеріалу включень оксидів, боридів та інших тугоплавких сполук.

Використовуються також фрикційні елементи з газо-термічними покриттями (однорідними і комбінованими). Так у фрикційних елементів з комбінованою поверхнею тертя, яка складається з ділянок пористого молібдену або бронзи, які чергуються з безпористими сталевими ділянками, питомі навантаження переходу сполучення в режим тертя з нестачею оливи на 10–30% нижче, ніж у елементів з поверхнею з однорідних пористих молібденових покриттів [31, 32].

Трибологічні випробування фрикційних матеріалів для роботи з оливою, що застосовуються в гальмових механізмах, також проводились у Інституті проблем матеріалознавства (ІПМ) АН України.

Триботехнічним випробуванням піддавали серійні пари матеріалів: сталь 65Г – сталь 65Г, металокераміка, а також досвідчені пари тертя з серійними контртілами і з пористими газо-термічними покриттями: Мо – сталь 65Г, БрАЖ9-4 (SiC) – сталь 65Г. За результатами випробувань зазначалося, що серійні металеві пари тертя характеризуються високим рівнем зношування і коефіцієнтом тертя 0,15–0,2 при швидкості ковзання 0,5 м/с. При цьому простежується тенденція до зміщення в область низьких значень величин зношування і коефіцієнта тертя в міру переходу на більш високі швидкості ковзання (до 3 м/с) [31, 32].

Для забезпечення стабільної роботи в «мокрих» гальмівних механізмах застосовуються спеціальні трансмісійні оливи. Роль змащення в фрикційному вузлі полягає у відведенні тепла від поверхонь, що труться, створенні та відновленні шару оливи між поверхнями, що труться, виносі продуктів зносу із зони тертя.

Гальмівний механізм, що працює в оливі, може бути, як повністю герметизований, так і мати загальну масляну ванну з іншими елементами трансмісії. У другому випадку олива, яка використовується в ньому, має забезпечувати стабільну роботу не тільки фрикційного вузла, але і зубчастих зачеплень. В цьому випадку, виходячи з умов роботи, в функції трансмісійної оливи повинні входити запобігання зносу поверхонь тертя за рахунок утворення стійкої масляної плівки між ними, зниження втрат на тертя в зубчастих зачепленнях, відведення тепла від поверхонь тертя, видалення продуктів зносу з зон тертя, захист деталей від корозії, зниження ударних навантажень на шестерні, вібрацій і шуму, ущільнення зазорів між поверхнями тертя, підтримання стабільної роботи «мокрого» гальмівного механізму, забезпечуючи при цьому високу силу тертя.

Крім трансмісійних оливи для забезпечення охолодження і змащування фрикційних механізмів застосовуються спеціальні синтетичні рідини, які використовуються в автоматичних коробках передач.

Такі оливи забезпечують стабільну роботу не тільки пакетів фрикційних дисків і зубчастих зачеплень, а й роботу гідротрансформатора.

Закордонними виробниками пропонується велика кількість спеціальних робочих рідин і трансмісійних оливи для фрикційних вуз-

лів (таких як автоматичні коробки передач, муфти і гальмівні механізми) [33]. Однак фізико-хімічні та експлуатаційні властивості цих мастильних матеріалів є «ноу-хау» цих фірм. Для підбору олив, що застосовуються в герметичних гальмівних механізмах і багатодискових гальмівних механізмах, що мають загальну ванну з елементами трансмісії, з числа вітчизняних олив [1], необхідно провести дослідження їх трибологічних характеристик.

Наявність оливи в ванні гальмівного механізму зумовлює виникнення втрат енергії при обертанні пакета фрикційних дисків у розімкнутому стані. Також можливе збільшення часу наростання гальмівного моменту до максимальних значень через витрати часу на видавлювання оливи з зазорів між фрикційними дисками. Все це необхідно враховувати при розробці конструкції гальмівного механізму і підборі охолоджуючої оливи.

10.5. Енергетичні втрати в багатодискових гальмівних механізмах, що працюють в оливі

10.5.1. Динаміка процесу включення фрикційних пар

Динаміка процесу включення «мокрого» багатодискового гальмівного механізму дуже впливає на навантаженість елементів трансмісії трактора. Режим роботи такого гальмівного механізму є циклічне повторення процесів включення, роботи, відключення і холостого обертання (якщо трактор все ще перебуває в русі). При включенні гальма відбуваються процеси послідовного зближення і притиснення кожної пари з пакета фрикційних дисків. В процесі роботи гальма відбувається зміна швидкостей рухомих гальмівних дисків щодо нерухомих. При відключенні гальма відбувається послідовне розтискання і віддалення кожної пари дисків. У режимі холостого обертання дисків відбувається збільшення швидкості обертання рухомих дисків відносно нерухомих (якщо швидкість трактора збільшується). Протягом усього циклу роботи гальмівного механізму поверхні тертя розділяє шар рідкої оливи різної товщини. Таким чином, цикл характеризується зміною характеру відносного руху рухомих і нерухомих

гальмівних дисків і зміною їх режиму тертя. За один цикл роботи режим тертя змінюється від внутрішнього тертя в масляному середовищі (при зближенні дисків) до граничного (при притиснутих дисках). При порушенні масляної плівки – і до тертя без мастильного матеріалу, що відбувається при недостатньому його обсязі, при підвищеній температурі поверхонь тертя або при збільшеному питомому тиску на поверхнях дисків. І далі, навпаки, – від граничного до внутрішнього тертя в масляному середовищі між шарами оливи (при відключенні гальма).

Процес включення багатодискового гальмівного механізму по аналогії з включенням багатодискової фрикційної муфти [1] нами розділений на кілька стадій. При включенні гальма після прикладання сили F , що стискає фрикційні диски в момент часу t_1 , відбувається зменшення зазору між рухомими і нерухомими дисками першої пари пакета. Одночасному зближенню всіх інших дисків перешкоджають сили тертя в напрямних. У міру зменшення зазору між першою парою дисків наростає тиск на другий диск, сили тертя в шліцах долаються, і другий диск 2 починає зближуватися з диском 3 в момент часу t_2 . У міру зменшення зазору між другою парою дисків, в ньому відбувається наростання опору з боку рідкої оливи, що призводить до ще більшого зменшення зазору між першою парою дисків. Цей процес триває до включення гальмівного механізму.

Процес зближення дисків, при якому відбувається внутрішнє тертя в масляному середовищі, триває до того моменту, коли сили тертя в шліцах всіх фрикційних дисків перевищать силу опору видавлювання оливи з першого зазору. У разі ж коли $F_{mp\Sigma}$ не перевищує силу, необхідну на видавлювання оливи з зазору між дисками, режим граничного змащення в першому зазорі виникає після початку зближення передостаннього і натискного дисків. Поки суміжні поверхні дисків не торкаються один одного, тобто поки

$$h_{\max} > h > h_r, \quad (10.1)$$

де h_{\max} – максимальна величина середнього зазору між парами тертя, м;

h – поточна величина середнього зазору між парами тертя, м;

h_r – величина середнього зазору між парами тертя, відповідна початку тертя в режимі граничного змащення, м,

між усіма парами, що труться реалізується внутрішнє тертя в масляному середовищі (ВТМС) між шарами оливи.

Режим тертя в масляному середовищі характеризується наявністю рідини, повністю розділяє тертьові поверхні. В цьому випадку прямого контакту фрикційних поверхонь не здійснюється, отже, в цьому режимі теоретично відсутній знос, і величина сили тертя визначається тільки в'язкістю рідини.

У міру зближення дисків рідина видавлюється з зазору і в момент часу t_{cp1} , коли $h \leq h_r$ в першій фрикційній парі починає реалізовуватися тертя в режимі граничного змащення (ТРГЗ). Відповідно до теорії тертя в режимі граничного змащення, що розглянута в підрозділі 10.3, з'являється частковий безпосередній контакт вершин нерівностей поверхонь, що труться, що викликає деформацію або руйнування твердих оксидних плівок, що покривають нерівності, а більш дрібні виступи стикаються через адсорбовані шари оливи, що покривають їх.

Процес включення «мокрого» багатодискового гальма нами розділений на кілька етапів. Критерієм визначення меж кожного етапу є тип режиму змащення фрикційних пар і характер руху фрикційних дисків.

Перший етап тривалістю від $t=0$ до $t=t_{cp1}$ характеризується послідовним (рахуючи від натискного диска) зближенням дисків під дією стискаючої осьової сили F і ВТМС між усіма парами тертя.

Другий етап тривалістю від $t=t_{cp1}$ до $t=t_{cpn}$ характеризується продовженням руху фрикційних дисків в осьовому напрямку і послідовним (рахуючи від натискного диска) переходом пар тертя від ВТМС до ТРГЗ. Причому другий етап може бути розбитий на дві ділянки, в разі, якщо сила тертя в шліцах дисків, що зсуваються, перевищує силу опору видавлювання шару оливи з першого зазору. Тоді перша ділянка, тривалістю від $t=t_{cp1}$ до $t=t_n$ характеризується ТРГЗ в пер-

шій парі тертя (або в декількох перших парах тертя) і існуванням хоча б одного диска (крім опорного), що не прийшов в рух під дією сили F через сили тертя в напрямних шліцах. Друга ділянка характеризується рухом всіх дисків в осьовому напрямку під дією осьової сили F , і продовженням переходу всіх інших пар тертя від ВТМС до ТРГЗ.

Другий етап можна розділити на розрахункові ділянки, кожен тривалістю

$$\Delta t_i = t_{zpi+1} - t_{zpi}, \quad (10.2)$$

де t_{zpi+1} – момент часу переходу від ВТМС до ТРГЗ в $(i+1)$ -ій парі тертя;

t_{zpi} – момент часу переходу від ВТМС до ТРГЗ в i -ої (попередньої) пари тертя.

Кількість розрахункових ділянок одно $(n-1)$, де n – кількість пар тертя. При цьому порядковий номер i розрахункової ділянки чисельно дорівнює кількості пар тертя, які працюють протягом цієї ділянки при ТРГЗ. Загальна тривалість другого етапу становить

$$t_{zpn} - t_{zpl} = \sum_{i=1}^{i=n-1} (t_{zpi+1} - t_{zpi}). \quad (10.3)$$

Третій етап імовірно від $t = t_{zpn}$ до $t = t_{hmin}$ характеризується ТРГЗ у всіх парах тертя і зменшенням всіх зазорів між дисками до $h = h_{min}$. У момент часу t_{hmin} величина зазорів досягає мінімального значення. У цей момент часу досягає максимального значення гальмівний момент T .

Складемо диференціальні рівняння руху фрикційних дисків при включенні багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні. Із системи, представленій на рис. 10.9, виділимо зосереджені маси. Кожну з них розглянемо як вільне матеріальне тіло, яке

перебуває під дією позиційних сил, які виражаються через обрані узагальнені координати (рис. 10.10). За узагальнені координати приймемо горизонтальні переміщення ($x_1, \dots, x_p, \dots, x_j$) фрикційних дисків, відраховуючи ці переміщення від точок, в яких фрикційні диски перебували в момент початку включення гальмівного механізму.

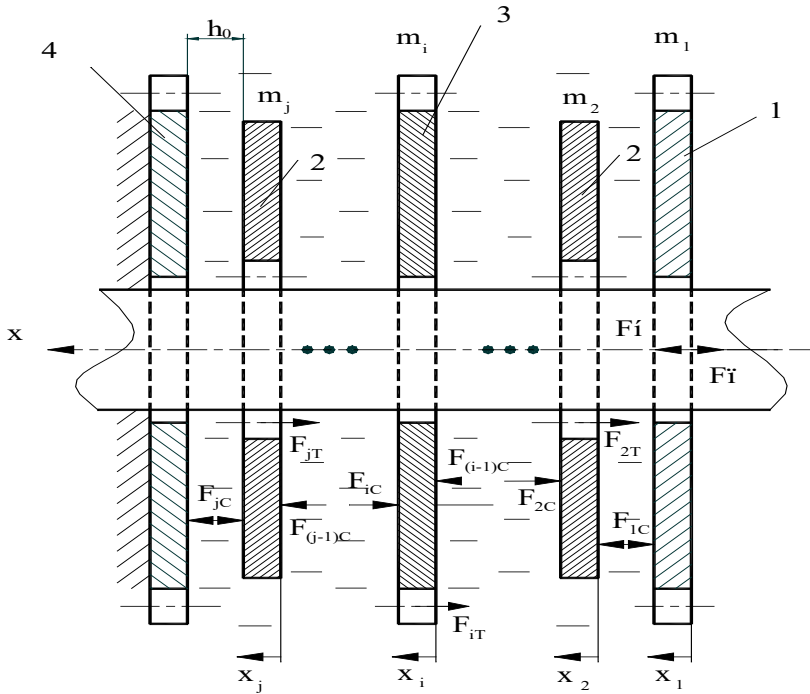


Рис. 10.9. Сили, що діють на фрикційні диски при включенні багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі: 1 – натискний диск; 2 – обертові диски; 3 – необертові диски; 4 – упорний диск

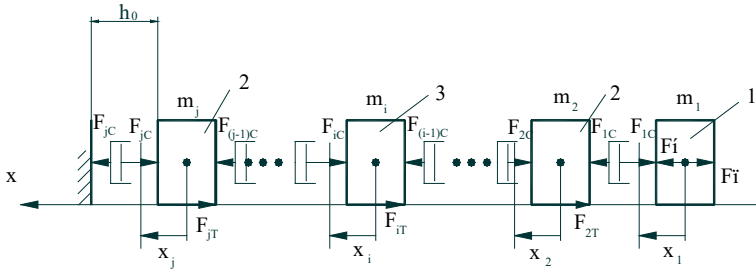


Рис. 10.10. Модель включення багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні, що складається з зосереджених мас і позиційних сил, що діють на них (перший етап включення багатодискового гальмівного механізму, ВТМС між усіма фрикційними дисками): 1 – натискний диск; 2 – обертові диски; 3 – необертові диски; 4 – упорний диск

Далі ми запишемо відповідні диференціальні рівняння руху для матеріальних тіл (фрикційних дисків)

$$\left. \begin{aligned} F_n - F_{IT} - F_{1C} &= m_1 \cdot x_1''; \\ F_{1C} - F_{2C} - F_{2T} &= m_2 \cdot x_2''; \\ \dots\dots\dots \\ F_{(i-1)C} - F_{iC} - F_{iT} &= m_i \cdot x_i''; \\ \dots\dots\dots \\ F_{(j-1)C} - F_{jC} - F_{jT} &= m_j \cdot x_j''. \end{aligned} \right\} \quad (10.4)$$

де F_n – сила, що діє на натискний диск і стискає пакет фрикційних дисків;

F_{IT} – сила, викликана розтягуванням пружин, що застосовуються в розтискному механізмі;

$F_{1C}, F_{2C}, F_{iC}, F_{jC}$ – сили опору, що виникають при видавлюванні оливи з відповідних зазорів між фрикційними дисками;

m_1, m_2, m_i, m_j – маси відповідно натискного, 2-го, i -го, j -го дисків;
 x_1, x_2, x_i, x_j – узагальнені координати відповідних дисків;
 $F_{1T}, F_{2T}, F_{iT}, F_{jT}$ – сили тертя, що виникають в шліцах відповідних дисків, викликані опором обертанню в масляному середовищі.

Згідно [34], аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що на ділянці наростання гальмівної сили лінія гальмівної діаграми відрізняється від прямої і швидше нагадує експоненту. Таким чином, крива наростання натискної сили, що стискає пакет фрикційних дисків, може бути описана наступною залежністю [34]:

$$F_n(t) = F_{n\max} \cdot (1 - e^{-t/B}), \quad (10.5)$$

де $F_{n\max}$ – максимальна натискна сила;
 B – постійна часу, що характеризує кривизну експоненти.

Сила пружності пружин F_{II} для центрального розтискного механізму визначається виразом [35]

$$F_{II} = 2 \cdot k \cdot C \cdot x_1, \quad (10.6)$$

де k – число пружин, що застосовуються в розтискному механізмі;
 C – коефіцієнт жорсткості пружини.

Сили тертя, що виникають в шліцах оберткових дисків, ми визначаємо як

$$F_{iT} = \frac{2 \cdot M_i}{d_2} \cdot \mu_1, \quad (10.7)$$

де M_i – момент опору обертанню i -ої пари дисків в масляному середовищі;

d_2 – середній діаметр внутрішніх напрямних гальмівних дисків;
 μ_1 – коефіцієнт тертя в напрямних гальмівних дисків.

Сила тертя, що виникає в шліцах необертювих дисків, визначається нами як

$$F_{iT} = \frac{2 \cdot M_i}{d_1} \cdot \mu_1, \quad (10.8)$$

де d_1 – середній діаметр зовнішніх напрямних необертювих гальмівних дисків.

Момент опору обертанню пари дисків при повному зануренні їх в оливу M_i залежить крім усього іншого і від відстані h_i між фрикційними дисками. При цьому відстань між диском i і диском $(i+1)$ визначається нами як

$$h_i = h_0 - (x_i - x_{(i+1)}), \quad (10.9)$$

де h_0 – зазор між фрикційними дисками до початку процесу включення гальмівного механізму;

$x_i, x_{(i+1)}$ – осьове переміщення i -го і $(i+1)$ -го фрикційних дисків під дією сили, що стискає пакет фрикційних дисків.

Тоді ми отримаємо

$$M_i = M_{i,(i-1)} + M_{(i+1),i}, \quad (10.10)$$

де $M_{i,(i-1)}$ – момент опору обертанню дисків, викликаний тертям в масляному середовищі в зазорі між i -м і $(i-1)$ -м дисками;

$M_{(i+1),i}$ – момент опору обертанню дисків, викликаний тертям в масляному середовищі в зазорі між $(i+1)$ -м і i -м дисками.

Сила опору, що виникає при видавлюванні оливи з зазорів між фрикційними дисками, визначаємо як [36]

$$F_{iC} = \rho \cdot (x'_i - x'_{(i+1)})^2 \cdot S \cdot q, \quad (10.11)$$

де ρ – щільність оливи;

$x'_i, x'_{(i+1)}$ – швидкості руху в осьовому напрямку відповідно i -го і $(i+1)$ -го фрикційних дисків;

S – площа поверхні диска;

q – безрозмірний поправочний коефіцієнт, що враховує геометрію дисків.

Зі збільшенням тиску P щільність оливи зростає відповідно до залежності [36]

$$\rho = \frac{\rho_1}{1 - \frac{P - P_1}{K}}, \quad (10.12)$$

де ρ_1, ρ – щільність при тисках P_1, P ;

K – об'ємний модуль пружності (для мінеральних олив $K=1200$ МПа [36]).

Число диференціальних рівнянь в системі (10.4), яка описує перший етап включення багатодискового гальмівного механізму, буде відповідати числу фрикційних дисків, які почали свій рух в осьовому напрямку під дією стискаючої сили F_n . Вирішується така система нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку цифровими методами (наприклад методом Рунге-Кутта). Початковими умовами для вирішення системи, яка описує перший етап включення багатодискового гальмівного механізму, є: $t=0; x_1=0, \dots, x_i=0, \dots, x_j=0; x'_1=0, \dots, x'_i=0, \dots, x'_j=0$.

Системи диференціальних рівнянь, подібні системі (10.4), складаються для кожного етапу включення багатодискового гальмівного механізму (рис. 10.11).

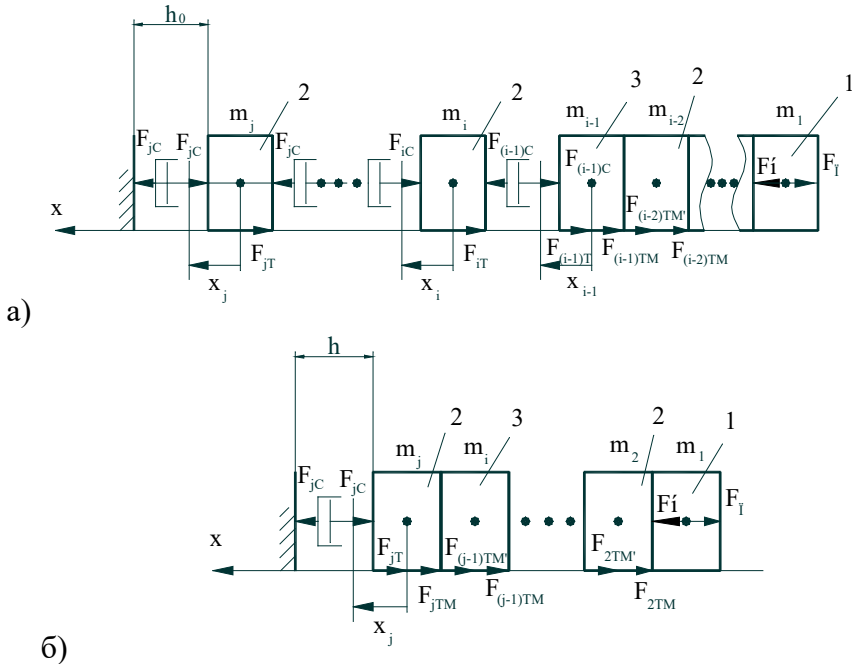


Рис. 10.11. Етапи включення багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі: а) ТРГЗ між 1–(i–1) фрикційними дисками, ВТМС між (i–1)–j фрикційними дисками; б) ТРГЗ між усіма фрикційними дисками, крім зазору між, j-м і упорним дисками (останній етап включення багатодискового гальмівного механізму); 1 – натискний диск; 2 – обертові диски; 3 – необертові диски; 4 – упорний диск

Так, для етапу, представленого на рис. 10.11а) наша система диференціальних рівнянь буде виглядати наступним чином

$$\left. \begin{aligned}
 & F_n - F_{II} - F_{(i-1)C} - F_{(i-1)T} - F_{(i-1)TM} - (F_{(i-2)TM'} - F_{(i-2)TM}) - \dots \\
 & \dots - (F_{2TM'} - F_{2TM}) = (m_1 + m_2 + \dots + m_{i-1}) \cdot x_{i-1}''; \\
 & F_{(i-1)C} - F_{iC} - F_{iT} = m_i \cdot x_i''; \\
 & \dots\dots \\
 & F_{(j-1)C} - F_{jC} - F_{jT} = m_j \cdot x_j''.
 \end{aligned} \right\}, \quad (10.13)$$

де $F_{(i-1)TM'}$, $F_{(i-2)TM}$, $F_{(i-2)TM'}$, \dots , $F_{2TM'}$, F_{2TM} – сили тертя, що виникають в шліцах відповідних дисків, викликані тертям між дотичними фрикційними поверхнями.

Заключний етап включення, представлений на рис. 10.11б) описується нами одним диференціальним рівнянням:

$$\begin{aligned}
 & F_n - F_{II} - F_{jC} - F_{jT} - F_{jTM} - (F_{(j-1)TM'} - F_{(j-1)TM}) - \dots \\
 & \dots - (F_{2TM'} - F_{2TM}) = (m_1 + m_2 + \dots + m_j) \cdot x_j'';
 \end{aligned} \quad (10.14)$$

$$\left. \begin{aligned}
 & F_{jTM} = \frac{\mu_1 \cdot \mu_2 \cdot (R_n + R_{\text{вн}})}{d_2} \cdot (F_{jC} + F_{jT}); \\
 & F_{(j-1)TM'} = \frac{\mu_1 \cdot \mu_2 \cdot (R_n + R_{\text{вн}})}{d_1} \cdot (F_{jC} + F_{jT} + F_{jTM}); \\
 & F_{(j-1)TM} = \frac{\mu_1 \cdot \mu_2 \cdot (R_n + R_{\text{вн}})}{d_1} \cdot (F_{jC} + F_{jT} + F_{jTM} + F_{(j-1)TM'}); \\
 & \dots\dots \\
 & F_{2TM'} = \frac{\mu_1 \cdot \mu_2 \cdot (R_n + R_{\text{вн}})}{d_2} \cdot (F_{jC} + F_{jT} + (F_{jTM} + F_{(j-1)TM'}) + \dots + F_{3TM}); \\
 & F_{2TM} = \frac{\mu_1 \cdot \mu_2 \cdot (R_n + R_{\text{вн}})}{d_2} \cdot (F_{jC} + F_{jT} + (F_{jTM} + F_{(j-1)TM'}) + \dots + F_{3TM} + F_{2TM'}).
 \end{aligned} \right\}, \quad (10.15)$$

де μ_2 – коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь дисків;

$R_n, R_{вн}$ – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси фрикційних дисків.

Вираз (10.15) визначає сили тертя, що виникають в шліцах відповідних дисків, викликані тертям між дотичними фрикційними поверхнями.

Початковими умовами для вирішення кожної наступної (після першої) системи є значення параметрів $t; x_1, \dots, x_p, \dots, x_j; x'_1, \dots, x'_p, \dots, x'_j$, отримані при вирішенні попередньої системи для моменту часу закінчення попереднього етапу включення багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі.

Таким чином, для визначення часу включення багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні, необхідно визначити моменти опору обертанню дисків, викликані тертям в масляному середовищі в зазорах між фрикційними дисками.

10.5.2. Критерій оцінки витрат енергії

При оцінці коефіцієнта корисної дії трансмісій мобільних машин необхідно враховувати всі непродуктивні втрати енергії. Вважається, що гальмування машини призводить до непродуктивних втрат енергії і обумовлено низькою організацією транспортного процесу. Втрата кінетичної енергії при гальмуванні повинна компенсуватися додатковими витратами енергії двигуна при подальшому розгоні машини. Однак, цим непродуктивні витрати потужності двигуна не обмежуються. Сучасні гальмівні системи відбирають частину потужності двигуна на привід джерел тиску (компресорів або гідронасосів) робочого тіла (повітря або рідини). Особливістю багатодискових гальм, що працюють в оливі, є наявність деякого гальмівного моменту при відключеному гальмі. Цей момент виникає як за рахунок контакту обертових гальмівних дисків і оливи, так і за рахунок потрапляння оливи в зазор між тілами пар тертя. Очевидно, що величина цього моменту тертя залежить від швидкості обертання ротора гальма, а значить – швидкості руху машини.

Таким чином, додаткова енергія, яку повинен реалізувати двигун для компенсації втрат при гальмуванні можна визначити як [37]

$$\Delta E_{\text{дог}} = \Delta E + A_1 + A_2 + A_3, \quad (10.16)$$

де ΔE – зміна енергії машини (кінетичної і потенційної);

A_1 – робота, що витрачається на включення гальм (завдання необхідного гальмівного моменту);

A_2 – робота, що витрачається на створення примусової циркуляції оливи при охолодженні фрикційних поверхонь;

A_3 – робота, що витрачається на подолання внутрішнього тертя в середовищі оливи при вимкнених гальмах.

Зміна повної енергії машини [37]

$$\Delta E = \Delta E_k + \Delta E_n = \frac{m \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2} \pm m \cdot g \cdot \Delta h, \quad (10.17)$$

де ΔE_k , ΔE_n – зміна кінетичної і потенційної компонент енергії машини;

V_1 ; V_2 – початкова і кінцева швидкості руху машин при гальмуванні;

m – повна маса машини;

g – прискорення вільного падіння;

Δh – зміна висоти положення машини над рівнем моря в процесі гальмування [37];

$$\Delta h = S_T \cdot \text{tg} \alpha \approx S_T \cdot \alpha, \quad (10.18)$$

де S_T – гальмівний шлях машини;

α – кут поздовжнього ухилу дороги ($\alpha > 0$ – при русі на підйомі, $\alpha < 0$ – при русі на спуску).

Вираз для зменшення кінетичної енергії ми запишемо у вигляді

$$\Delta E_k = m \cdot \Delta V \cdot (V_1 - 0,5 \cdot \Delta V), \quad (10.19)$$

де ΔV – зміна швидкості руху машини за час гальмування,

$$\Delta V = V_1 - V_2. \quad (10.20)$$

У разі наявності гідросилового гальмівного приводу без акумуляторів енергії, робота A_1 , що витрачається на включення гальм, залежить від часу гальмування. А при пневматичному гальмівному приводі, гідростатичному гальмівному приводі з вакуумним або гідровакуумним підсилювачами, гідросиловому гальмівному приводі з акумулятором енергії робота A_1 не залежить від часу гальмування. Тоді в спрощеному вигляді ми отримаємо

$$A_1 = N_0 \cdot C_\Sigma, \quad (10.21)$$

де N_0 – зусилля стиснення пакету фрикційних дисків;
 C_Σ – сумарний зазор між фрикційними дисками.

Робота A_2 , що здійснюється при прокачуванні оливи через багато-дискове гальмо, залежить від гідравлічного опору системи. При відсутності прокачування $A_2 = 0$.

Складову A_3 ми можемо зменшити за рахунок раціонального вибору рівня оливи в камерах гальм

$$A_3 = M_\partial \cdot \omega \cdot t, \quad (10.22)$$

де M_∂ – момент динамічний;
 ω – кутова швидкість ротора гальма,

$$M_{\delta} = \omega \cdot K_{\Gamma}, \quad (10.23)$$

де K_{Γ} – коефіцієнт пропорційності.

Підставивши вираз (10.23) в вираз (10.22) і перетворивши, ми отримаємо величину A_3 , що залежить від квадрата швидкості руху машини

$$A_3 = K_{\Gamma} \cdot \omega^2 \cdot t = K_{\Gamma} \cdot K \cdot V_1^2 \cdot t, \quad (10.24)$$

де K – коефіцієнт зв'язку між кутовою швидкістю ротора гальмівного механізму і швидкістю руху машини між гальмуваннями.

Визначимо роботу A_3 за час між двома суміжними гальмуваннями. Вираз (10.16) ми перетворимо до вигляду

$$\Delta E_{\delta s} = \Delta E \cdot \left(1 + \frac{A_1 + A_2}{\Delta E} + \frac{A_3}{\Delta E} \right) = \Delta E \cdot (1 + P + \Theta), \quad (10.25)$$

де P – питомі витрати енергії на управління гальмом (які включають витрати на прокачування оливи), $P = (A_1 + A_2) / \Delta E$;

Θ – наведені до одного гальмування питомі витрати енергії на подолання залишкового моменту гідравлічного опору, $\Theta = A_3 / \Delta E$.

Критерієм оцінки енергоперетворюючих властивостей гальмівного механізму може служити величина енергетичної передавальної функції гальмівної системи [37], що представляє собою величину, зворотну питомим витратам

$$F = \frac{1}{P} = \frac{\Delta E}{A_1 + A_2} = \frac{m \cdot [\Delta V \cdot (V_1 - 0,5 \cdot \Delta V) - g \cdot S_T \cdot \alpha]}{A_1 + A_2}. \quad (10.26)$$

Аналізуючи залежності (10.24) і (10.25), можна зробити наступні висновки [37]:

– при створенні прямого опору руху машини (без будь-яких пристосувань) $F=1$, $\Delta E_{ог} = 2 \cdot \Delta E$;

– при використанні гідродинамічних гальм або гальм – уповільнювачів інших типів, величина енергії на управління є близькою до нуля. В цьому випадку $F=\infty$, $\Delta E_{ог} = \Delta E$;

– при рекуперативному гальмуванні (з повним поверненням енергії машини на будь – які накопичувачі) $F=-1$, $\Delta E_{ог} = 0$.

Відповідно, питомі витрати енергії на управління можуть знаходитися в межах

$$-1 \leq P \leq 1. \quad (10.27)$$

Загальні питомі витрати енергії двигуна

$$\frac{\Delta E_{ог}}{\Delta E} = 1 + P + \Theta. \quad (10.28)$$

Очевидно, що найменші значення $\Delta E_{ог} / \Delta E$ буде при $\Theta=0$ і $P=1$.

Використання запропонованої методики дозволить проводити порівняння різних типів гальмівних систем з енергетичного критерію. При установці на колісні трактори малого класу багатодискових гальм, що працюють в оливі, необхідне проведення оцінки за енергетичними критеріями в кожному конкретному випадку.

10.5.3. Витрати потужності при відключеному гальмівному механізмі, зануреному в оливу

Визначимо втрати потужності при повному зануренні фрикційних дисків в оливу.

Сила в'язкості тертя T в рідині дорівнює [36]

$$T = \mu \cdot S \cdot \frac{dV}{dy}, \quad (10.29)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;
 S – площа тертя, м²;
 dV/dy – градієнт швидкості;
 V – швидкість рідини, м/с;
 y – відстань по осі абсцис, м.

Визначимо силу внутрішнього тертя в площині по осі y (рис. 10.12).

Проінтегрувавши рівняння (10.29) з межами інтегрування по y від 0 до h і по V від 0 до V , ми отримаємо

$$T_1 = \frac{\mu \cdot S \cdot V}{h}. \quad (10.30)$$

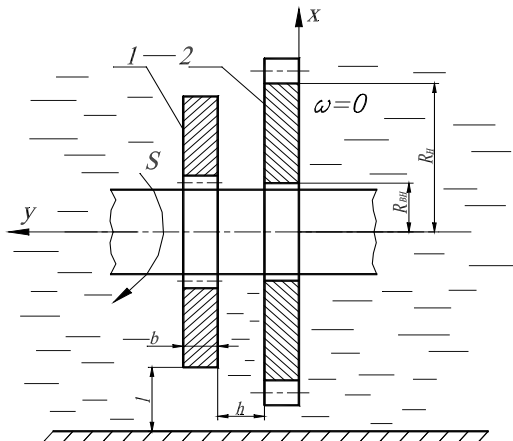


Рис. 10.12. Схема дискового гальма з фрикційними дисками, повністю зануреними в оливі

Швидкість елементарного об'єму рідини на радіусі R дорівнює

$$V = \omega \cdot R, \quad (10.31)$$

де ω – кутова швидкість обертання рухомого диска.

Площа тертя визначається за формулою [35]

$$dS = 2\pi \cdot R \cdot dR. \quad (10.32)$$

Підставимо вирази (10.31), (10.32) в рівняння (10.30) і, проінтегрувавши з межами інтегрування по R від $R_{\text{вн}}$ до R_n , ми отримаємо

$$T_1 = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot \omega \cdot (R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h}. \quad (10.33)$$

Момент сили внутрішнього тертя в оливі в площині по осі y нами визначається так

$$M_1 = T_1 \cdot \frac{R_n + R_{\text{вн}}}{2}. \quad (10.34)$$

Підставивши вираз (10.33) в вираз (10.34), ми отримаємо

$$M_1 = \frac{\mu \cdot \pi \cdot \omega \cdot (R_n + R_{\text{вн}}) \cdot (R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h}. \quad (10.35)$$

Визначимо сили тертя в площині по осі x .

Знайдемо силу тертя T_2 з рівняння [36]

$$T_2 \cdot dx = \mu \cdot S \cdot dV. \quad (10.36)$$

Проінтегруємо це рівняння з межами інтегрування по x від $R_{вн}$ до R_n і по V від $V_{вн}/2$ до $V_n/2$. Так як швидкість елементарного об'єму рідини на радіусі R змінюється на протязі ділянки h від 0 до V_R , то швидкість всього шару рідини на радіусі R приймаємо рівною середньому значенню цього інтервалу ($V_R/2$). Тоді ми отримаємо

$$T_2 \cdot (R_n - R_{вн}) = \frac{1}{2} \mu \cdot S \cdot (V_n - V_{вн}), \quad (10.37)$$

де V_n – швидкість елементарного об'єму рідини на зовнішньому радіусі диска R_n ;

$V_{вн}$ – швидкість елементарного об'єму рідини на внутрішньому радіусі диска $R_{вн}$.

В даному випадку площа тертя S є площею внутрішньої поверхні кільця радіусом $R = R_{cp}$, так як швидкість елементарної частинки рідини змінюється по радіусу від $V_{вн}$ до V_n , то площа кільця вважаємо на середньому радіусі [38]

$$S = 2\pi \cdot \left(\frac{R_n + R_{вн}}{2} \right) \cdot h. \quad (10.38)$$

Підставивши вирази (10.31) і (10.38) в (10.37) і провівши перетворення, ми отримаємо величину сили тертя T_2

$$T_2 = \frac{1}{2} \mu \cdot \pi \cdot \omega \cdot h \cdot (R_n + R_{вн}). \quad (10.39)$$

Момент сили внутрішнього тертя в маслі в площині по осі x при повному зануренні дисків нами визначається як

$$M_2 = T_2 \cdot \frac{R_n + R_{вн}}{2}. \quad (10.40)$$

Підставивши вираз (10.39) в вираз (2.40), ми отримаємо

$$M_2 = \frac{\mu \cdot \omega \cdot \pi \cdot h \cdot (R_n + R_{вн})^2}{4}. \quad (10.41)$$

Визначимо силу тертя T_3 між торцем диска, що обертається 1 і корпусом 2 (рис. 10.13)

$$T_3 = \frac{\mu \cdot S \cdot V_n}{l}, \quad (10.42)$$

де l – відстань між торцем диска, що обертається і корпусом гальмівного механізму, м.

Тоді ми отримаємо

$$T_3 = \frac{\mu \cdot \pi \cdot b \cdot \omega \cdot R_n^2}{l}, \quad (10.43)$$

де b – товщина диска, що обертається.

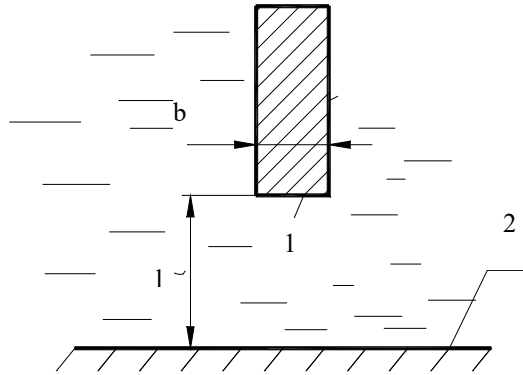


Рис. 10.13. Схема визначення сили тертя T_3 між торцем диска, що обертається і корпусом гальмівного механізму:
1 – торець диска, що обертається; 2 – корпус гальмівного механізму

Момент сили внутрішнього тертя в оливі між торцем диска, що обертається і корпусом гальмівного механізму при повному зануренні дисків в оливу нами визначається як

$$M_3 = T_3 \cdot R. \quad (10.44)$$

Підставивши вираз (10.43) в вираз (10.44), ми отримаємо

$$M_3 = \frac{\mu \cdot \pi \cdot \omega \cdot b \cdot R_n^3}{l}. \quad (10.45)$$

Сила опору обертанню в оливі валу гальмівного механізму T_4 незначна в порівнянні з іншими складовими сумарного опору обертанню фрикційних дисків, тому ми нею нехтуємо і вважаємо що $T_4 = 0$.

Момент сили тертя пари дисків нами визначається як

$$M = M_1 + M_2 + M_3. \quad (10.46)$$

Підставивши вирази (10.35), (10.41) і (10.45) в формулу (10.46), ми отримаємо [38]

$$M = \mu \cdot \pi \cdot \omega \cdot \left(\frac{(R_n + R_{вн})(R_n^3 - R_{вн}^3)}{3h} + \frac{1}{4}h(R_n + R_{вн})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.47)$$

Сумарна потужність втрат для повністю заповненого оливою корпусу нами визначається як

$$N_\Sigma = M \cdot n \cdot \omega, \quad (10.48)$$

де n – число пар поверхонь тертя.

Побудуємо графіки зміни витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків, повністю занурених у оливу, при зміні куткової швидкості обертання валу гальмівного механізму і при різній температурі, використовуючи вираз (10.48) (рис. 10.14). Графік побудований з урахуванням зміни динамічної в'язкості оливи при зміні температури.

Побудову графіків зробимо при наступних значеннях вихідних параметрів, що відповідають параметрам гальмівного механізму, на якому в подальшому будуть проводитися експериментальні дослідження:

- зовнішній радіус фрикційних дисків $R_n = 0,08$ м;
- внутрішній радіус фрикційних дисків $R_{вн} = 0,057$ м;
- товщина фрикційного диска $b = 0,003$ м;
- відстань між фрикційними дисками $h = 0,00035$ м;

- відстань від торця фрикційного диска до корпусу гальмівного механізму $l=0,005$ м;
- число пар поверхонь тертя $n=8$;
- динамічна в'язкість оливи ТАД 17і з урахуванням її зміни в залежності від температури, яка визначається за формулою [36]

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-\beta \cdot (T - T_0)}, \quad (10.49)$$

де μ, μ_0 – в'язкості при температурі T і T_0 ;
 β – коефіцієнт.

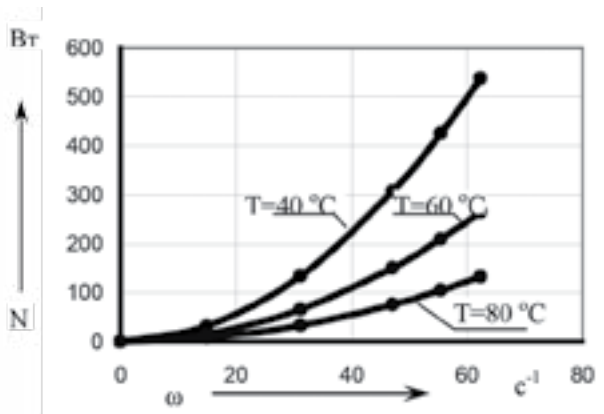


Рис. 10.14. Графіки залежності витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків, повністю занурених у оливу, від кутової швидкості обертання валу гальмівного механізму

Тоді динамічна в'язкість оливи ТАД 17і:

- при температурі $T=40^\circ\text{C}$, $\mu=0,128$ Па·с;
- при температурі $T=60^\circ\text{C}$, $\mu=0,063$ Па·с;
- при температурі $T=80^\circ\text{C}$, $\mu=0,031$ Па·с.

Аналіз графіка показує, що на величину витрат потужності при обертанні пакета фрикційних дисків у масляній ванні сильно впливає в'язкість оливи. Тому при підборі вітчизняних олив для використання в багатодискових гальмівних механізмах необхідно враховувати величини їх в'язкості при низьких температурах, а також величину індексу в'язкості. Також великий вплив на витрати потужності надає кутова швидкість обертання фрикційних дисків. Так при збільшенні кутової швидкості обертання в 2 рази з 30 с^{-1} до 60 с^{-1} , величина витрат потужності при температурі оливи 40°C збільшується з 125 Вт до 500 Вт, тобто в 4 рази. Таким чином, витрати потужності пропорційні квадрату кутової швидкості обертання фрикційних дисків. З умови зменшення витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків у розімкненому стані рекомендується встановлювати гальмівні механізми безпосередньо на колесі трактора до бортової передачі. Це забезпечить зниження кутової швидкості обертання пропорційно величині передавального відношення бортової передачі. На величину витрат потужності також роблять значний вплив габарити фрикційних дисків і зазор між ними.

Знаючи величину моменту опору обертанню дисків в масляно-му середовищі (10.47), розглянемо динаміку включення багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні, з двома обертовими і одним необертвовим дисками в пакеті. Склавши системи диференціальних рівнянь для кожного етапу включення гальмівного механізму (рис. 10.10, 10.11), використовуючи вирази (10.4), (10.13), (10.14) і вирішивши їх цифровим методом Рунге-Кутта з використанням ЕОМ, отримаємо графік зміни зазорів між фрикційними дисками h в часі під дією стискаючої сили F_n (рис. 10.15).

Побудову графіка зробимо при наступних значеннях вихідних параметрів, що відповідають параметрам гальмівного механізму, на якому в подальшому будуть проводитися експериментальні дослідження:

- маса натискного диска $m_1 = 1,5 \text{ кг}$;
- маса обертового фрикційного диска $m_2 = m_4 = 0,205 \text{ кг}$;
- маса необертового фрикційного диска $m_3 = 0,14 \text{ кг}$;
- середній діаметр шліців обертових дисків $d_2 = 0,086 \text{ м}$;

- середній діаметр шліців необертового диска $d_1 = 0,176$ м;
- коефіцієнт тертя в шліцах фрикційних дисків $\mu_1 = 0,06$;
- коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь дисків $\mu_2 = 0,08$;
- максимальна сила, що стискає пакет дисків $F_{н\max} = 10903$ Н;
- постійна часу, що характеризує кривизну експоненти наростання сили, що стискає пакет дисків, $B = 0,06514$, що відповідає $F_n = 0,9 \cdot F_{н\max}$ в момент часу $t = 0,15$ с;
- коефіцієнт жорсткості пружини розтискного механізму $C = 23700$ Н/м;
- кількість пружин розтискного механізму $k = 3$;
- динамічна в'язкість оливи ТАД 17і, $\mu = 0,128$ Па·с;
- щільність оливи $\rho = 880$ кг/м³;
- кутова швидкість обертання валу гальмівного механізму $\omega = 62,4$ с⁻¹.

Аналіз графіка показує, що перехід до тертя в режимі граничного змащення між фрикційними дисками відбувається значно раніше моменту досягнення натискною силою F_n свого максимального значення $F_{н\max} = 10903$ Н. Таким чином, час включення багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі, обумовлено тільки часом наростання тиску робочого тіла в приводі гальмівного механізму.

На рис. 10.16 представлена схема для визначення втрат на тертя в рідкому середовищі при рівні рідини на k (мм) вище осі обертання валу гальмівного механізму при $R_{вн} \leq k < R_n$.

Площа поверхні тертя визначимо по формулі [38]

$$dS = (2\pi - 2\beta) \cdot R \cdot dR, \quad (10.50)$$

де β – кут нахилу лінії, що проходить через точку перетину лінії рівня оливи з дугою, що проходить через центр ваги сегмента AmB

$$\beta = \arccos \frac{k}{OM}, \quad (10.51)$$

де OM – відстань від осі обертання диска до центра ваги сегмента AmB .

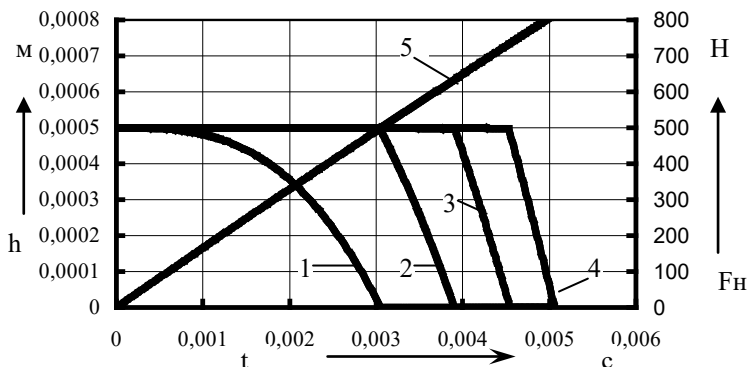


Рис. 10.15. Зміна сили, що стискає пакет фрикційних дисків, зазорів між фрикційними дисками в часі при включенні багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі, з двома обертовими і одним необертвовим дисками в пакеті: 1 – крива зміни в часі зазору між натискним і першим від натискного обертовим диском; 2 – крива зміни в часі зазору між першим від натискного обертовим диском і необертвовим диском; 3 – крива зміни в часі зазору між необертвовим диском і другим від натискного обертовим диском; 4 – крива зміни в часі зазору між другим від натискного обертовим диском і упорним диском; 5 – крива зміни в часі сили F_n , що стискає пакет фрикційних дисків

Згідно [38]

$$OM = \frac{4R_n \cdot \sin^3 \alpha}{3 \cdot (2\alpha - \sin(2\alpha))}, \quad (10.52)$$

де

$$\alpha = \arccos \frac{k}{R_n}. \quad (10.53)$$

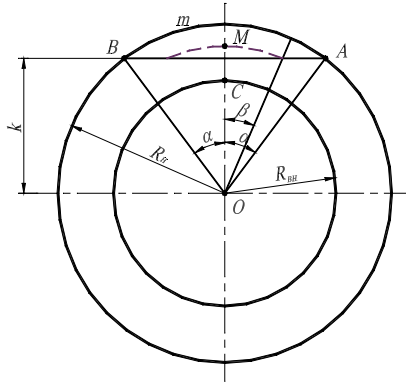


Рис. 10.16. Схема для визначення втрат на тертя в рідкому середовищі при рівні оливи на k (мм) вище осі обертання валу гальмівного механізму при $R_{\text{вн}} \leq k < R_n$

Тоді підставивши вираз (10.52) в вираз (10.53), ми отримаємо

$$\beta = \arccos \frac{3 \cdot k \cdot (2 \cdot \alpha - \sin(2 \cdot \alpha))}{4 \cdot R_n \cdot \sin^3 \alpha}. \quad (10.54)$$

Підставивши вираз (10.31), (10.50) в рівняння (10.30) і, проінтегрувавши з межами інтегрування по R від $R_{\text{вн}}$ до R_n , ми отримаємо

$$T_1 = \frac{(2\pi - 2\beta) \cdot \mu \cdot \omega \cdot (R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h}. \quad (10.55)$$

Підставивши вираз (10.55) в вираз (10.34), ми отримаємо

$$M_1 = \frac{\mu \cdot (\pi - \beta) \cdot \omega \cdot (R_n + R_{\text{вн}}) \cdot (R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h}. \quad (10.56)$$

Визначимо сили тертя в площині по осі x .

Формула (10.38) визначення площі тертя S перетворюється нами наступним чином

$$S = (2\pi - 2\beta) \cdot \left(\frac{R_n + R_{\text{вн}}}{2} \right) \cdot h. \quad (10.57)$$

Підставивши вирази (10.31) і (10.57) в (10.37) і провівши перетворення, ми отримаємо величину сили тертя T_2

$$T_2 = \frac{1}{2} \mu \cdot (\pi - \beta) \cdot \omega \cdot h \cdot (R_n + R_{\text{вн}}). \quad (10.58)$$

Підставивши вираз (10.58) в вираз (10.40), ми отримаємо

$$M_2 = \frac{\mu \cdot \omega \cdot (\pi - \beta) \cdot h \cdot (R_n + R_{\text{вн}})^2}{4}. \quad (10.59)$$

Визначимо силу внутрішнього тертя в оливі T_3 між торцем диска, що обертається і корпусом. Формула (10.43) для даного випадку набуде вигляду

$$T_3 = \frac{\mu \cdot (\pi - \beta) \cdot b \cdot \omega \cdot R_n^2}{l}. \quad (10.60)$$

Момент сили внутрішнього тертя в оливі між торцем диска, що обертається і корпусом гальмівного механізму при рівні оливи на k мм вище осі обертання валу гальмівного механізму і при $R_{\text{вн}} \leq k < R_n$, ми визначимо, підставивши вираз (10.60) в вираз (10.44)

$$M_3 = \frac{\mu \cdot (\pi - \beta) \cdot \omega \cdot b \cdot R_n^3}{l}. \quad (10.61)$$

Підставивши вирази (10.56), (10.59) і (10.61) в формулу (10.46), отримаємо вираз для визначення моменту сили тертя пари дисків при рівні оливи на k мм вище осі обертання валу гальмівного механізму і при $R_{\text{вн}} \leq k < R_n$ [38]

$$M = \mu \cdot (\pi - \beta) \cdot \omega \cdot \left(\frac{(R_n + R_{\text{вн}})(R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{\text{вн}})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.62)$$

Підставивши вираз (10.62) в вираз (10.48), ми отримаємо формулу для визначення сумарної потужності втрат при рівні оливи на k мм вище осі обертання валу гальмівного механізму і при $R_{\text{вн}} \leq k < R_n$,

$$N_\Sigma = \mu \cdot (\pi - \beta) \cdot n \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{(R_n + R_{\text{вн}})(R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{\text{вн}})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.63)$$

Момент сили тертя пари дисків при рівні оливи на k мм нижче осі обертання валу гальмівного механізму (рис. 10.17) нами визначається як

$$N_{\Sigma} = \mu \cdot (\pi - \beta) \cdot n \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{(R_n + R_{вн})(R_n^3 - R_{вн}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{вн})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.64)$$

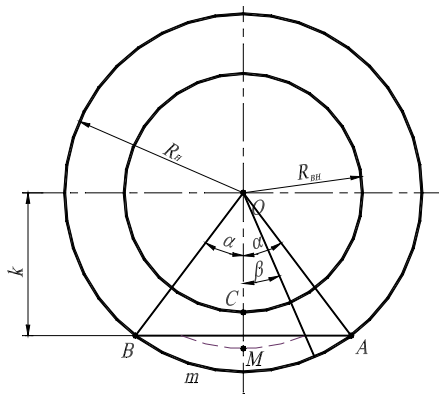


Рис. 10.17. Схема для визначення втрат на тертя в рідкому середовищі при рівні оливи на k (мм) нижче осі обертання валу гальмівного механізму при $R_{вн} \leq k < R_n$

Сумарна потужність втрат при рівні оливи на k мм нижче осі обертання валу гальмівного механізму і при $R_{вн} \leq k < R_n$ нами визначається як

$$N_{\Sigma} = \mu \cdot \beta \cdot n \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{(R_n + R_{вн})(R_n^3 - R_{вн}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{вн})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.65)$$

Побудуємо графіки зміни витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків, при зміні кутової швидкості обертання валу галь-

мівного механізму і зміні рівня масла в корпусі гальмівного механізму при $R_{\text{вн}} \leq k < R_{\text{н}}$, використовуючи вирази (10.63), (10.65) (рис. 10.18). Графіки побудовані при значеннях вихідних параметрів, застосованих при побудові графіка на рис. 10.14 і при температурі оливи ТАД 17і 40°C.

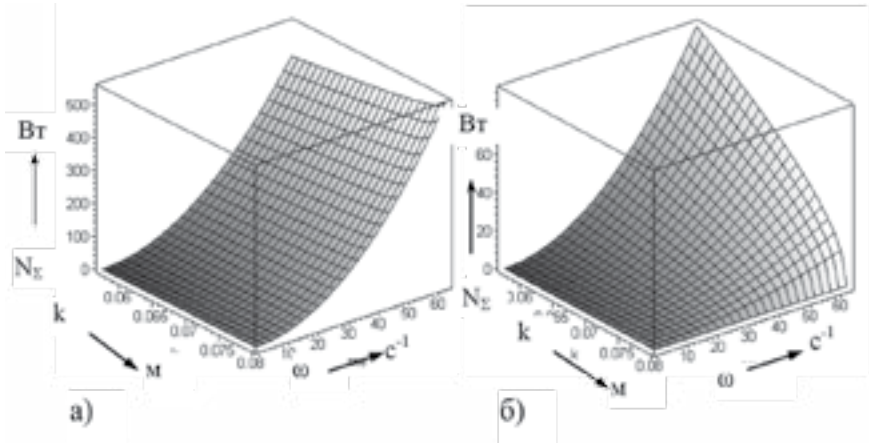


Рис. 10.18. Графіки залежності витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків від кутової швидкості обертання валу і рівня оливи в корпусі гальмівного механізму: а) при рівні оливи на k (мм) вище осі обертання валу гальмівного механізму при $R_{\text{вн}} \leq k < R_{\text{н}}$; б) при рівні оливи на k (мм) нижче осі обертання валу гальмівного механізму при $R_{\text{вн}} \leq k < R_{\text{н}}$

Визначимо втрати потужності при рівні оливи на k мм не збігається з віссю обертання валу фрикційних дисків і при $k < R_{\text{н}}$.

Площа поверхні тертя (рис. 10.19) визначимо за формулою [35]

$$dS = (2\pi - 2\beta') \cdot R \cdot dR, \quad (10.66)$$

де β' – кут нахилу лінії, що проходить через середину відрізка $A'A$.

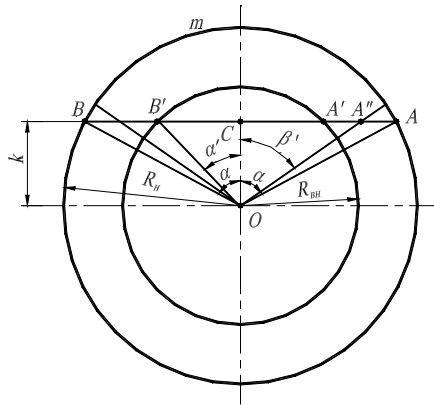


Рис. 10.19. Схема для визначення втрат на тертя в рідкому середовищі при рівні оливи на k (мм) вище осі обертання валу гальмівного механізму при $k < R_n$

Визначимо геометричні параметри

$$AC = \sin \alpha \cdot R_n; \quad (10.67)$$

$$A'C = \sin \alpha' \cdot R_{\text{вн}}, \quad (10.68)$$

де

$$\alpha' = \arccos \frac{k}{R_{\text{вн}}}; \quad (10.69)$$

$$A'A = \frac{AC - A'C}{2}. \quad (10.70)$$

Підставивши вирази (10.67), (10.68) в вираз (10.70), ми отримаємо

$$A'A = \frac{\sin \alpha \cdot R_n - \sin \alpha' \cdot R_{\text{вн}}}{2}; \quad (10.71)$$

$$CA'' = \sin \alpha' \cdot R_{\text{вн}} + \frac{\sin \alpha \cdot R_n - \sin \alpha' \cdot R_{\text{вн}}}{2}. \quad (10.72)$$

Тоді кут β' нами визначається за формулою

$$\beta' = \arctg \left(\frac{\sin \alpha' \cdot R_{\text{вн}} + \frac{\sin \alpha \cdot R_n - \sin \alpha' \cdot R_{\text{вн}}}{2}}{k} \right). \quad (10.73)$$

Виходячи з виразів (10.64), (10.65) і вирази (10.73), ми отримаємо вираз для визначення моменту сили тертя пари дисків при рівні оливи на k мм вище осі обертання валу гальмівного механізму і при $k < R_n$ [38]

$$M = \mu \cdot (\pi - \beta') \cdot \omega \cdot \left(\frac{(R_n + R_{\text{вн}})(R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{\text{вн}})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.74)$$

Підставивши вираз (10.74) в вираз (10.48), ми отримаємо формулу для визначення сумарної потужності втрат при рівні оливи на k мм вище осі обертання валу гальмівного механізму і при $k < R_n$,

$$N_{\Sigma} = \mu \cdot (\pi - \beta') \cdot n \cdot \omega^2 \left(\frac{(R_n + R_{\text{вн}})(R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{\text{вн}})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.75)$$

Момент сили внутрішнього тертя в оливі пари дисків при рівні оливи на k (мм) нижче осі обертання валу гальмівного механізму і при $k < R_n$, нами визначається за формулою

$$M = \mu \cdot \beta' \cdot \omega \cdot \left(\frac{(R_n + R_{\text{вн}})(R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{\text{вн}})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.76)$$

Сумарна потужність втрат при рівні оливи на k мм нижче осі обертання валу гальмівного механізму і при $k < R_n$, нами визначається як

$$N_{\Sigma} = \mu \cdot \beta' \cdot n \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{(R_n + R_{\text{вн}})(R_n^3 - R_{\text{вн}}^3)}{3h} + \frac{1}{4} h \cdot (R_n + R_{\text{вн}})^2 + \frac{b \cdot R_n^3}{l} \right). \quad (10.77)$$

Побудуємо графіки зміни витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків, при зміні кутової швидкості обертання валу гальмівного механізму і зміні рівня оливи в корпусі гальмівного механізму при $k < R_n$, використовуючи вирази (10.75), (10.77) (рис. 10.20).

Графіки побудовані при значеннях вихідних параметрів, застосованих при побудові графіка на рис 10.14 і при температурі оливи ТАД 17і 40°C.

Таким чином, домогтися зниження витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків доцільно зниженням рівня оливи в корпусі гальмівного механізму.

Побудуємо графік зміни витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків, повністю занурених у оливу, при зміні рівня оливи в корпусі гальмівного механізму, використовуючи вирази (10.48), (10.63), (10.65), (10.75), (10.77) (рис. 10.21).

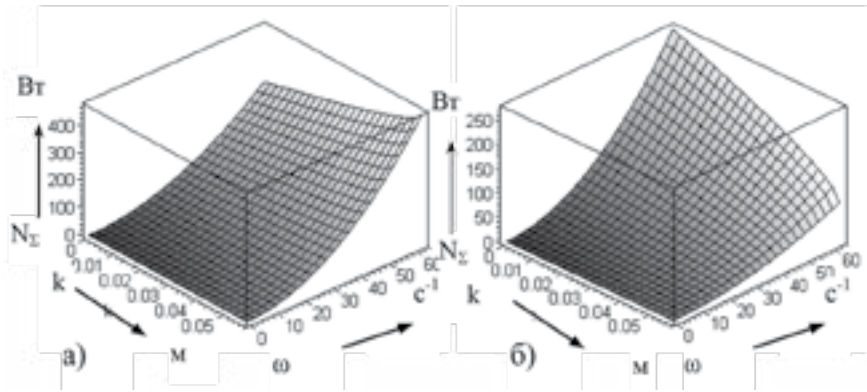


Рис. 10.20. Графіки залежності витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків від кутової швидкості обертання валу і рівня оливи в корпусі гальмівного механізму: а) при рівні оливи на k (мм) вище осі обертання валу гальмівного механізму при $k < R_n$; б) при рівні оливи на k (мм) нижче осі обертання валу гальмівного механізму при $k < R_n$

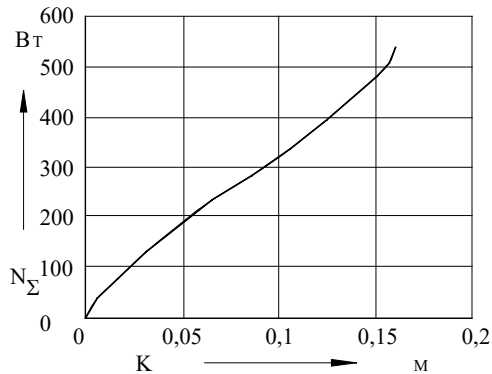


Рис. 10.21. Графік залежності витрат потужності на обертання пакета фрикційних дисків від рівня оливи в корпусі гальмівного механізму

Графік побудований при значеннях вихідних параметрів, застосованих при побудові графіка на рис. 10.14 і при температурі оливи 40°C.

Аналізуючи отриманий графік, відзначаємо, що інтенсивність наростання витрат потужності на подолання опору обертанню пакета фрикційних дисків у масляній ванні вище при збільшенні рівня оливи в діапазоні $R_{ен} \leq k < R_n$.

10.5.4. Витрати потужності на примусове прокачування оливи

Потужність насосу для примусового прокачування оливи [36]

$$N_n = M_n \cdot \omega_n = Q_n \cdot P_n / \eta_n, \quad (10.78)$$

де M_n – момент на валу насосу;
 ω_n – кутова швидкість обертання валу насосу;
 Q_n – витрата оливи;
 P_n – тиск насосу;
 η_n – коефіцієнт корисної дії насосу.

Втрати на тертя при прокачуванні оливи через підвідну магістраль за формулою Вейсбаха–Дарсі [36]

$$P_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2}, \quad (10.79)$$

де λ – коефіцієнт втрат на тертя;
 d – діаметр підвідної магістралі;
 V – швидкість оливи в магістралі, що підводить.

Визначимо коефіцієнт втрат на тертя в трубопроводі для ламінарного і турбулентного течій.

Для ламінарної течії [36]:

$$\lambda_n = \frac{64}{R_e}, \quad (10.80)$$

де R_e – число Рейнольдса.

Для турбулентної течії [36]:

$$\lambda_T = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R_e}}. \quad (10.81)$$

Таким чином, момент на валу дорівнює:

– для ламінарної течії [38]:

$$M_n = \frac{64 \cdot Q_n}{R_e} \cdot \frac{l \cdot Q^2 \cdot \rho}{d \cdot 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)^2 \cdot \omega_n \cdot \eta_n}; \quad (10.82)$$

$$M_n = \frac{512 \cdot l \cdot \rho \cdot Q_n^3}{R_e \cdot d^5 \cdot \pi^2 \cdot \omega_n \cdot \eta_n}; \quad (10.83)$$

– для турбулентної течії [36]:

$$M_T = \frac{0,316 \cdot Q_n}{\sqrt[4]{R_e}} \cdot \frac{l \cdot Q^2 \cdot \rho}{d \cdot 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)^2 \cdot \omega_n \cdot \eta_n}; \quad (10.84)$$

$$M_T = \frac{2,528 \cdot l \cdot \rho \cdot Q_n^3}{\sqrt[4]{R_e \cdot d^5 \cdot \pi^2 \cdot \omega_n \cdot \eta_n}}. \quad (10.85)$$

Таким чином, при використанні багатодискових гальмівних механізмів, що працюють в оливі, потужність двигуна частково витрачається на подолання опору обертання фрикційних дисків в масляній ванні або на примусове прокачування оливи. На величину цих витрат потужності впливають як геометричні розміри гальмівних дисків, їх кількість, так і окружна швидкість обертання дисків. Так само важливо враховувати властивості оливи, тобто зміну динамічної в'язкості і вплив температури. З огляду на наведене вище, при проектуванні нових багатодискових гальм, що працюють в оливі, слід мінімізувати втрати на тертя шляхом раціонального вибору перелічених вище параметрів.

РОЗДІЛ 11. МЕТОДИКА ВИБОРУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ПАР БАГАТОДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

11.1. Визначення вагових і потужнісних параметрів колісних тракторів, що входять в модельний ряд, за результатами статистичного дослідження

На початковій стадії проектування уніфікованого багатодискового гальмівного механізму можливе використання результатів статистичного дослідження зміни основних параметрів тракторів, що входять в модельний ряд фірм-виробників.

Проведено дослідження зміни максимальної потужності, максимального крутильного моменту двигунів тракторів і повної маси тракторів модельного ряду. Дослідження проводилося з використанням даних, наведених в каталогах сільськогосподарських колісних тракторів [4, 5].

Гістограми зміни потужності двигунів тракторів модельного ряду фірм-виробників представлені на рис. 11.1 і 11.2. Згідно з отриманими даними можна зробити наступні висновки. У фірми Belarus модельний ряд досить малий і зміна потужності двигунів тракторів є відносно невеликою і нестабільною. Однак для підвищення конкурентоспроможності на ринку потужність двигунів тракторів підвищується. Фірма Case-ІН має велику гаму тракторів, максимальна потужність двигунів яких змінюється від 26 до 169 кВт. Величина зміни потужності досить стабільна у тракторів з потужністю двигуна в діапазоні 33–92 кВт. Модельний ряд тракторів фірми Daimler-Benz не надто великий. Однак максимальна потужність двигунів змінюється в широких межах (38–125 кВт), що дозволяє фірмі задовольняти запити споживачів. Це призводить до великої, але нестабільної зміни потужності від моделі до моделі (8–25 кВт).

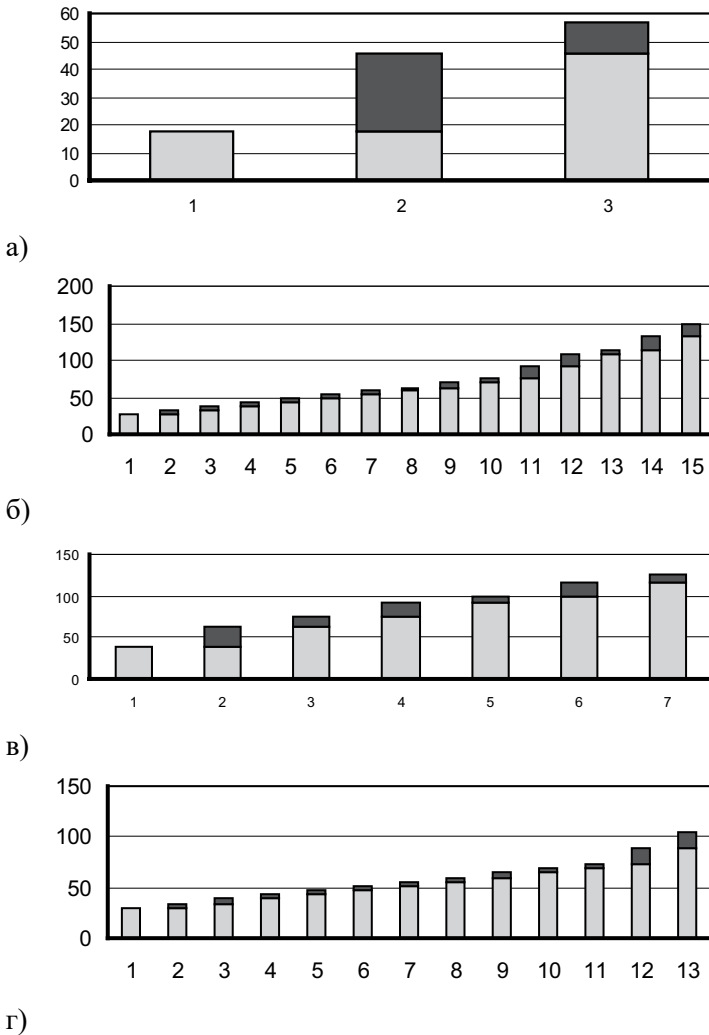


Рис. 11.1. Зміна потужності двигунів тракторів модельного ряду фірм-виробників: а) Belarus; б) Case-IH; в) Daimler-Benz; г) Deutz-Fahr; ■ – збільшення потужності двигуна трактора в порівнянні з двигуном трактора попередньої моделі ряду; ■ – потужність двигуна трактора

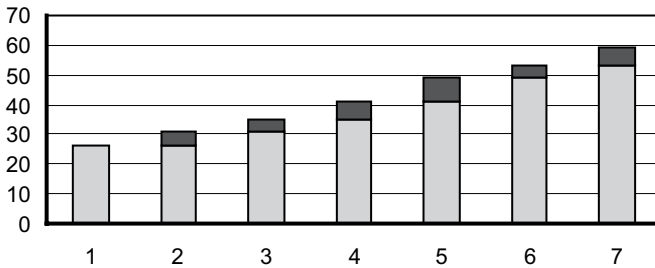


Рис. 11.2. Зміна потужності двигунів тракторів модельного ряду фірми Eicher: ■ – збільшення потужності двигуна трактора в порівнянні з двигуном трактора попередньої моделі ряду; ■ – потужність двигуна трактора

Фірма Deutz-Fahr має широку гаму тракторів з максимальною потужністю двигуна 29–105 кВт зі зміною потужності від моделі до моделі 4–8 кВт. У фірмі Eicher модельний ряд тракторів невеликий (максимальна потужність двигунів змінюється в межах 26–59 кВт). Зміна потужності від моделі до моделі становить 4–8 кВт.

Гістограми зміни крутильного моменту двигунів тракторів модельного ряду фірм-виробників представлені на рис. 11.3 і 11.4. Максимальний крутильний момент двигунів тракторів фірми Belarus змінюється в межах 110–298 Н·м. Зміна потужності є дуже нестабільною. У фірмі Case-ІН, що має широку гаму моделей, максимальний крутильний момент двигунів тракторів змінюється в межах 147–940 Н·м. Зміна крутильного моменту збільшується від 25 Н·м на початку модельного ряду до 200 Н·м в кінці. Максимальний крутильний момент двигунів тракторів фірми Daimler-Benz змінюється в межах 137–560 Н·м. На відміну від фірми Case-ІН зміна крутильного моменту зменшується від 125 Н·м на початку модельного ряду до 20 Н·м в кінці.

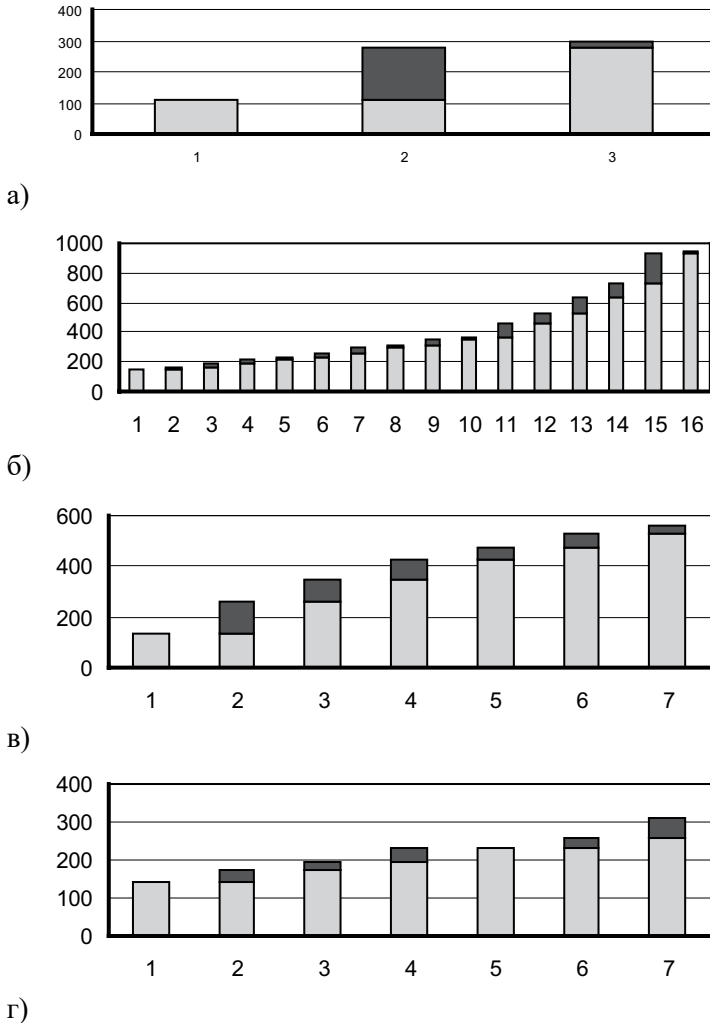


Рис. 11.3. Зміна крутильного моменту двигунів тракторів модельного ряду фірм-виробників: а) Belarus; б) Case-IH; в) Daimler-Benz; г) Deutz-Fahr;
 – збільшення крутильного моменту двигуна трактора в порівнянні з двигуном трактора попередньої моделі ряду;
 – крутильний момент двигуна трактора

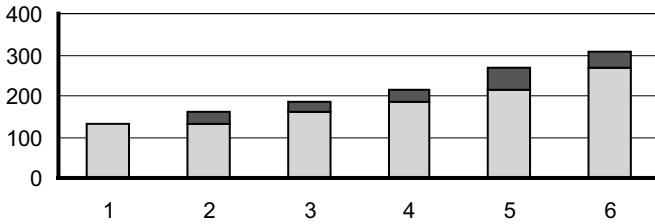


Рис. 11.4. Зміна крутильного моменту двигунів тракторів модельного ряду фірми Eicher: ■ – збільшення крутильного моменту двигуна трактора в порівнянні з двигуном трактора попередньої моделі ряду; □ – крутильний момент двигуна трактора

Фірма Deutz-Fahr має широкую гаму тракторів з максимальним обертовим моментом від 142 Н·м до 311 Н·м. Зміна крутильного моменту є нестабільною і варіюється в межах 5–50 Н·м. Аналогічна ситуація спостерігається і в фірмі Eicher. Максимальний крутильний момент двигунів тракторів змінюється від 132 Н·м до 306 Н·м. Зміна крутильного моменту є нестабільною і варіюється в межах 20–58 Н·м.

Гістограми зміни повної маси тракторів модельного ряду фірм-виробників представлені на рис. 11.5. У фірмі Belarus, як і в фірмі Eicher, у різних моделей тракторів однакова експлуатаційна маса. Зміна повної маси тракторів фірми Case-ІН незначна на початку модельного ряду і досягає 750 кг в кінці ряду. Аналогічна ситуація спостерігається в фірмі Deutz-Faur. Повна маса тракторів фірми Daimler-Benz змінюється від 1200 до 1800 кг.

Проведене автором статистичне дослідження дозволило виявити загальні закономірності побудови модельних рядів колісних тракторів різних фірм-виробників. Це дозволить в подальшому перейти до побудови перспективних модельних рядів тракторів вітчизняних заводів-виробників.

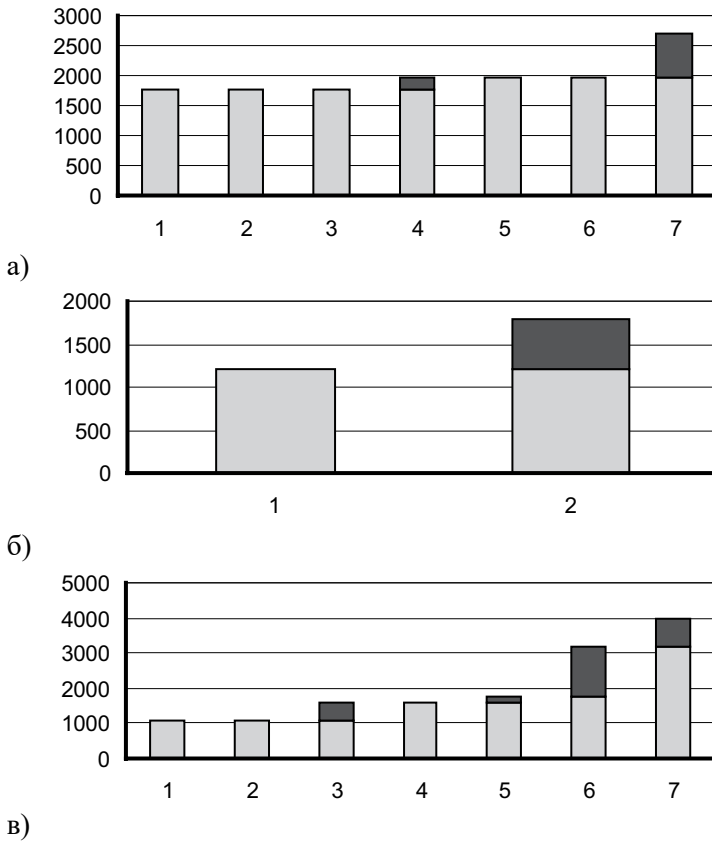


Рис. 11.5. Зміна повної маси тракторів модельного ряду фірм-виробників: а) Case-IH; б) Daimler-Benz; в) Deutz-Fahr; ■ – збільшення повної маси трактора в порівнянні з трактором попередньої моделі; □ – повна маса попередньої моделі трактора модельного ряду

11.2. Методика розрахунку уніфікованих фрикційних пар для багатодискових гальмівних механізмів колісних тракторів, що входять до модельного ряду

Для визначення основних параметрів гальмівного механізму з уніфікованими фрикційними дисками, що застосовується на тракторах модельного ряду фірми-виробника, нами розроблена послідовність операцій, схема якої представлена на рис. 11.6 [39].

Модельний ряд тракторів розбивається на кілька діапазонів, всередині яких на тракторах застосовуються гальмівні механізми з одним типорозміром фрикційних дисків. Зовнішній діаметр дисків в гальмівному механізмі визначається найменшим діаметром обода задніх коліс тракторів модельного ряду.

Гальмівний момент, реалізований за умовою зчеплення коліс з дорогою, визначається за відомою формулою [17, 40]

$$M_{T_1} = \frac{\varphi \cdot R_z \cdot r}{2 \cdot U_o}, \quad (11.1)$$

де φ – максимальний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

R_z – вертикальна реакція на задніх колесах трактора при максимальному навантаженні при гальмуванні, Н [40];

r – динамічний радіус колеса, м;

U_o – передаточне число бортової передачі;

$$R_z = G \cdot \left[\left(1 - \frac{b}{l} \right) - \varphi \cdot m_x \cdot \frac{h}{l} \right], \quad (11.2)$$

де G – максимальна вага трактора, Н [40];

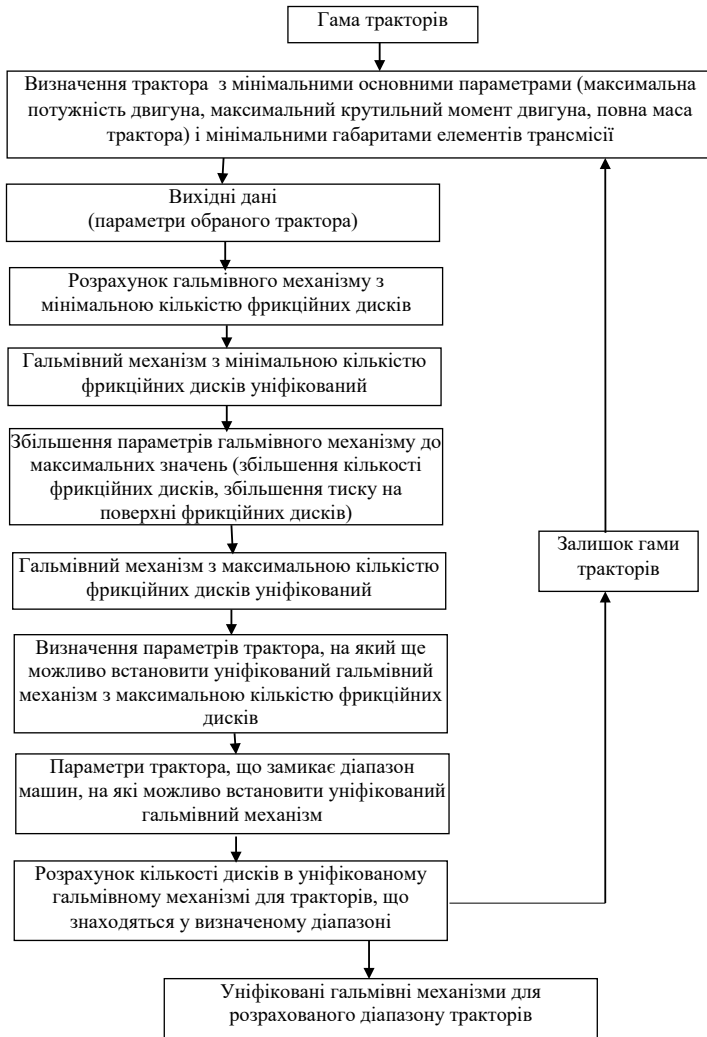


Рис. 11.6. Схема послідовності операцій при розрахунку багатодискового гальмівного механізму з уніфікованими фрикційними дисками для модельного ряду тракторів

$$G = M \cdot g, \quad (11.3)$$

де M – повна маса трактора, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

b – горизонтальна координата центру мас трактора (від осі задніх коліс), м;

l – поздовжня колісна база, м;

h – висота центру мас трактора, м;

m_x – коефіцієнт використання зчпної ваги при гальмуванні тільки задніми колесами

$$m_x = \frac{1 - \frac{b}{l}}{1 + \varphi \cdot \frac{h}{l}}. \quad (11.4)$$

Гальмівний момент, обумовлений умовою утримання трактора на поздовжньому ухилі $\alpha_{\max} = 20^\circ$, визначається відомою залежністю [40]

$$M_{T_2} = \frac{G \cdot r \cdot \sin \alpha_{\max}}{2 \cdot U_6}. \quad (11.5)$$

Гальмівний момент, реалізований на максимальному ухилі з умови максимального зчеплення коліс з дорогою, може бути визначений відомої залежністю [40]

$$M_{T_2 \text{ реал.}} = \frac{\varphi \cdot R_z \cdot r \cdot \cos \alpha_{\max}}{2 \cdot U_6}. \quad (11.6)$$

Якщо $M_{T_{2real}} \geq M_{T_1}$, то не виконується умова утримання трактора на максимальному поздовжньому ухилі, тоді на цей трактор необхідно встановити гальмівні механізми на обох осях.

Якщо $M_{T_{2real}} \geq M_{T_1}$, то з двох моментів, отриманих за формулами (11.1) і (11.5), обираємо найбільший $M_{T_{max}}$.

Визначаємо усталене уповільнення трактора, що розвивається при гальмуванні за формулою [17, 40]

$$j_{уст} = \frac{2 \cdot M_{T_{max}} \cdot U_6}{r \cdot M}. \quad (11.7)$$

Якщо

$$j_{уст} < \lfloor j_{уст} \rfloor, \quad (11.8)$$

де $\lfloor j_{уст} \rfloor$ – нормативна величина усталеного уповільнення трактора при гальмуванні,

то необхідно встановлювати гальмівні механізми на обох осях трактора.

Якщо

$$j_{уст} \geq \lfloor j_{уст} \rfloor, \quad (11.9)$$

то перераховуємо необхідний гальмівний момент для забезпечення $\lfloor j_{уст} \rfloor$ за формулою

$$M'_T = \frac{\lfloor j_{уст} \rfloor}{j_{уст}} \cdot M_{T_{max}}. \quad (11.10)$$

Зусилля, необхідне для стиснення пакету дисків з урахуванням втрат на тертя в шліцах визначено нами в роботі [39]

$$N_0 = \frac{M'_T \cdot \mu_1 \cdot (1 + k_r)}{R_n \cdot \left(1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+k_r)^2}{2k_r}} \right)}, \quad (11.11)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між поверхнями гальмівних дисків і направляючими;

z – число пар поверхонь тертя гальма;

k_r – коефіцієнт, що враховує геометричні параметри диска;

μ – коефіцієнт тертя між фрикційними поверхнями гальмівних дисків;

R_n – зовнішній радіус фрикційного диска;

$$k_r = R_n / R_{вн}, \quad (11.12)$$

де R_n – зовнішній радіус фрикційного диска;

$R_{вн}$ – внутрішній радіус фрикційного диска.

Величина зовнішнього радіуса фрикційного диска визначається габаритами трансмісії першого трактора модельного ряду.

Як впливає з роботи М.А. Подригало [40], тиск P_r на радіусі R на першому диску буде максимальним

$$P_{r_{\max}} = \frac{N_0}{\pi \cdot R^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r} \right)}. \quad (11.13)$$

З формули (11.13) можемо визначити максимальний тиск на внутрішньому радіусі

$$P_{\text{внр max}} = \frac{N_0}{\pi \cdot R_{\text{вн}}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r}\right)}. \quad (11.14)$$

Якщо $P_{r \text{ max}} \geq [P_r]$, необхідно додати один фрикційний диск і перерахувати P_r .

Далі визначаємо верхню межу діапазону тракторів, на які можна встановити гальмівний механізм з уніфікованими фрикційними дисками, збільшуючи кількість пар поверхонь тертя і силу, яка їх стискає.

Задаємо максимальний тиск на фрикційній поверхні першої пари поверхонь тертя (рахуючи від натискного диска) на внутрішньому радіусі $P''_{r \text{ max}} < [P_r]$. Визначаємо силу, необхідну для стиснення пар поверхонь тертя з формули (11.13)

$$N''_0 = P''_{r \text{ max}} \cdot \pi \cdot R_{\text{вн}}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r}\right). \quad (11.15)$$

Визначаємо максимальний гальмівний момент з урахуванням втрат на тертя в шліцах, який розвивається гальмівним механізмом з максимальним числом уніфікованих пар поверхонь тертя, яке обмежуємо десятьма ($z=10$). З рівняння (11.11)

$$M''_T = \frac{N''_0 \cdot R_n \cdot \left(1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+k_r)^2}{2k_r}}\right)}{\mu_1 \cdot (1+k_r)}. \quad (11.16)$$

Приймаємо уповільнення трактора при гальмівному моменті M'' рівним $[j_{\text{уст}}]$.

Максимальне усталене уповільнення трактора, який обмежує діапазон тракторів з гальмом, що має уніфіковані фрикційні диски, яке

можна отримати з умови зчеплення коліс з дорогою, визначаємо за формулою

$$j''_{уст} = \frac{P_{T_{max}}}{M_{max}}, \quad (11.17)$$

де $P_{T_{max}}$ – гальмівна сила на колесах задньої осі;

M_{max} – повна маса трактора, який обмежує діапазон тракторів з уніфікованими фрикційними дисками.

Очевидно, що

$$P_{T_{max}} = \frac{2 \cdot M''_{T_{max}} \cdot U_{\delta_{max}}}{r_{max}}, \quad (11.18)$$

де M''_{max} – максимальний гальмівний момент, з умови зчеплення коліс з дорогою або з умови утримання трактора на позовжньому ухилі α_{max} ;

$U_{\delta_{max}}$ – передавальне число бортової передачі трактора, що замикає діапазон тракторів з уніфікованими фрикційними дисками;

r_{max} – динамічний радіус колеса трактора, що замикає діапазон тракторів з уніфікованими фрикційними дисками.

Співвідношення M'' і $[j_{уст}]$ з M''_{max} і $j''_{уст}$ визначається за формулою

$$\frac{M''_T}{[j_{уст}]} = \frac{M''_{T_{max}}}{j''_{уст}}. \quad (11.19)$$

Підставимо вираз (11.18) в вираз (11.17) і результат підставимо в рівняння (11.19). Отримаємо [39]

$$\frac{M_T''}{[j_{yct}]} = \frac{M_{T_{\max}}'' \cdot M_{\max} \cdot r_{\max}}{2 \cdot M_{T_{\max}}'' \cdot U_{\delta_{\max}}}. \quad (11.20)$$

Перетворивши, отримаємо

$$\frac{M_T''}{[j_{yct}]} = \frac{M_{\max} \cdot r_{\max}}{2 \cdot U_{\delta_{\max}}}, \quad (11.21)$$

звідки отримуємо параметри трактора (повна маса, радіус колеса, передаточне число бортової передачі), на який ще можливо встановити гальмівний механізм з уніфікованими фрикційними дисками

$$\frac{M_{\max} \cdot r_{\max}}{U_{\delta_{\max}}} = \frac{M_T'' \cdot 2}{[j_{yct}]}. \quad (11.22)$$

Підставивши формулу (11.16) в формулу (11.22), отримаємо характеристики трактора, який обмежує діапазон тракторів, що мають гальмівний механізм з уніфікованими фрикційними дисками [39]

$$\frac{M_{\max} \cdot r_{\max}}{U_{\delta_{\max}}} = 2 \cdot \frac{N_0'' \cdot R_n \cdot \left(1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+k_r)^2}{2k_r}} \right)}{[j_{yct}] \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)}. \quad (11.23)$$

Аналогічно визначаємо наступний діапазон тракторів, на які можна встановити гальмівний механізм з уніфікованими фрикційними дисками, з великим зовнішнім діаметром фрикційних дисків, обумовленим габаритами трансмісії трактора модельного ряду, який знаходиться після останньої машини в першому діапазоні. В тракторах, які знаходяться в першому діапазоні, визначаємо необхідну

кількість пар поверхонь тертя, що забезпечує необхідний гальмівний момент.

Гальмівний момент, що розвивається гальмом i -го трактора діапазону з урахуванням тертя в шліцах за аналогією з отриманим нами раніше виразом (11.16)

$$M'_{T_i} = N''_0 \cdot R_H \cdot \frac{1}{\mu_1 \cdot (1 + K_r)} \cdot \left[1 - e^{\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot Z_i \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r} \right)} \right], \quad (11.24)$$

де z_i – число фрикційних дисків гальма i -го трактора діапазону.

Проводимо ряд перетворень

$$1 - e^{\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot Z_i \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r} \right)} = \frac{M'_{T_i} \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)}{N''_0 \cdot R_H}; \quad (11.25)$$

$$e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot Z_i \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r}} = 1 - \frac{M'_{T_i} \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)}{N''_0 \cdot R_H}; \quad (11.26)$$

$$\ln e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot Z_i \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r}} = \ln \left(1 - \frac{M'_{T_i} \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)}{N''_0 \cdot R_H} \right); \quad (11.27)$$

$$-\mu \cdot \mu_1 \cdot Z_i \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r} = \ln \cdot \left(1 - \frac{M'_{T_i} \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)}{N''_0 \cdot R_H} \right). \quad (11.28)$$

З рівняння (11.28) одержуємо формулу для розрахунку числа пар поверхонь тертя гальма i -го трактора діапазону

$$z_i = \frac{-2 \cdot K_r \cdot \ln \left(1 - \frac{M'_{T_i} \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)}{N''_0 \cdot R_H} \right)}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)^2}. \quad (11.29)$$

Гальмівний момент для i -го трактора діапазону визначається за аналогією з виразом (11.10)

$$M'_{T_i} = \frac{\lfloor j_{ycm} \rfloor}{j_{ycm_i}} \cdot M_{T_{max i}}, \quad (11.30)$$

де j_{ycm_i} – постійне уповільнення i -го трактора при гальмівному моменті, м/с²;

$M_{T_{max}}$ – гальмівний момент i -го трактора діапазону з умови зчеплення коліс з дорогою або з умови утримання трактора на позовжньому ухилі α_{max} , Н·м;

$$j_{ycm_i} = \frac{P_{T_{max i}}}{M_{max i}}, \quad (11.31)$$

де $P_{T_{max i}}$ – гальмівна сила на колесах задньої осі i -го трактора, Н;

$M_{max i}$ – максимальна маса i -го трактора діапазону, кг;

$$P_{T_{max i}} = \frac{2 \cdot M_{T_{max i}} \cdot U_{\delta_i}}{r_i}, \quad (11.32)$$

де r_i – динамічний радіус колеса i -го трактора діапазону, м.

Підставивши вирази (11.32) в вираз (11.31), отримаємо

$$j_{ycm_i} = \frac{2 \cdot M_{T_{max i}} \cdot U_{\sigma_i}}{r_i \cdot M_{max i}}. \quad (11.33)$$

Підставивши вираз (11.33) в вираз (11.30) і провівши математичні перетворення, отримаємо

$$M'_{T_i} = \frac{[j_{ycm}] \cdot r_i \cdot M_{max i}}{2 \cdot U_{\sigma_i}}. \quad (11.34)$$

Тоді число уніфікованих пар поверхонь тертя гальмівного механізму i -го трактора діапазону визначаємо за формулою [39]

$$\frac{-2 \cdot K_r \cdot \ln \left(1 - \frac{\mu_1 \cdot (1 + K_r) \cdot [j_{ycm}] \cdot r_i \cdot M_{max i}}{2 \cdot U_{\sigma_i} \cdot N_0'' \cdot R_n} \right)}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)}. \quad (11.35)$$

Гальмівний момент в цілому для трактора з однаковими колесами на передній і задній осях, реалізований за умовою зчеплення коліс з дорогою, для трактора з гальмівними механізмами на всіх чотирьох колесах

$$M_{T_1} = \frac{\varphi \cdot G \cdot r}{U_{\sigma}}. \quad (11.36)$$

В ході подальших розрахунків використовуємо відомий ідеальний взаємозв'язок гальмівних сил задньої осі і гальмівних сил передньої осі [17, 40]

$$P_{T_2} = \sqrt{\frac{G}{h} \cdot \left(\frac{G \cdot b^2}{4 \cdot h} + P_{T_1} \cdot E \right)} - \frac{b \cdot G}{2 \cdot h} - P_{T_1}, \quad (11.37)$$

де P_{T_1} – гальмівна сила на передній осі;

P_{T_2} – гальмівна сила на задній осі.

Гальмівний момент в цілому для трактора з умови утримання на поздовжньому ухилі $\alpha_{\max} = 20^\circ$

$$M_{T_2} = \frac{G \cdot r \cdot \sin \alpha_{\max}}{U_6}. \quad (11.38)$$

Гальмівний момент в цілому для трактора, реалізований на максимальному ухилі з умови максимального зчеплення коліс з дорогою

$$M_{T_2, \text{реал.}} = \frac{\varphi \cdot r \cdot G \cdot \cos \alpha_{\max}}{U_6}. \quad (11.39)$$

Якщо $M_{T_2, \text{реал.}} < M_{T_2}$, то умова утримання трактора на максимальному поздовжньому ухилі не виконується.

Постійне уповільнення трактора

$$j_{\text{усм}} = \frac{M_{T_1} \cdot U_6}{r \cdot M}. \quad (11.40)$$

Якщо $j_{\text{усм}} < [j_{\text{усм}}]$, то необхідно змінювати конструктивні параметри трактора, такі як коефіцієнт зчеплення шин з дорогою, статичний радіус колеса, повна маса трактора.

Якщо $j_{\text{усм}} \geq [j_{\text{усм}}]$, то перераховуємо необхідний гальмівний момент для забезпечення $[j_{\text{усм}}]$ за формулою

$$M'_T = \frac{[j_{ycm}]}{j_{ycm}} \cdot M_{T_{max}}. \quad (11.41)$$

Необхідний гальмівний момент в цілому для трактора

$$M'_T = M'_{T_1} + M'_{T_2}, \quad (11.42)$$

де M'_{T_1} – гальмівний момент на передній осі;

M'_{T_2} – гальмівний момент на задній осі.

Використовуючи вираз (11.36), отримаємо формулу для визначення гальмівного моменту на задній осі

$$M'_{T_2} = \frac{r}{U_{\sigma}} \cdot \left[\sqrt{\frac{G}{h} \cdot \left(\frac{G \cdot b^2}{4 \cdot h} + P_{T_1} \cdot E \right)} - \frac{b \cdot G}{2 \cdot h} - P_{T_1} \right]. \quad (11.43)$$

Гальмівна сила на передній осі

$$T_1 = \frac{M_{T_1} \cdot U_{\sigma}}{r}. \quad (11.44)$$

Перетворимо вирази (11.42), (11.44) і отримаємо

$$M_{T_1} = \frac{M_{T_1}^2 \cdot U_{\sigma}^2 \cdot h}{r \cdot U_{\sigma} \cdot E \cdot G} + \frac{M'_T \cdot U_{\sigma} \cdot b \cdot G}{U_{\sigma} \cdot E \cdot G}. \quad (11.45)$$

Тоді гальмівний момент, який необхідно створити на передній осі, дорівнює

$$M_{T_1} = \frac{M_{T_1}'^2 \cdot U_6 \cdot h}{r \cdot E \cdot G} + \frac{M_T' \cdot b}{E}. \quad (11.46)$$

Необхідний гальмівний момент на задній осі дорівнює

$$M_{T_2}' = M_T' \cdot M_{T_1}'. \quad (11.47)$$

Гальмівний момент на передньому колесі

$$M_{T_{1K}}' = \frac{M_{T_1}'}{2}. \quad (11.48)$$

Гальмівний момент на задньому колесі

$$M_{T_{2K}}' = \frac{M_{T_2}'}{2}. \quad (11.49)$$

Визначаємо характеристики гальмівного механізму, що встановлюється на передніх колесах.

Зусилля, необхідне для стиснення пакету дисків з урахуванням втрат на тертя в шліцах

$$N_{0_1} = \frac{M_{T_{1K}}' \cdot \mu_1 \cdot (1 + k_r)}{R_H \cdot \left[1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+k_r)^2}{2 \cdot k_r}} \right]}. \quad (11.50)$$

Приймаємо, що на перший трактор модельного ряду, який побудовано в порядку зростання габаритів трансмісії і далі по масі і по-

тужності, встановлюються гальмівні механізми з мінімальною кількістю пар поверхонь тертя.

Приймаємо $z_{\min} = 4$ [19, 39, 40]

$$k_r = \frac{R_n}{R_{\text{вн}}}. \quad (11.51)$$

Тоді тиск на внутрішньому радіусі $P_{\text{внmax}}$ на першій парі поверхні тертя буде максимальним

$$P_{\text{вн1 max}} = \frac{N_{0_1}}{\pi \cdot R_{\text{вн}}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r}\right)}. \quad (11.52)$$

Порівнюємо отримане значення тиску з допустимим тиском на поверхні фрикційних дисків.

Якщо $P_{\text{вн1max}} \geq [P]$, необхідно додати одну пару поверхонь тертя і перерахувати $P_{\text{внmax}}$.

Аналогічно визначаємо характеристики гальмівного механізму, що встановлюється на задніх колесах

$$N_{0_2} = \frac{M'_{T_{2K}} \cdot \mu_1 \cdot (1 + k_r)}{R_n \cdot \left[1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+k_r)^2}{2 \cdot k_r}}\right]}, \quad (11.53)$$

$$P_{\text{вн1 max}} = \frac{N_{0_1}}{\pi \cdot R_{\text{вн}}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r}\right)}. \quad (11.54)$$

Якщо $P_{\text{вн2max}} \geq [P]$, необхідно додати одну пару поверхонь тертя і перерахувати $P_{\text{внmax}}$.

Далі визначаємо верхню межу діапазону тракторів, на які можна встановити розроблений уніфікований гальмівний механізм, збільшуючи кількість пар поверхонь тертя.

Задаємо максимальний тиск на фрикційній поверхні першої пари поверхонь тертя (рахуючи від натискного диска) на внутрішньому радіусі $P''_{r_{\text{max}}} < [P]$. Визначаємо силу, необхідну для стиснення з формули (11.17)

$$N''_{0_1} = P''_{r_{\text{max}}} \cdot \pi \cdot R_{\text{вн}}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r}\right). \quad (11.55)$$

Визначаємо максимальний гальмівний момент, з урахуванням втрат на тертя в шліцах, який розвивається гальмівним механізмом на передньому колесі, з максимальним числом уніфікованих пар поверхонь тертя

$$M''_{T_{1K}} = \frac{N''_{0_1} \cdot R_n \cdot \left(1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot Z \cdot \frac{(1-k_r)^2}{2 \cdot k_r}}\right)}{\mu_1 \cdot (1 + k_r)}. \quad (11.56)$$

На передній осі

$$M''_{T_1} = 2 \cdot M''_{T_{1K}}. \quad (11.57)$$

Припустимо, що на задню вісь встановлюються гальмівні механізми з характеристиками, ідентичними характеристикам гальмівних механізмів передньої осі. Тоді максимальний гальмівний момент, створований гальмівним механізмом з уніфікованими фрикційними дисками на задній осі

$$M''_{T_{2K}} = M''_{T_{1K}}, \quad (11.58)$$

а загальний максимальний гальмівний момент, створюваний гальмівними механізмами на всіх колесах, дорівнює

$$M''_T = 4 \cdot M''_{T_{1K}} = 2 \cdot M''_{T_1}. \quad (11.59)$$

Приймаємо уповільнення трактора при гальмівному моменті M''_T рівним $[j_{\text{усм}}]$.

Максимальне постійне уповільнення трактора, яке можна отримати з умови зчеплення коліс з дорогою

$$j''_{\text{усм}} = \frac{P_{T_{\text{max}}}}{M_{\text{max}}}, \quad (11.60)$$

де $P_{T_{\text{max}}}$ – загальна гальмівна сила на колесах трактора;

M_{max} – повна маса трактора, що замикає діапазон тракторів з гальмівним механізмом з уніфікованими фрикційними дисками;

$$P_{T_{\text{max}}} = \frac{4 \cdot M''_{T_{1K \text{max}}} \cdot U_{\sigma_{\text{max}}}}{r_{\text{max}}}, \quad (11.61)$$

де $M''_{T_{1K \text{max}}}$ – гальмівний момент на одному колесі передньої осі трактора, який замикає діапазон;

$U_{\sigma_{\text{max}}}$ – передаточне число бортової передачі трактора, що замикає діапазон;

r_{max} – динамічний радіус коліс трактора, що замикає діапазон.

Співвідношення M''_T і $[j_{\text{усм}}]$ з $M''_{T_{\text{max}}}$ і $j''_{\text{усм}}$ визначається за формулою

$$\left[j_{yct} \right] = \frac{M''_{T_{1K}}}{j''_{yct}}. \quad (11.62)$$

Підставимо вираз (11.61) в вираз (11.60), а результат підставимо в формулу (11.62). Отримаємо

$$\frac{M_{\max} \cdot r_{\max}}{U_{\delta_{\max}}} = \frac{4 \cdot M''_{T_{1K}}}{\left[j_{yct} \right]}. \quad (11.63)$$

Підставивши вираз (11.56) в вираз (11.63), отримаємо параметри трактора, на який ще можливо встановити уніфікований гальмівний механізм

$$\frac{M_{\max} \cdot r_{\max}}{U_{\delta_{\max}}} = \frac{4 \cdot N_0'' \cdot R_n \cdot \left[1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+K_r)^2}{2 \cdot K_r}} \right]}{\left[j_{yct} \right] \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_r)}. \quad (11.64)$$

Однак розрахунок параметрів трактора, який обмежує діапазон тракторів, що мають гальмівний механізм з уніфікованими фрикційними дисками, проведений без урахування оптимального розподілу гальмівних сил по осях. Тому необхідно провести розрахунок кількості пар поверхонь тертя в гальмівних механізмах на даному тракторі з урахуванням оптимального розподілу гальмівних моментів по осях, і якщо вона перевищить максимально допустиме їх число, то межу діапазону стає трактор, який стоїть у ряді перед ним.

Гальмівний момент, що розвивається гальмом переднього колеса машини, яка замикає діапазон тракторів, що мають гальмівні механізми з уніфікованими фрикційними дисками, з урахуванням тертя в шліцах визначається за формулою

$$M'_{T_{1k}} = N''_0 \cdot R_n \cdot \frac{1}{\mu_1 \cdot (1 + k_r)} \cdot \left[1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+k_r)^2}{2 \cdot k_r}} \right], \quad (11.65)$$

де z – число пар поверхонь тертя гальма трактора, що замикає діапазон тракторів з уніфікованим гальмом.

Після перетворень отримаємо

$$z_1 = \frac{-2 \cdot k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{M'_{T_{1k}} \cdot \mu_1 \cdot (1 + k_r)}{N''_0 \cdot R_n} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + k_r)^2}. \quad (11.66)$$

З огляду на вираз (11.48) і (11.46), отримаємо

$$M'_{T_{1k}} = \frac{M_T'^2 \cdot U_\delta \cdot h}{2 \cdot r \cdot E \cdot G} + \frac{M_T' \cdot b}{2 \cdot E}. \quad (11.67)$$

Тоді

$$z_1 = \frac{-2 \cdot k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{\left(\frac{M_T'^2 \cdot U_\delta \cdot h}{2 \cdot r \cdot E \cdot G} + \frac{M_T' \cdot b}{2 \cdot E} \right) \cdot \mu_1 \cdot (1 + k_r)}{N''_0 \cdot R_n} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + k_r)^2}. \quad (11.68)$$

Гальмівний момент трактора, який розраховується, визначаємо за формулою

$$M'_T = \frac{\lfloor j_{yсм} \rfloor}{j_{yсм}} \cdot M_{T_{\max}}, \quad (11.69)$$

де $j_{yсм}$ – усталене уповільнення трактора при гальмівному моменті

$M_{T_{\max}}$;
 $M_{T_{\max}}$ – гальмівний момент трактора з умови зчеплення коліс з дорогою;

$$j_{yсм} = \frac{P_{T_{\max}}}{M_{\max}}, \quad (11.70)$$

де $P_{T_{\max}}$ – гальмівна сила на всіх колесах трактора;

M_{\max} – маса трактора.

$$P_{T_{\max}} = P_{T_1} + P_{T_2}; \quad (11.71)$$

$$P_{T_{\max}} = \frac{2 \cdot M_{T_{1K\max}} \cdot U_{\delta}}{r} + \frac{2 \cdot M_{T_{2K\max}} \cdot U_{\delta}}{r}; \quad (11.72)$$

$$P_{T_{\max}} = \frac{2 \cdot U_{\delta} \cdot (M_{T_{1K\max}} + M_{T_{2K\max}})}{r}; \quad (11.73)$$

$$P_{T_{\max}} = \frac{U_{\delta} \cdot M_{T_{\max}}}{r}. \quad (11.74)$$

Підставимо вираз (11.74) в вираз (11.73) і результат підставимо в рівняння (11.69). Отримаємо

$$M'_T = \frac{[j_{ycm}] \cdot M_{T_{\max}} \cdot r \cdot M_{\max}}{U_{\delta} \cdot M_{T_{\max}}}; \quad (11.75)$$

$$M'_T = \frac{[j_{ycm}] \cdot r \cdot M_{\max}}{U_{\delta}}. \quad (11.76)$$

Підставивши вираз (11.76) в рівняння (11.68), отримаємо формулу для визначення кількості пар поверхонь тертя гальмівних механізмів передньої осі трактора, що замикає діапазон тракторів з уніфікованим гальмом [39]

$$z_1 = \frac{-2k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{\mu_1 \cdot (1+k_r) \cdot \left(\frac{[j_{ycm}]^2 \cdot r^2 \cdot M_{\max}^2 \cdot U_{\delta} \cdot h}{U_{\delta}^2 \cdot r \cdot G} + \frac{[j_{ycm}] \cdot r \cdot M_{\max} \cdot b}{U_{\delta}} \right)}{2 \cdot N_0'' \cdot R_n \cdot E} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)^2}; \quad (11.77)$$

$$z_1 = \frac{-2k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{\mu_1 \cdot (1+k_r) \cdot \left(\frac{[j_{ycm}]^2 \cdot r \cdot M_{\max}^2 \cdot h}{G} + [j_{ycm}] \cdot r \cdot M_{\max} \cdot b \right)}{2 \cdot N_0'' \cdot R_n \cdot E \cdot U_{\delta}} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)^2}. \quad (11.78)$$

Аналогічно проводимо розрахунок числа пар поверхонь тертя гальма переднього колеса i -го трактора поточного діапазону

$$z_{i_1} = \frac{-2k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{\mu_1 \cdot (1+k_r) \cdot \left(\frac{[j_{ycm}]^2 \cdot r_i \cdot M_{\max i}^2 \cdot h_i}{G_i} + [j_{ycm}] \cdot r_i \cdot M_{\max i} \cdot b_i \right)}{2 \cdot N_0'' \cdot R_u \cdot E_i \cdot U_{\delta_i}} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)^2}. \quad (11.79)$$

Зробимо розрахунок числа пар поверхонь тертя гальма заднього колеса i -го трактора поточного діапазону.

$$z_{i_2} = \frac{-2 \cdot k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{M'_{T_{2Ki}} \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)}{N_0'' \cdot R_u} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)^2}. \quad (11.80)$$

З огляду на вирази (11.49), (11.47) і (11.46), отримаємо

$$M'_{T_{2Ki}} = \frac{M'_{T_i}}{2} - \frac{M'^2_{T_i} \cdot U_{\delta_i} \cdot h_i}{2 \cdot r_i \cdot E_i \cdot G_i} - \frac{M'_{T_i} \cdot b_i}{2 \cdot E_i}, \quad (11.81)$$

тоді

$$z_{i_2} = \frac{-2k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{\left(\frac{M'_{T_i}}{2} - \frac{M'^2_{T_i} \cdot U_{\delta_i} \cdot h_i}{2 \cdot r_i \cdot E_i \cdot G_i} - \frac{M'_{T_i} \cdot b_i}{2 \cdot E_i} \right) \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)}{N_0'' \cdot R_u} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)^2}. \quad (11.82)$$

Підставимо вираз (11.76) в вираз (11.82) і, провівши перетворення, отримуємо формулу для визначення кількості пар поверхонь тертя в гальмівних механізмах задньої осі i -го трактора поточного діапазону [39].

$$z_{i_2} = \frac{-2k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{\mu_1(1+k_r) \left(\frac{[j_{ycm}] \cdot r_i \cdot M_{max i}}{U_{\hat{\sigma}_i}} - \frac{[j_{ycm}]^2 \cdot r_i \cdot M_{max}^2 \cdot h_i}{U_{\hat{\sigma}_i} \cdot E_i \cdot G_i} - \frac{[j_{ycm}] \cdot r_i \cdot M_{max} \cdot b_i}{U_{\hat{\sigma}_i} \cdot E_i} \right)}{2 \cdot N_0'' \cdot R_n} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)^2}; \quad (11.83)$$

$$z_{i_1} = \frac{-2k_r \cdot \ln \left[1 - \frac{\mu_1(1+k_r) \cdot [j_{ycm}] \cdot r_i \cdot M_{max i} \left(1 - \frac{[j_{ycm}] \cdot M_{max i} \cdot h_i}{E_i \cdot G_i} - \frac{b_i}{E_i} \right)}{2 \cdot N_0'' \cdot R_n \cdot U_{\hat{\sigma}_i}} \right]}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)^2}. \quad (11.84)$$

Отримані значення z_{i_1} і z_{i_2} округляємо в більшу сторону до цілого числа. Далі перерахуємо зусилля, необхідне для стиснення паке-ту дисків і забезпечення необхідних гальмівних моментів на осях трактора

$$N_0 = \frac{M_T' \cdot \mu_1 \cdot (1+k_r)}{R_n \cdot \left[1 - e^{-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1+k_r)^2}{2k_r}} \right]}. \quad (11.85)$$

Так як при округленні числа пар поверхонь тертя в більшу сторону гальмівний момент зростає, що небажано, то потрібно перерахувати

тиск $P_{r_{\max}}$ і $P_{\text{вн}r_{\max}}$ з урахуванням уточненого числа пар поверхонь тертя уніфікованого гальма

$$P_{r_{\max}} = \frac{N_0}{\pi \cdot R^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r}\right)}; \quad (11.86)$$

$$P_{\text{вн}r_{\max}} = \frac{N_0}{\pi \cdot R_{\text{вн}}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{k_r}\right)}. \quad (11.87)$$

Розроблена автором в даному розділі методика розрахунку дозволяє визначити діаметр уніфікованих фрикційних дисків на певний діапазон тракторів модельного ряду з умови габаритів трансмісії трактора. У цьому діапазоні провести розрахунок кількості пар поверхонь тертя в гальмівному механізмі на кожному з осей з урахуванням необхідних гальмівних моментів на ухилі і реалізованих з умови зчеплення коліс з дорогою. Далі проводиться розрахунок зусилля стиснення дисків, при якому не перевищуються допустимі значення тиску на їх поверхні.

11.3. Формування вимог до олив, що застосовуються у багатодискових гальмівних механізмах

В даний час в автомобілебудуванні і тракторобудуванні все частіше застосовуються фрикційні вузли, що працюють в середовищі оливи. Такі вузли працюють в автоматичних трансмісіях легкових автомобілів, в гідромеханічних коробках передач вантажних автомобілів і тракторів, в багатодискових гальмівних механізмах колісних і гусеничних тракторів. Якщо раніше автоматичні коробки передач застосовувалися частіше на автомобілях американського виробництва, то зараз такі пристрої знайшли широке застосування і в Європі. Основними вузлами автоматичних коробок передач є пакети фрикціонів,

що складаються з ведучих та ведених дисків, до поверхонь яких під тиском подається спеціальна рідина для їх охолодження і запобігання задирів. Гідромеханічні коробки передач тракторів містять гідропідтискні муфти, що охолоджуються оливою.

Олива в багатодискових гальмівних механізмах до зон тертя подається під тиском або шляхом занурення пакету фрикційних дисків в масляну ванну. Це дозволяє підвищити енергоємність гальмівного механізму, знизити робочі температури в зоні контакту, різко зменшити знос фрикційних поверхонь і підняти довговічність гальмівного механізму до рівня довговічності трактора в цілому. Зарубіжними виробниками пропонується велика кількість олив для автоматичних коробок передач і трансмісійних олив, що застосовуються в муфтах і гальмівних механізмах [33]. Для видачі рекомендацій з підбору їх з числа вітчизняних олив, необхідно провести оцінку трибологічних характеристик мастильних матеріалів, сформувані вимоги до олив такого типу.

Рідини для автоматичних трансмісій – automatic transmission fluid (ATF) випускаються під особливими індексами (Type F, DEXRON, MERCON). Рідини представляють собою мінеральні оливи з низькою температурою застигання і низькою в'язкістю (табл. 11.1).

Оливи DEXRON (DEXRON 2, DEXRON 2E, DEXRON 3) відповідають вимогам, що пред'являються до автоматичних трансмісій General Motors, MERCON – трансмісіям Ford, створених після 1981 р., а Type F (відповідна специфікації Ford M2C33F) – до Ford випуску до 1981 р. зустрічаються оливи, які відповідають специфікаціям DEXRON і MERCON. Це не означає, що вони не придатні для коробок інших виробників – прив'язка до фірми означає лише, що оливи розроблялися на її замовлення або відповідають їх вимогам і сертифікувалися її фахівцями. Крім вимог General Motors і Ford при оцінюванні якості олив для автоматичних коробок передач часто використовуються заводські специфікації Chrysler, Mercedes-Benz, MAN, Toyota, Allison, Renk, Voith, ZF, і ін.

Таблиця 11.1. Характеристики олів для автоматичних коробок передач [33]

Марка	Категорія	В'язкість			Температура, °C		Щільність при 15°C, г/см ³
		Кінематична, мм ² /с, при		Індекс в'язкості	Спа-лаху	Застигання	
		40°C	100°C				
Renofluid 3000 (FUCHS)	Dexron 2D	42	7,9	162	210	-39	0,871
TYTAN ATF 5000 (FUCHS)	Dexron D-21454	31,0	7,3	205	210	-51	0,835
Multy-Purpose ATF (UNOCAL76)	Dexron 2	40,7	8,02	174	188	-49	0,870
SUPER ATF (UNOCAL 76)	Dexron 3	34,0	7,59	204	188	-50	0,867
Donax TA (Shell)	Dexron 2D	35	7	140	190	-45	0,874
Donax TG (Shell)	Dexron 2E	35	7	175	200	-40	0,843
Donax TX (Shell)	Dexron 2E	34	7,2	190	152	-45	0,847
Donax TM (Shell)	Allison C-4	40	7,5	155	171	-42	0,880
NESTE ATF-S (NESTE Oils)	Dexron 2D Dexron 3	35	7,5	190	230	<-45	0,841
SYNMATIC (Valvoline)	Dexron 2D	39	8,1	176	222	-42	0,865
ATF TYPE D3 (Valvoline)	Dexron 3	35	7,5	175	185	-40	0,870
ATF TYPE D (Valvoline)	Dexron 2D	41	7,8	161	220	-42	0,880

До олів, що працюють в автоматичних коробках передач, пред'являються більш високі вимоги по в'язкісним, антифрикційним, протизносним і протиокислювальним властивостям, ніж застосовуваним в інших агрегатах трансмісії. У конструкції автоматичних коробок передбачено наявність декількох абсолютно різнорідних за принципом роботи вузлів, тому спектр функцій оливи повинен бути досить широкий. Роль зчеплення тут покладено на гідродинамічний трансформатор, робочим тілом в якому є ATF. Крім цього ATF використовується для передачі керуючого тиску на фрикціони багатодискових зчеплень, викликаючи включення тієї або іншої передачі. Температура на поверхні фрикціонів в момент перемикання передачі

досягає 300–400°С, інтенсивно нагрівається і гідротрансформатор. При їзді в режимі повної потужності його температура може досягати 150°С. Забезпечення тепловідведення від АКПП відбувається також за допомогою ATF. У функції ATF входить забезпечення змащення шестеренних механізмів, підшипників та інших деталей, схильних до зношування і утворення задирів. ATF також повинна мати пакет протиокислювальних і протипінних присадок. Причому проявляти свої властивості в повній мірі ATF повинна в усьому діапазоні допустимих робочих температур: від -40 до +150°С.

В таких умовах олива повинна не тільки зберігати свої експлуатаційні властивості і захищати поверхні тертя від зношування і задирів, а й забезпечувати мінімальні витрати потужності на роботу фрикційного механізму. Тут вимоги до в'язкості прямо протилежні тим, що пред'являються, коли мова йде тільки про оливу. Для змащення шестерень потрібна висока в'язкість. Для нормальної роботи гідротрансформатора – низька (4–9 мм²/с при 100°С) [33].

Найбільш часто зустрічається марка оливи для автоматичних коробок передач – Dexron (зазвичай з римськими цифрами I, II або III). Чим більше цифра, тим вище якість оливи і вище навантаженість автоматичної коробки, в якій воно використовується. Ці оливи мають хорошу текучість при температурах до -48°С, кращу стабільність при високих температурах і збільшений термін експлуатації.

Наявність протизносних і антифрикційних присадок знижує ефективність роботи фрикційного вузла в період його включення при наростанні натискного зусилля. З умови забезпечення високого коефіцієнта тертя, можна припустити, що оливи, використовувані у фрикційних вузлах, не повинні мати поверхнево активних речовин (ПАР) або мати їх мінімальну кількість. Це пов'язано з тим, що ПАР абсорбуються на поверхнях тертя, утворюючи полімолекулярну масляну плівку (як показано в підрозділі 10.3), знижуючи знос, але в той же час, знижуючи силу тертя.

Хімічно же активних речовин (ХАР), навпаки, повинна бути велика кількість. Взаємодіючи з поверхнями тертя (як показано в підрозділі 10.3), вони утворюють «пухкі» продукти хімічних реакцій, які при підвищенні навантаження запобігають утворенню «містків зва-

рювання», і задирів фрикційних поверхонь. Причому протизадирні присадки повинні вступати в роботу при якомога менших тисках на фрикційних поверхнях і діяти максимально довго при зростанні навантаження, забезпечуючи високу силу тертя, і запобігаючи при цьому катастрофічному зносу.

На відміну від рідин для автоматичних коробок передач, трансмісійна олива, яка використовується в багатодискових гальмівних механізмах, працює ще і в головних передачах і в диференціалах ведучих мостів тракторів і не бере участі в передачі крутильних моментів (табл. 11.2).

Трансмісійні оливи піддаються високим навантаженням. Тиск в зонах контакту циліндричних, конічних і черв'ячних передач може становити від 500 до 2000 МПа, а гіпоїдних – до 4000 МПа [33]. Швидкість ковзання зубів один щодо одного на вході в зачеплення змінюється в діапазоні 1,5–12 м/с в конічних і циліндричних передачах, 20–25 м/с – в черв'ячних, в гіпоїдних вона може перевищувати 15 м/с [33].

Робоча температура оливи в агрегатах трансмісії змінюється від температури навколишнього повітря до 200°C, однак в точках контакту зубів часто виникає короткочасний місцевий перегрів до 300°C, а іноді і вище, що призводить до зносу, задиру, піттингу [33].

Зміна трансмісійних оливи здійснюється через 75–150 тис. км, або через кожні 3–7 років незалежно від пробігу [33].

Вимоги до оливи, що використовуються в багатодискових гальмівних механізмах численні, суперечливі і залежать від конструкції механізму (табл. 11.3). У разі, коли гальмівний механізм не герметизується, він має загальну масляну ванну з елементами трансмісії. Тоді оливи повинні, з одного боку, зберігати високу в'язкість при робочих температурах, щоб нормально ущільнювалися зазори, з іншого – не ставати занадто в'язкими при низьких температурах навколишнього середовища, щоб на початку роботи агрегату холодна олива не перешкождала вільному обертанню шестерень.

Таблиця 11.2. Характеристики трансмісійних олив зарубіжних фірм-виробників, що застосовуються в «мокрих» гальмівних механізмах транспортних засобів [33]

Марка	Клас по SAE	Категорія по API	В'язкість			Температура, °С		Щільність при 15°С, г/см ³
			Кінематична, мм ² /с, при		Індекс в'язкості	Спа-лаху	Застига-ння	
			40°С	100°С				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
NESTE GEAR MJ (NESTE Oils)		GL-4	84	11,0	117	215	-36	0,885
NESTE GEAR MJ 46 (NESTE Oils)		GL-4	46	7,7	150	175	-39	0,873
NESTE GEAR MJ SUPER (NESTE Oils)		GL-4	67	11,0	160	220	-39	0,868
NESTE GEAR TO-4 (NESTE Oils)	10W	GL-4	32	5,5	111	210	-36	0,870
NESTE GEAR TO-4 (NESTE Oils)	30	GL-4	88	10,3	97	242	-27	0,893
NESTE TORQUE FLUID C4 (NESTE Oils)	10W-20		41	7,1	134	175	-45	0,892
Donax TC Oils (Shell)	10W		36	6	110	201	-36	0,884
Donax TC Oils (Shell)	30		94	11	100	207	-30	0,899
Donax TD (Shell)	80W		60	9,5	140	202	-45	0,882
Donax 32 (Shell)	32		32	5,4	103	210	-33	0,880
Hydraulic/Tractor Fluid (UNOCAL 76)			59,4	9,33	136	210	-41	0,880

Як відомо, здатність оливи відповідати цим вимогам відображає параметр, званий індексом в'язкості. Чим він вищий, тим менше змінюється в'язкість оливи в залежності від температури. Крім того, оливи повинні мати високі антикорозійні, протиокислювальні, протипінні властивості, а також мати високу термоокислювальну стабільність і не бути агресивними по відношенню до гумових ущільнень і кольорових металів. Отже, такі оливи повинні мати антифрикційні

властивості в зубчастих зачепленнях і фрикційні в гальмівних механізмах. Тому в таких оливах повинна бути присутнім більша кількість ПАР, ніж в рідинах для автоматичних коробок передач. ХАР при низьких навантаженнях повинні забезпечити менші знос і силу тертя, ніж в рідинах для автоматичних коробок передач. Діапазон навантажень, при яких ХАР запобігають виникненню задирів на фрикційних поверхнях, має бути настільки ж широкий, що і у ATF.

При конструкції гальмівного механізму, що забезпечує повну герметизацію відсіку з фрикційними дисками, олива, яка використовується, повинна мати дещо інші властивості. При такій конструкції необхідність в забезпеченні працездатності зубчастих зачеплень відсутня.

Олива в даному випадку має забезпечити відведення тепла і часток зносу від поверхні фрикційних дисків, мінімізувати знос і запобігти задирам. Поряд з цим олива повинна забезпечувати високий коефіцієнт тертя, а при обертанні пакета фрикційних дисків у розімкнутому стані – мінімальні втрати на внутрішнє тертя в оливі. Отже, в'язкість таких олив повинна бути нижчою, ніж у трансмісійних, а індекс в'язкості – на такому ж високому рівні. Кількість ПАР, що знижують коефіцієнт тертя, має бути менша, ніж у рідин для АКП. Хімічно активні речовини, як при низьких навантаженнях, так і при високих, повинні забезпечувати максимальну силу тертя. Діапазон навантажень роботи ХАР, як і у трансмісійних олив, і олив для АКП, повинен бути широкий, що забезпечує запобігання задирів. Також оливи повинні мати високі протиокислювальні, протипінні, протикорозійні властивості, не бути агресивними по відношенню до гумових ущільнень, а також мати високу термоокислювальну стабільність.

Для підтвердження достовірності вимог, що пред'являються до олив, використовуваних в багатодискових гальмівних механізмах, необхідно провести експериментальне дослідження їх трибологічних характеристик.

Таблиця 11.3. Вимоги до оливи, що застосовуються у фрикційних механізмах

Характеристика оливи		Фрикційний механізм + зубчасте зачеплення + АКП	Фрикційний механізм + зубчасте зачеплення	Фрикційний механізм
В'язкість кінематична, мм ² /с, при	40°C	35–40	60–70	30–35
	100°C	7,5–7,7	8–8,8	7–7,5
Індекс в'язкості		175–180	130–150	180–190
Температура, °C	спалаху не менш	200	210	210
	застигання не вище	-42	-36	-36
Щільність при 15°C, г/см ³		0,865	0,88	0,87
Наявність протиокисних, протикорозійних і протипінних присадок		Так	Так	Так
Наявність протизносних і антифрикційних присадок		Так	Так	Ні
Критичне навантаження, що характеризує межу несучої здатності ПАР в змащувальному матеріалі P_k , Н		900–1000	1300–1600	700–800
Навантаження зварювання, що характеризує, межу працездатності ХАР P_c , Н		6000–8000	6000–8000	8000–10000

11.4. Типорозмірний ряд уніфікованих фрикційних пар багатодискових гальм для модельного ряду колісних тракторів

Проведений нами аналіз показав, що багато закордонних фірм випускають колісні трактори різних класів, що мають значення потужності двигуна, які складають числові ряди. Приблизно ці числові ряди

можна представити такими, що складаються з декількох арифметичних прогресій. Числові ряди значень потужності двигунів у кожній фірми-виробника мають свої особливості. Але в цілому проглядається певна закономірність. Це дозволило нам запропонувати варіант якогось умовного модельного ряду для вітчизняних фірм-виробників (рис. 11.7, 11.8, 11.9), для якого і належить побудувати типорозмірний ряд багатодискових гальмівних механізмів з уніфікованими фрикційними парами.

На підставі виразів, наведених вище, нами була розроблена програма для ЕОМ на мові програмування С++, що дозволяє розрахувати число фрикційних дисків гальмівних механізмів колісних тракторів модельного ряду. Інтерфейс програми представлений на рис. 11.10.

Для побудованого модельного ряду наведені параметри багатодискових гальмівних механізмів з уніфікованими фрикційними дисками, зануреними у масляну ванну (табл. 11.4). Модельний ряд розбитий на три діапазони (18–53, 56–103, 110–190 кВт), всередині яких гальмівні механізми відрізняються числом фрикційних дисків. При цьому розміри фрикційних дисків залишаються постійними.

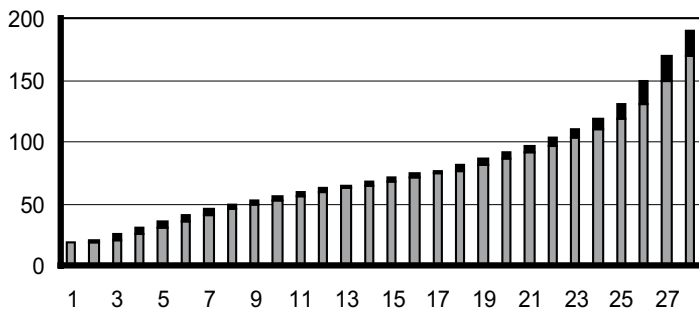


Рис. 11.7. Зміна номінальної потужності двигунів тракторів створеного модельного ряду: ■ – збільшення потужності двигуна трактора в порівнянні з двигуном трактора попередньої моделі умовного ряду; ■ – потужність двигуна трактора

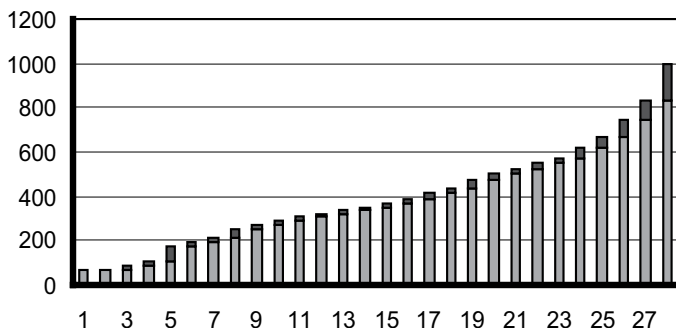


Рис. 11.8. Зміна максимального крутильного моменту двигунів тракторів створеного модельного ряду: ■ – збільшення максимального крутильного моменту двигуна трактора в порівнянні з двигуном трактора попередньої моделі ряду; ■ – крутильний момент трактора

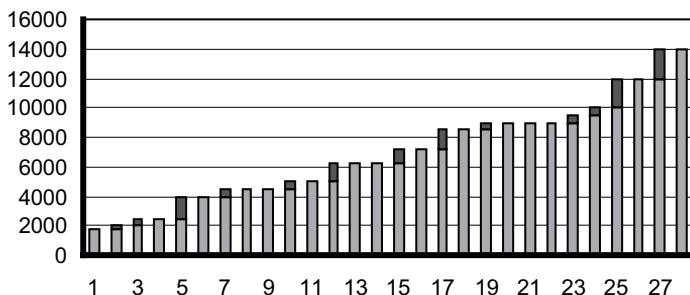


Рис. 11.9. Зміна повної маси тракторів створеного модельного ряду: ■ – збільшення повної маси трактора в порівнянні з трактором попередньої моделі ряду; ■ – повна маса трактора

Таблиця 11.4. Типорозмірний ряд багатодискових гальмівних механізмів з уніфікованими фрикційними парами для колісних тракторів модельного ряду

Номер діапазону моделей тракторів	Номінальна потужність двигуна трактора N , кВт	Максимальний крутільний момент двигуна трактора M , Н×м	Повна маса трактора m , кг	Розміри фрикційних дисків з фрикційними накладками $R_{вн}/R_{н}$, м	Число дисків з металокерамічними накладками
1	2	3	4	5	6
1	18	65	1800	0,046/0,078	3
	18,5	65,6	2100	0,046/0,078	3
	20	65	2100	0,046/0,078	3
	25	85	2400	0,046/0,078	4
	30	110	2400	0,046/0,078	5
	35	170	4000	0,046/0,078	6
	40	190	4000	0,046/0,078	7
	45	210	4500	0,046/0,078	8
	50	250	4500	0,046/0,078	8
2	53	270	4500	0,046/0,078	8
	56	290	5000	0,07/0,11	4
	59	305	5000	0,07/0,11	4
	62	320	6200	0,07/0,11	5
	65	335	6200	0,07/0,11	5
	68	350	6200	0,07/0,11	5
	70	365	7200	0,07/0,11	7
	73	390	7200	0,07/0,11	7
	77	415	8500	0,07/0,11	8
	82	440	8500	0,07/0,11	8
	87	470	9000	0,07/0,11	8
	92	500	9000	0,07/0,11	8
	97	525	9000	0,07/0,11	9
103	550	9000	0,07/0,11	9	

11.5. Розробка конструкції експериментального зразка багатодискового гальма, що працює в оливі для колісного трактора класу 0,6 кН

При визначенні основних параметрів гальмівного механізму, що працює в оливі, для колісного трактора класу 0,6 кН (на прикладі самохідного шасі СШ 25, характеристики якого наведено в табл. 11.5), визначалися гальмівні моменти для різних умов гальмування, геометричні параметри гальмівного механізму і хід вертикальної тяги при гальмуванні, зусилля, що діють на деталі гальмівного механізму, розраховувалися стягнуті пружини гальмівного механізму.

Таблиця 11.5. Параметри самохідного шасі СШ 25 для якого розробляється експериментальний багатодисковий гальмівний механізм, що працює в оливі [41]

Параметр самохідного шасі СШ 25	Величина параметра
Вага самохідного шасі G , Н	18000
Розмір шин ведучих коліс	9,5/9–32"
Вантажопідйомність шасі при тиску повітря в шинах 1,1 атм., кг	720
Радіус колеса r_k , см	58,5
Число гальм	2
Передаточне число бортової передачі	5,83
Коефіцієнт кочення f	0,1
Коефіцієнт зчеплення j	0,7
Розподіл ваги, Н а) на передню вісь б) на задню вісь	1500 3000
Передаточне число від двигуна до гальм а) на першій передачі б) на вищій передачі	2,31 2,93
Коефіцієнт тертя на фрикційних поверхнях гальмівного механізму, що розробляється t	0,08

Визначення параметрів проводилося за умов, що гальма повинні утримувати самохідне шасі на ухилі 30° [40], геометричні параметри гальмівних механізмів визначаються для номінальних розмірів, зада-

них в кресленнях, розглядається гальмування самохідного шасі без додаткового обладнання. Гальмівний механізм виготовлявся на базі «сухого» гальма з максимальним використанням його деталей і вузлів.

В гальмівному механізмі, що розраховується (рис. 11.11) [42], при натисканні на педаль гальма відбувається переміщення тяги 1 і сережок 2, 3, які повертають натискні диски 4, 5 в протилежних напрямках. При цьому натискний диск 5 з сережкою 3 під дією гальмівного моменту, що виникає від тертя з поверхнею фрикційного диска, повертається в напрямку обертання фрикційних дисків 6 до упору в обмежувач. Натискний диск 4 продовжує повертатися відносно натискного диска 5 і, вичокується на кульках, створює осьову силу, яка стискає пакети дисків 6. Гальмівний момент, який виникає, загальмовує обертання валу 7.

Розрахунок гальмівного механізму, проведений за розробленою методикою, представлена в підрозділі 11.2 (табл. 11.6).

Таблиця 11.6. Результати розрахунку розробленого багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні, для самохідного шасі

Параметр	Значення
Число пар поверхонь тертя z	6
Внутрішній радіус фрикційного диска $R_{\text{вн}}$, м	0.046
Зовнішній радіус фрикційного диска $R_{\text{н}}$, м	0.078
Максимальний тиск на фрикційній поверхні першого диска P_{rmax2} , МПа	4
Осьова сила, що стискає пакет фрикційних дисків, N_0 , кН	10,91
Гальмівний момент M_m , Н·м	316

Зроблено розрахунок геометричних параметрів розтискного механізму експериментального багатодискового гальма. На рис. 11.12 представлена розрахункова схема визначення кута нахилу лунки натискного диска.

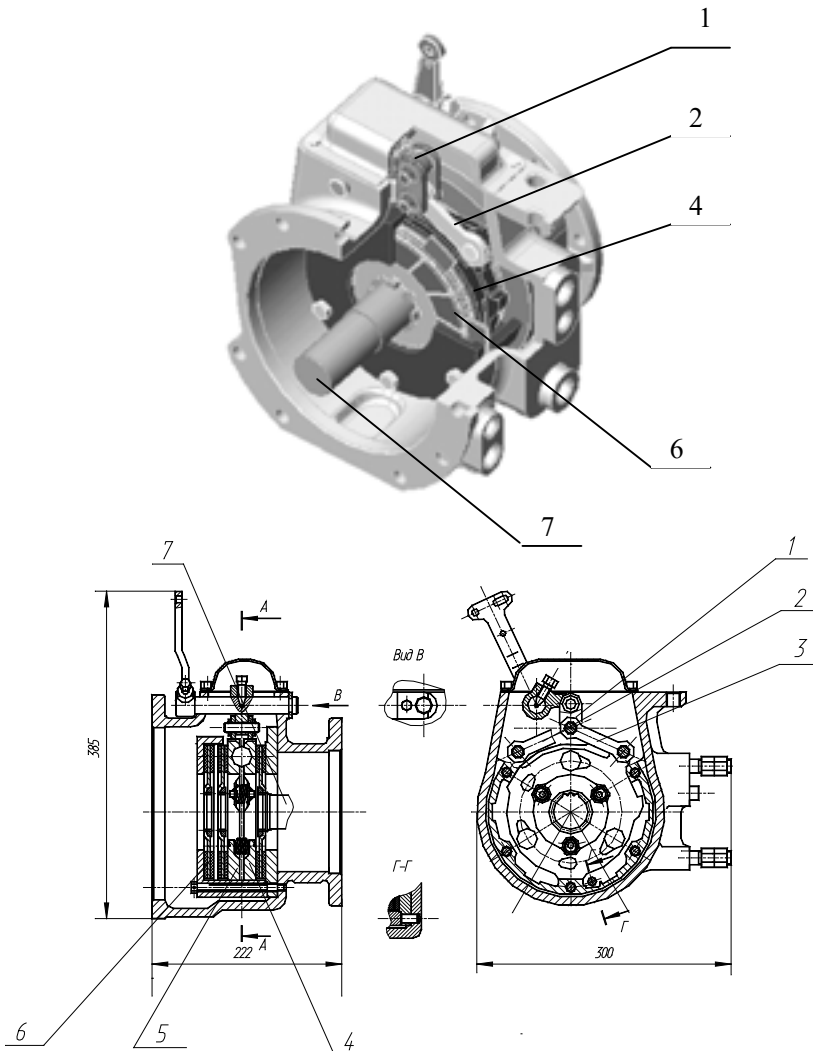


Рис. 11.11. Багатодисковий гальмівний механізм, що охолоджується оливою [42]: 1 – тяга; 2, 3 – сержки; 4, 5 – натискні диски; 6 – фрикційні диски; 7 – вал гальмівного механізму

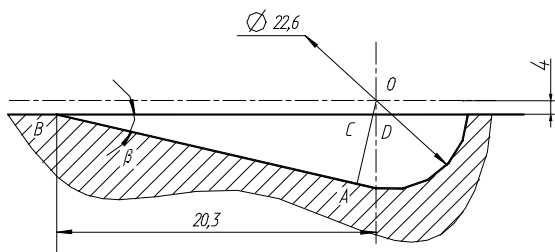


Рис. 11.12. Схема для визначення кута нахилу лунки натискного диска

В результаті розрахунку отримані наступні значення:

- радіус лунки $AO = 11,3$ мм;
- кут нахилу лунки $\beta = 30^\circ$.

Для визначення переміщення вертикальної тяги (рис. 11.13) необхідно визначити кут повороту λ натискного диска (визначається з умови вибору зазорів між фрикційними і натискними дисками). Геометричні розміри ланок приводу гальмівного механізму:

- $AC = 51$ мм;
- $OC = 87$ мм;
- $\varphi = 34^\circ$;
- $O_1O = 128,6$ мм.

При нових накладках зазор, який вибирається одним з натискних дисків

$$C = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ мм.}$$

При зношених накладках зазор збільшується на величину зносу накладок. Розрахунок ведеться для двох випадків: знос фрикційних накладок на 1 мм і знос фрикційних накладок на 1,5 мм.

В результаті проведених розрахунків встановлено окружне переміщення диска на радіусі розташування кульок ($\rho_{ш} = 62$ мм) (рис. 11.14):

- при нових накладках $\Delta L = 1,732$ мм;
- при зношених накладках $\Delta L' = 5,196$ мм; $\Delta L'' = 6,928$ мм.

У процесі проведених розрахунків отримано наступні параметри розтискного механізму.

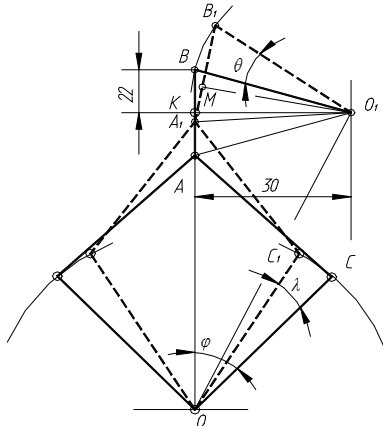


Рис. 11.13. Схема для визначення переміщення вертикальної тяги

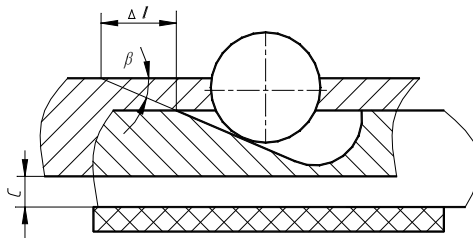


Рис. 11.14. Схема для визначення кута повороту натискного диска

Кут повороту натискного диска:

- при нових накладках $\lambda = 1^{\circ}36'$;
- при зношених накладках $\lambda' = 4^{\circ}48'$; $\lambda'' = 6^{\circ}24'$.

Хід вертикальної тяги:

- при нових накладках $AA_1 = 6,72$ мм;
- при зношених накладках $AA'_1 = 16,79$ мм; $AA''_1 = 20,92$ мм.

Кут повороту важеля сферичного

- при нових накладках $\theta = 13^{\circ}34'$;
- при зношених накладках $\theta' = 36^{\circ}55'$; $\theta'' = 47^{\circ}30'$.

Плече вертикальної тяги при включеному гальмі відносно точки O_1 :

- при нових накладках $b = 26,7$ мм;
- при зношених накладках $b' = 21,7$ мм; $b'' = 19,7$ мм.

Зроблено розрахунок пружини гальма (рис. 11.15).

Довжина пружини у вільному стані $l_0 = 25$ мм.

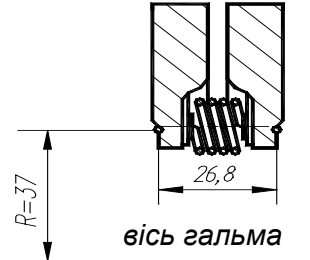


Рис. 11.15. Схема для розрахунку пружини гальма

Робочий хід пружини складається з розтягування пружини при її установці і розтягуванні пружини в процесі гальмування. Довжина пружини при включеному гальмі є геометричною сумою хордального переміщення і відстані між штирями вздовж осі у включеному стані.

При нових накладках відстань між штирями в осьовому напрямку визначається величиною зазорів між дисками ($0,5 \times 6 = 3$ мм) і відстанню між штирями при вимкненому гальмі (26,8 мм).

При зношених накладках вказана відстань збільшується на сумарну величину зносу накладок. Отже, відстань між штирями в осьовому напрямку становить:

- при нових накладках $S=29,8$ мм;
- при зношених накладках $S'=35,8$ мм; $S''=38,8$ мм.

На підставі сказаного, довжина пружини при включенні гальма складе:

- при нових накладках $L=29,87$ мм;
- при зношених накладках $L'=36,38$ мм; $L''=39,77$ мм.

Параметри пружини:

- діаметр дроту $d=2,5$ мм;
- зовнішній діаметр пружини $D_n=20$ мм;
- число витків $i=5$;
- попередня сила натягу $P_0=47,5$ Н.

Зусилля при найбільшому робочому розтягуванні пружини:

- при нових накладках $P_n=118,5$ Н;
- при зношених накладках $P'_n=213,4$ Н.

Таким чином, розрахунок гальмівного механізму виконаний відповідно до вимог, що пред'являються до гальмівних систем колісних тракторів. Розроблений гальмівний механізм може застосовуватися і на інших тракторах модельного ряду за рахунок збільшення числа фрикційних дисків. При побудові типорозмірного ряду гальмівних механізмів для передбачуваного модельного ряду тракторів в подальшому можна прийняти за основу отримані розміри гальмівних дисків. Збільшення гальмівного моменту і енергорозсіювальної здатності досягається збільшенням числа фрикційних дисків, підвищенням тиску на поверхні дисків, збільшенням рівня оливи в рукаві гальмівного механізму, або введенням примусового прокачування оливи.

11.6. Експериментальне дослідження трибологічних характеристик олив і багатодискового гальмівного механізму

11.6.1. Експериментальне дослідження трибологічних характеристик олив, що застосовуються у фрикційних механізмах

Багатодискові гальмівні механізми, що працюють в оливі, найчастіше мають загальну масляну ванну з елементами трансмісії трактора. Тому в функції оливи входить не тільки охолодження фрикційних поверхонь і запобігання їх інтенсивного зносу, а й забезпечення нормальної роботи зубчастих зачеплень, контакт поверхонь в яких здійснюється в точці або по лінії. Тому на початкових стадіях дослідження трибологічних характеристик олив доцільно застосовувати чотириохкулькову машину тертя, контакт поверхонь в якій здійснюється в точці. Крім того, застосування чотириохкулькової машини тертя також дозволить порівняти трибологічні характеристики ряду олив, виявити навантаження, при яких діють поверхнево активні і хімічно активні речовини, що входять до їх складу, що важливо на початковій стадії їх дослідження.

В результаті дослідження, проведеного на чотириохкульковій машині в трибологічній лабораторії ХНАДУ, отримані трибологічні показники, що характеризують експлуатаційні властивості робочих рідин для автоматичних коробок передач (АКП) і мастильних матеріалів для трансмісій і «мокрих» гальм. Досліджувалися чотири мастильних матеріалу: моторна олива М-10Г_{2к}, що використовується в гідромеханічній коробці передач трактора Т-150, трансмісійна олива фірми VALVOLINE категорії GL-4, вітчизняна трансмісійна олива ТАД17і категорії GL-5 і спеціальна рідина для автоматичних коробок передач фірми ARAL категорії DEXRON II специфікації General Motors.

Діючий ГОСТ 9490-75 «Матеріали мастильні рідкі і пластичні. Метод визначення трибологічних характеристик на чотириохкульковій машині» передбачає визначення наступних чотириох характеристик.

1) Показник зносу D_u (мм), який визначається середнім діаметром плям зносу нижніх нерухомих кульок. Характеризує протизносні

властивості мастильного середовища, тобто наявність поверхнево-активних речовин (ПАР) в оливі. Чим менше показник D_u , тим кращими протизносними властивостями володіє мастильне середовище.

2) Критичне навантаження P_k (Н) характеризує межу несучої здатності ПАР в змащувальному матеріалі. Чим більше величина P_k у мастильному середовищі, тим більше запас роботи адсорбційної масляної плівки і більший діапазон роботи протизносних присадок.

Перераховані вище параметри характеризують протизносні властивості мастильних матеріалів.

3) Навантаження зварювання P_c (Н) характеризує наявність в мастильному середовищі присадок у вигляді хімічно активних речовин (ХАР), межа працездатності цих присадок і мастильного середовища в цілому. Чим більше величина P_c у мастильного середовища, тим більше діапазон працездатності і вище протизадирні властивості мастильного матеріалу.

4) Індекс задиру I_z (Н) є відповідно до ГОСТ характеристикою протизадирних властивостей мастильних матеріалів, але фактично це інтегральний параметр, що враховує протизносні, протизадирні властивості і несучу здатність. Чим вище I_z , тим кращими трибологічними властивостями володіє мастильне середовище.

Однак ГОСТ 9490-75 не передбачає визначення зміни діаметра плями зносу кульок до досягнення критичного навантаження і в діапазоні навантажень від критичної до навантаження зварювання. Тому було зменшено крок збільшення навантаження на кульки до 0,2 кН, що дозволило підлаштувати плавні криві зміни діаметра плями зношування на кульках в залежності від прикладеного навантаження.

Були визначені характеристики (табл. 11.7) і побудовані криві зміни несучої здатності мастильних матеріалів (рис. 11.16), які було досліджено.

В результаті проведеного експерименту виявлено, що найменша кількість ПАР, що знижують коефіцієнт тертя на фрикційних поверхнях, має олива ARAL ATF-22. Ця ж олива має найбільше навантаження зварювання, що дозволяє його використовувати в вузлах тертя з високими тисками на фрикційних поверхнях. Діаметр плями зносу при зростанні навантаження до 9800 Н в період роботи ХАР відносно

інших олив, які брали участь в дослідженні, стабільний. Це дозволяє досягти високих коефіцієнтів тертя на фрикційних поверхнях при допустимому рівні їх зносу.

Таблиця 11.7. Температурні, в'язкісні характеристики мастильних матеріалів і характеристики, отримані в результаті їх тестування на чотирьохкульковій машині тертя

Найменування оливи	Клас по SAE	Категорія	Показник зносу D_u , мм	Критичне навантаження $P_{кр}$, Н	Навантаження зварювання P_c , Н	Індекс задиру I_z , (Н)	Температура спалаху $T_{спл}$, °С	В'язкість η , мм ² /с при температурі t , °С	
								40	100
М-10Г _{2к}	30	CC	0,5	784	2450	41,83	235		10
VAL-VO-LINE	80W90	GL-4	0,36	1235	7840	90,18	196	145	17
ТАД 17і	85W90	GL-5	0,40	1568	9800	88,91	200	145	17,5
ARAL ATF-22		Type-III	0,40	784	9800	62,43	193	40	8

Експеримент, проведений на чотирьохшариковій машині, підтверджує гіпотезу щодо формування вимог до зміни експлуатаційних властивостей мастильних матеріалів, які працюють у фрикційних вузлах.

Дуже низький вміст ПАР призводить до швидкого зникнення адсорбованої масляної плівки на фрикційних поверхнях. Після цього (як показано в підрозділі 10.3) в роботу вступають ХАР, що забезпечують відносно високу силу тертя і запобігають катастрофічному зносу і задиру.

Олива ATF-22 має дуже низькі показники D_u і $P_{кр}$, що свідчить про низький вміст в ній ПАР. Отже, така рідина буде мати низькими антифрикційними властивостями, що відповідає вимогам для АКП. Однак при цьому дана рідина має дуже високе навантаження зварювання P_c , що свідчить про наявність в ній ХАР, тобто присадок. Дані присадки запобігають задиру між дисками, що труться, а, отже, забезпечують працездатність АКП в великих діапазонах навантажень.

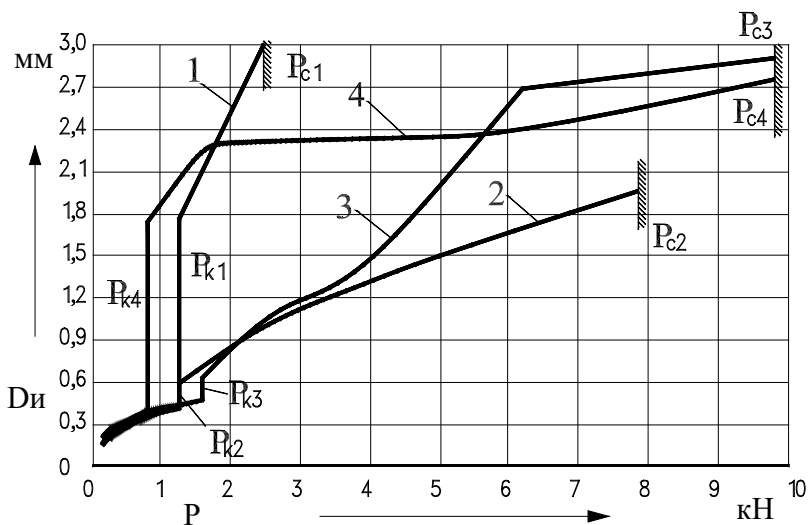


Рис. 11.16. Графік зміни діаметра плями зносу кульбок D_u , мм, в функції навантаження P , кН, при випробуванні олив: 1 – М-10Г_{2к}; 2 – VALVOLINE; 3 – ТАД 17і; 4 – спеціальна рідина ARAL ATF-22

Трансмісійні оливи (VALVOLINE, ТАД-17і) також мають високі навантаження зварювання і за цим параметром відповідають застосуванню в АКП і «мокрих» гальмах, проте мають дуже високі показники за D_u і P_k . Це призведе до зниження сил тертя між дисками, що труться, і усуне передачу крутільного моменту, що неприпустимо.

Підбирати вітчизняні мастильні матеріали для застосування у вітчизняних «мокрих» гальмівних механізмах і муфтах, а так само в АКПП автомобілів необхідно виходячи з вимог, що пред'являються до них. Для гальмівних механізмів відсік фрикційних дисків яких ізольований від решти трансмісії, необхідна олива з максимально можливими протизадирними властивостями, з великою кількістю хімічно активних речовин, що забезпечують стабільно високий коефіцієнт тертя і високе навантаження зварювання, і мінімальною кількістю по-

верхнево активних речовин, що знижують коефіцієнт тертя і збільшують величину критичного навантаження (крива 4 на рис. 11.16). У разі відсутності герметизації відсіку фрикційних дисків, вимоги до оливи дещо інші, що обумовлено необхідністю забезпечення працездатності зубчастих зачеплень. Олива має містити достатню кількість як ХАР, так і ПАР. Величина критичного навантаження повинна бути в 1,5–2 рази вище, ніж в попередньому випадку, а величина навантаження зварювання повинна бути на такому ж високому рівні (крива 3 на рис. 11.16).

Основою для створення вітчизняних мастильних матеріалів, які використовуються у фрикційних вузлах, може стати олива М-10Г_{2К}, що має низькі значення показників D_u і P_k , що відповідає вимогам викладеним вище. Однак дана олива володіє низьким значенням навантаження зварювання, $P_c = 2450$ Н. Це може привести до задирів між дисками, що труться, і виходу вузла з ладу. Для додання необхідних експлуатаційних властивостей в моторну оливу М-10Г_{2К} необхідно додати велику кількість присадок, які є, по суті, хімічно активними речовинами для збільшення значення показника P_c до $P_c = 9800$ Н.

Отже, мастильні матеріали, що застосовуються у фрикційних вузлах, повинні мати комплекс суперечливих трибологічних властивостей. В даний час вітчизняні оливи не в повній мірі відповідають викладеним вище вимогам. В якості найбільш підходящої оливи з числа вітчизняних рекомендується М-10Г_{2К}.

11.6.2. Експериментальне дослідження багатодискового гальмівного механізму, що охолоджується оливою

Для підтвердження працездатності розробленого багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні, а також для перевірки розроблених теоретичних положень щодо величини витрат потужності двигуна на обертання пакета фрикційних дисків, було виконано експериментальне дослідження такого гальмівного механізму на інерційному стенді.

Випробування проводилися на інерційному стенді, призначеному для досліджень гальмівних механізмів.

Перед проведенням експериментального дослідження проводилося тарування тензометричних датчиків, які реєструють гальмівний момент на валу гальмівного механізму і зусилля в приводі гальмівного механізму.

В ході проведення експерименту на стенді відтворювався режим разового екстреного гальмування для оцінювання ефективності холодного гальма (імітація нормативних випробувань тип 0), а також режим разового екстреного гальмування при максимально допустимій температурі оливи в рукаві гальмівного механізму ($t_{\max} = 120^{\circ}\text{C}$). Також проводилися циклічні гальмування з метою визначити середню сталу температуру оливи в гальмівному механізмі.

Результати експериментального дослідження фіксувалися за допомогою світлопроменевого осцилографа на світлочувливому папері. Отримані значення реєстрованих параметрів були оброблені і представлені у вигляді таблиць і графіків.

У процесі експериментального дослідження реєструвалися гальмівний момент, що розвивається розробленим гальмівним механізмом, зусилля в приводі гальмівного механізму, час, протягом якого відбувалося загальмовування інерційної маси, а також реєструвалася температура оливи, в яку був занурений пакет фрикційних дисків.

Були також проведені дослідження втрат на тертя фрикційних дисків в масляній ванні. Випробування проводилися при відсутності оливи в рукаві гальмівного механізму і при наявності оливи. При цьому температура оливи варіювалася від 0 до 83°C (стабільна температура оливи розробленого гальмівного механізму), що мало вплив на в'язкість оливи, а отже і на величину втрат. Підвищення температури оливи здійснювалося за рахунок теплової енергії, що вивільняється при циклічних гальмуваннях.

Для визначення довговічності фрикційних пар тертя багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі, вироблено експериментальне дослідження динаміки зношування їх поверхонь. В ході експерименту на інерційному стенді проводилися циклічні екстрені гальмування з інтервалом між початками циклів 30 с. Початок процесу гальмування збігався з досягненням максимальної частоти обертання валу гальмівного механізму, що відповідає максимальній швидкості

руху самохідного шасі СШ 25. Гальмування здійснювалося до повного припинення обертання інерційної маси.

Величина зносу фрикційних дисків визначалася шляхом реєстрації зміни діаметра лунок на їх поверхні з подальшим обчисленням величини зносу, з урахуванням діаметра кульки, що вдавлювалась. Лунки нанесені шляхом вдавлення сталеві кульки діаметром 11,11 мм. Лунки на поверхню фрикційних дисків наносилися за допомогою пресу на внутрішньому, середньому і зовнішньому радіусах фрикційних дисків. Схема нанесення лунок представлена на рис. 11.17.

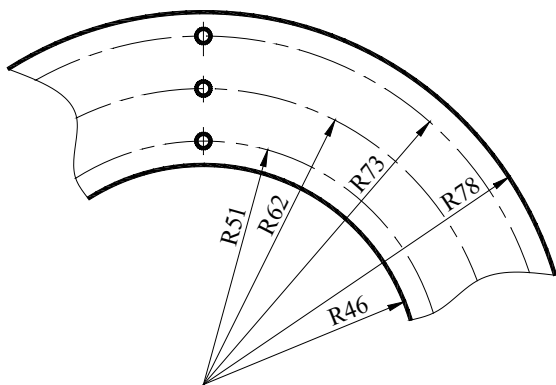


Рис. 11.17. Схема нанесення лунок на поверхню фрикційних дисків

Після проведення приробки, після проведення 500 і 1000 екстрених гальмувань на інерційному стенді, багатодисковий гальмівний механізм розбирався, і вимірювалися діаметри лунок на поверхні фрикційних дисків за допомогою мікроскопа БМІ-1Ц з цифровим перерахунковим пристроєм УЦП-1М. Після проведення вимірювань проводилася не знеособлена збірка гальмівного механізму, завдяки чому приробка фрикційних поверхонь була мінімальна.

Зміна діаметру лунок перераховувалася в знос I фрикційної поверхні диска наступним чином (рис. 11.18)

$$I = h_2 - h_1, \quad (11.88)$$

де h_1, h_2 – відстані від центру вдавненої кульки до поверхні фрикційного диска відповідно до і після проведення циклу випробувань;

$$h_1 = \sqrt{R_w^2 - \left(\frac{d_1}{2}\right)^2}; \quad (11.89)$$

$$h_2 = \sqrt{R_w^2 - \left(\frac{d_2}{2}\right)^2}, \quad (11.90)$$

де R_w – радіус сталевий кульки, що вдавлювалася;

d_1, d_2 – діаметри лунок відповідно до і після проведення циклу випробувань.

Для проведення випробувань використовувався інерційний стенд ХЗТСШ-ХНАДУ (див. рис. 11.19), призначений для досліджень гальмівних механізмів.

Схема управління стенда складається з пневматичної та електричної частини (см. рис. 11.20).

При проведенні випробувань використовувався комплекс вимірювально-реєструючої апаратури і автоматики управління (рис. 11.21), що складається з блоку живлення, програмних пристроїв, блоків автомата управління гальмом і зчепленням, світлопроменевого осцилографа К12-22, підсилювача сигналів ТА-5, тензодатчиків гальмівного моменту, тензодатчиків зусилля в приводі гальмівного механізму.

Програмний пристрій забезпечує роботу при двох тривалостях циклу 30 с і 60 с. Перемикання режимів здійснюється багатоконтактним реле ДО2 типу МКУ за допомогою перемикача.

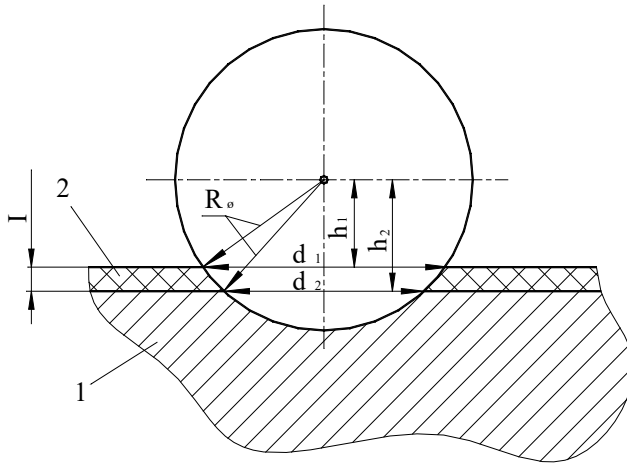


Рис. 11.18. Схема для визначення зносу поверхні фрикційного диска зі зміни діаметра лунки: 1 – фрикційний диск з лункою на поверхні; 2 – шар матеріалу, що знощується після проведення циклу випробувань

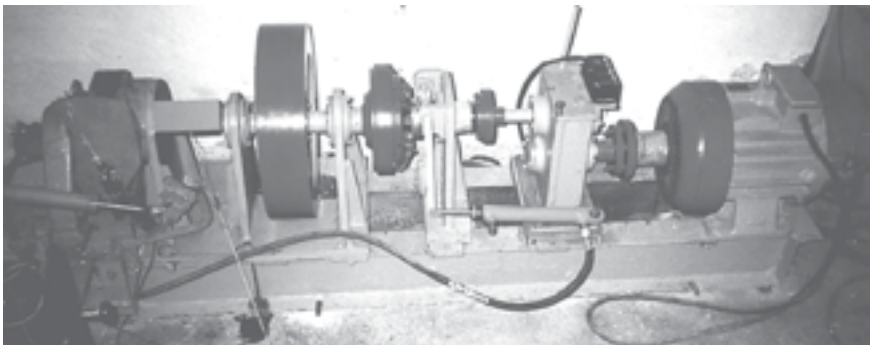


Рис. 11.19. Загальний вигляд інерційного стенду для випробування гальмівних механізмів

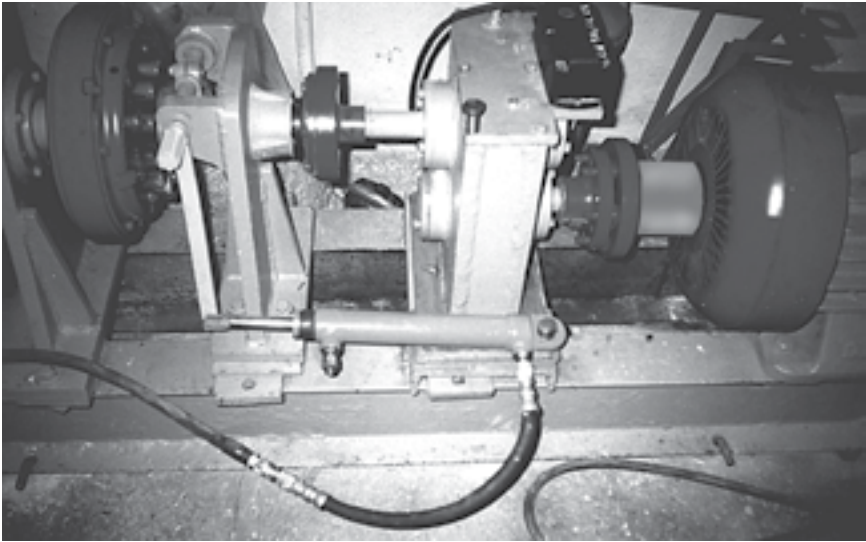


Рис. 11.20. Пневмоциліндр управління зчепленням

Реєстрація загальної кількості гальмувань проводиться лічильником імпульсів типу СБ-1М/100, який включений паралельно ланцюгу електропневмоклапана управління гальмом. Живлення електропневмоклапанів, лічильника імпульсів, реле, програмного пристрою і осцилографа К12-22 здійснюється постійною напругою 27 В від блоку живлення. Як датчик гальмівного моменту використовувався тензорезисторний напівміст, наклеєний на вал між гальмівним механізмом і маховиком (рис. 11.22).

Випробовуваний гальмівний механізм у зборі, встановлений на інерційному стенді, представлений на рис. 11.23–11.25.



Рис. 11.21. Пульт управління інерційним стендом



Рис. 11.22. Вал гальмівного механізму з тензодатчиками

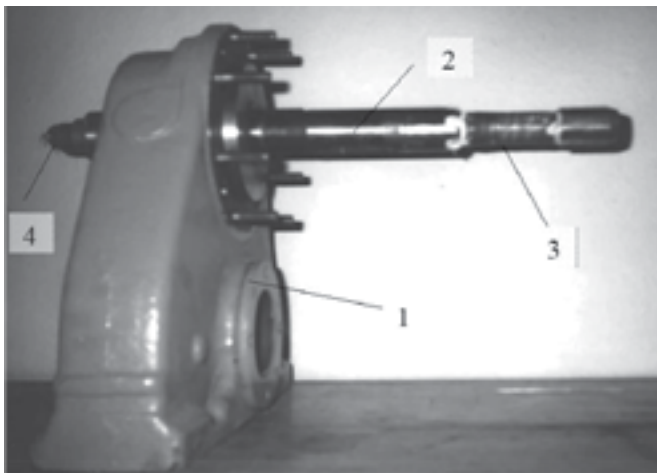


Рис. 11.23. Картер бортової передачі самохідного шасі в зборі з валом гальмівного механізму: 1 – картер бортової передачі; 2 – вал гальмівного механізму; 3 – тензодатчики; 4 – струмознімач

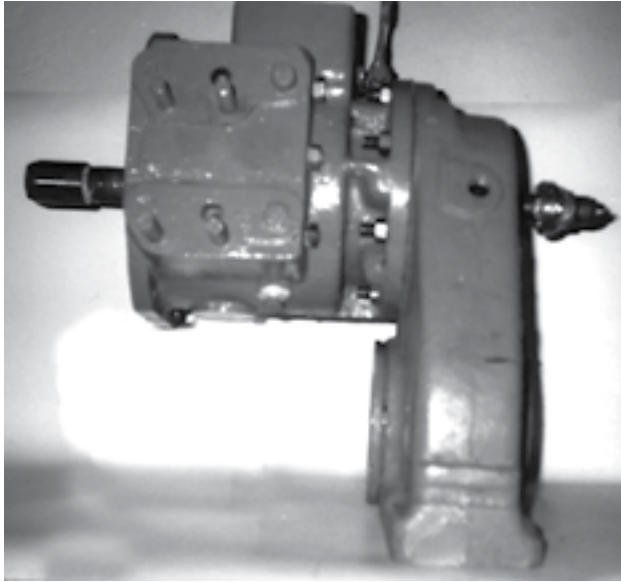


Рис. 11.24. Багатодисковий гальмівний механізм, що працює в оливі, в зборі з картером бортової передачі самохідного шасі

Для реєстрації частоти обертання валу гальмівного механізму перед і під час гальмування використовується індукційний датчик обертів (рис. 11.27).

При проведенні експериментального дослідження довговічності фрикційних дисків діаметр лунок на їх поверхнях вимірювався за допомогою мікроскопа БМІ-1Ц з цифровим перерахунковим пристроєм УЦП-1М.

В ході експерименту проводилося тарування тензометричних датчиків, наклеєних на валу гальмівного механізму і на тензоланці в приводі гальмівного механізму. Графіки тарування представлені на рис. 11.28.

Як датчик зусилля в приводі гальмівного механізму використовується тензозвено (рис.11.26).

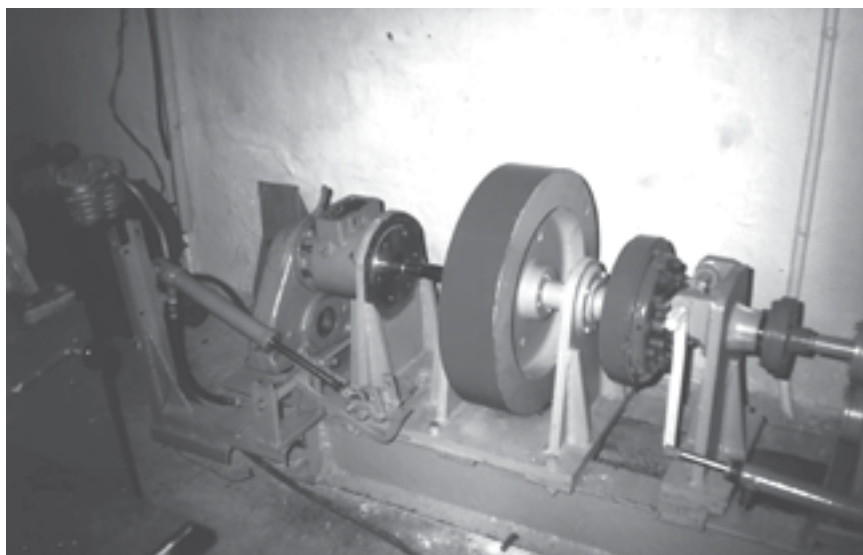


Рис. 11.25. Багатодисковий гальмівний механізм, встановлений на інерційному стенді



Рис. 11.26. Пристрій для реєстрації зусилля в механічному приводі гальмівного механізму: 1 – пневмоциліндр приводу гальмівного механізму; 2 – тензозвено з наклеєними тензодатчиками

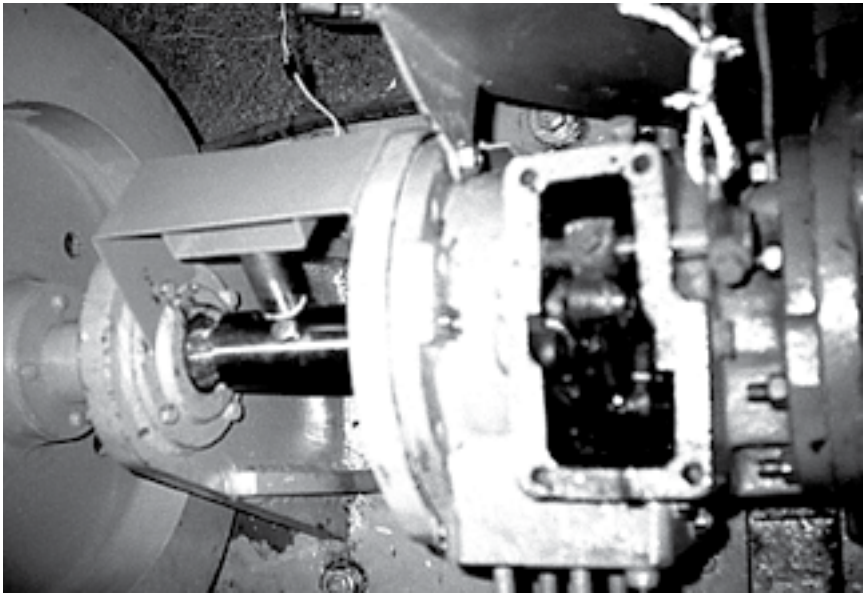


Рис. 11.27. Індукційний датчик числа обертів вала гальмівного механізму:
1 – індукційний датчик обертів; 2 – вал гальмівного механізму

В ході проведення експерименту отримані осцилограми процесу гальмування (деякі з них представлені на рис. 11.29, 11.30, 11.31) та осцилограми реєстрації моменту опору обертанню пакета фрикційних дисків у масляній ванні (деякі з них представлені на рис. 11.32, 11.33).

Результати випробувань розробленого гальмівного механізму в режимі разового екстреного гальмування при холодному і нагрітому до критичних температур гальма приведені в табл. 11.8.

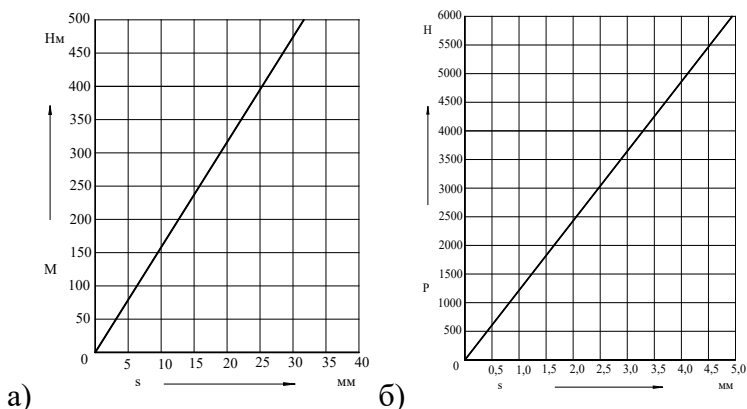


Рис. 11.28. Графіки тарування тензометричних датчиків: а) тих, що вимірюють гальмівний момент на валу гальмівного механізму; б) тих, що вимірюють зусилля в вертикальній тязі розтискного механізму; P – зусилля в вертикальній тязі розтискного механізму; M – гальмівний момент; s – величина відхилення кривої зусилля від нульової лінії на осцилограмі

В ході проведення експерименту виявлено, що час гальмування з максимальної швидкості до зупинки при зміні зусилля в приводі гальмівного механізму від 2400 Н до 6600 Н лежить в межах 3,2–12,7 с. При підвищенні температури оливи в картері гальмівного механізму спостерігається збільшення часу гальмування. Гальмівний момент на протязі процесу гальмування не є постійним. Величина гальмівного моменту зростає у міру зменшення окружної швидкості обертання фрикційних дисків при гальмуванні. Гальмівний момент досягає розрахункових значень в момент досягнення зусилля в вертикальній тязі розтискного механізму максимального значення. Це підтверджує тезу про те, що час включення експериментального гальмівного механізму залежить від інтенсивності наростання тиску в приводі, і не збільшується через необхідність видавлювання оливи з зазору між фрикційними дисками.

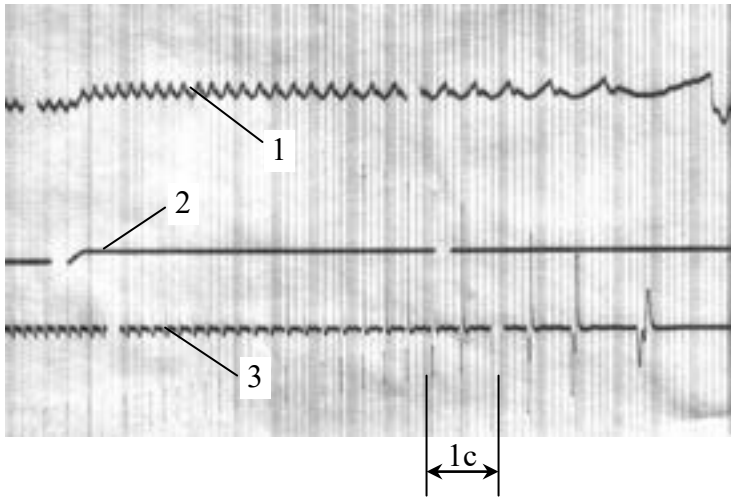


Рис. 11.29. Осцилограма процесу гальмування при початковій частоті обертання валу гальма $n=450 \text{ хв}^{-1}$ і при зусиллі в вертикальній тязі розтискного пристрою $P=2400 \text{ Н}$: 1 – гальмівний момент; 2 – зусилля в вертикальній тязі розтискного пристрою гальма; 3 – реєстрація сигналів від датчика числа обертів

Проведено порівняння теоретичних і експериментальних значень гальмівного моменту, що розвивається експериментальною моделлю багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні, для самохідного шасі СШ 25 (рис. 11.34).

Максимальна відносна похибка склала 15,2 %. Перевірка адекватності математичної моделі за допомогою F -критерія Фішера: $F=11,3$; $F_{a,f,foem}=6,26$; $F > F_{a,f,foem}$. Модель адекватна.

Результати експериментального визначення втрат крутильного моменту при обертанні пакета фрикційних дисків гальмівного механізму в масляній ванні представлені в табл. 11.9.

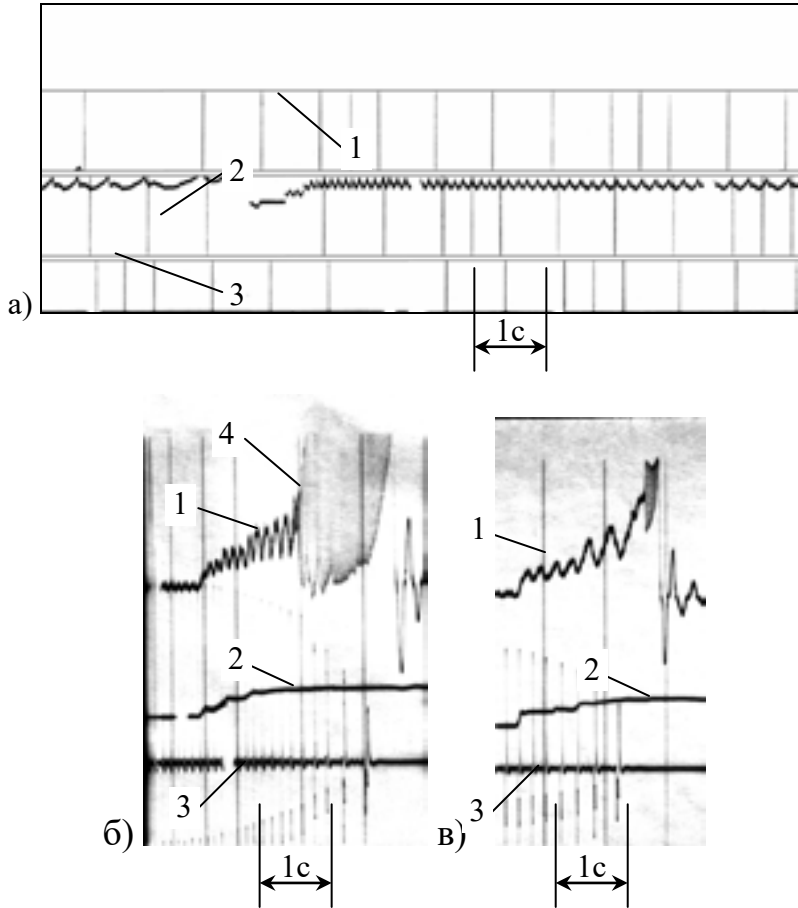


Рис. 11.30. Осцилограми процесу гальмування

- а) при початковій частоті обертання валу гальма $n=530 \text{ хв}^{-1}$ і зусиллі в вертикальній тязі розтискного пристрою $P=2400 \text{ Н}$; б) при $n=530 \text{ хв}^{-1}$ і $P=6600 \text{ Н}$; в) при $n=300 \text{ хв}^{-1}$ і $P=6600 \text{ Н}$; 1 – гальмівний момент; 2 – зусилля в вертикальній тязі розтискного пристрою гальма; 3 – реєстрація сигналів від датчика числа обертів; 4 – зона виникнення скрипу при гальмуванні

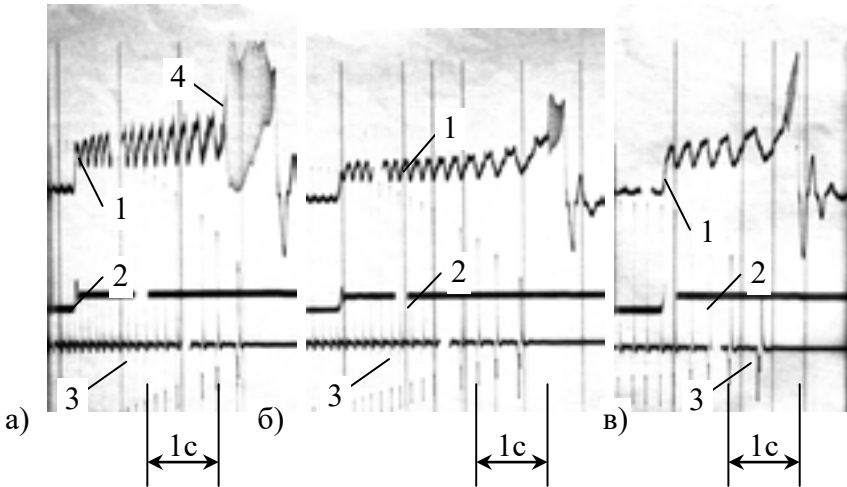


Рис. 11.31. Осцилограми процесу гальмування при зусиллі в вертикальній тязі розтискного пристрою $P=4750$ Н, при початковій частоті обертання валу гальма а) $n=530$ хв⁻¹; б) $n=450$ хв⁻¹; в) $n=300$ хв⁻¹; 1 – гальмівний момент; 2 – зусилля в вертикальній тязі розтискного пристрою гальма; 3 – реєстрація сигналів від датчика числа обертів; 4 – зона виникнення скрипу при гальмуванні

На точність визначення величини моменту опору обертанню фрикційних дисків в масляній ванні впливає опір обертанню в підшипниках інерційного стенду і гальмівного механізму. Тому були отримані дані з опору обертанню в разі, коли гальмівний механізм не заповнений оливою і в разі, коли диски повністю занурені в масляну ванну. Величина опору від в'язкісного тертя визначається різницею величин опору при наявності оливи в корпусі гальмівного механізму і при її відсутності. Проведено порівняння теоретичних і експериментальних значень моменту опору обертанню пакета фрикційних дисків у масляній ванні при повному зануренні дисків в оливу (рис. 11.35). Відносна похибка становить 10,8 %. Перевірка адекватності математичної моделі за допомогою F -критерію Фішера: $F=16,7$; $F_{af, focm}=6,26$; $F > F_{af, focm}$. Модель адекватна.

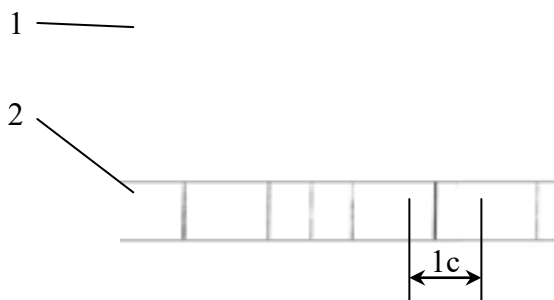


Рис. 11.32. Осцилограма реєстрації моменту опору обертанню пакета фрикційних дисків у масляній ванні при частоті обертання валу гальма $n=600$ хв⁻¹ і температурі оливи в рукаві гальмівного механізму $T=40^{\circ}\text{C}$: 1 – гальмівний момент; 2 – реєстрація сигналів від датчика числа обертів

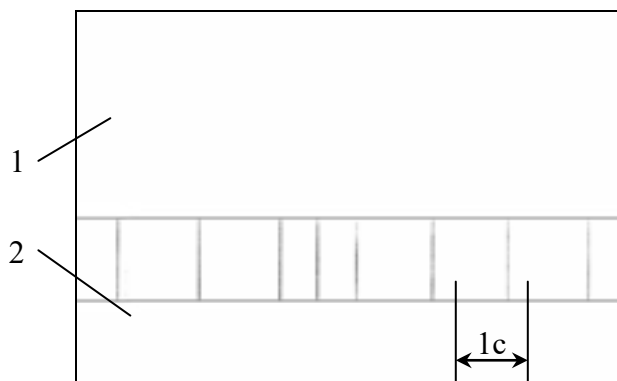


Рис. 11.33. Осцилограма реєстрації моменту опору обертанню пакета фрикційних дисків у масляній ванні при частоті обертання валу гальма $n=300$ хв⁻¹ і температурі оливи в рукаві гальмівного механізму $T=40^{\circ}\text{C}$: 1 – гальмівний момент; 2 – реєстрація сигналів від датчика числа обертів

Таблиця 11.8. Результати випробувань багатодискового гальмівного механізму, що охолоджується оливою

Температура оливи, T , °C	Частота обертання валу n , хв ⁻¹	Зусилля в вертикальній тязі розтиського механізму, P_g , Н	Час гальмування, T , с	Гальмівний момент M_m , Н·м	
				На початку процесу гальмування	Наприкінці процесу гальмування
1	2	3	4	5	6
40	600	2400	12,5	78,5	101
	530	2400	12	73,8	78,5
	450	2400	8,5	73,8	94,8
	300	2400	7	73,8	78,5
80	600	2400	14	75,4	94,8
	530	2400	13,7	62,8	80
	450	2400	9,8	62,8	110
	300	2400	7,8	69	110
40	600	2900	12	75,4	94,8
	530	2900	11,8	75,4	94,8
	450	2900	10	75,4	94,8
	300	2900	7,5	75,4	94,8
80	600	2900	11,2	75,4	125,6
	530	2900	10,5	73,8	120,9
	450	2900	7,8	73,8	120,9
	300	2900	7,5	70	110
40	600	3500	6,5	125,6	157
	530	3500	8,6	86,4	125,6
	450	3500	6,7	110	157
	300	3500	3,7	125,6	172,7
80	600	3500	8,9	107	157
	530	3500	10	89,5	172,7
	450	3500	6	100	165
	300	3500	6	96	172,7
40	600	4750	4	220	282,6
	530	4750	3,7	220	282,6
	450	4750	4	188,4	235,5
	300	4750	2,6	188,4	251

продовження табл. 11.8

1	2	3	4	5	6
80	600	4750	4,7	172,7	235,5
	530	4750	6	141	188,4
	450	4750	4,4	141	188,4
	300	4750	3	141	220
80	600	6000	5	157	260
	530	6000	5	157	254
	450	6000	4,6	157	260,5
	300	6000	3,8	157	250
40	600	6600	3,2	235,5	314
	530	6600	3,5	220	298
	450	6600	3,0	235,5	314
	300	6600	2,9	235,5	314

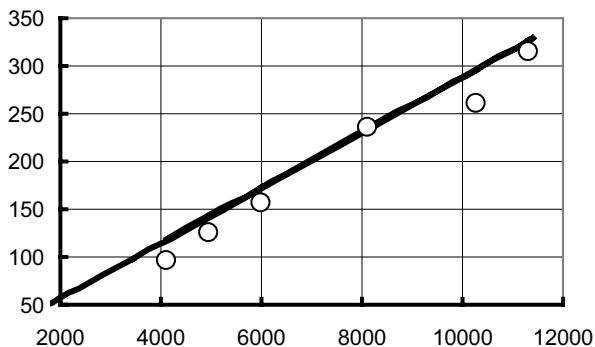


Рис. 11.34. Порівняння теоретичних та експериментальних значень гальмівного моменту M_T , що розвивається експериментальною моделлю багатодискового гальмівного механізму, що працює в масляній ванні, для самохідного шасі СШ 25 в функції зусилля, стискає пакет фрикційних дисків: \circ – експериментальні значення; — лінія, побудована за теоретичною формулою

**Таблиця 11.9. Результати експериментального визначення опору
обертанню при відключеному гальмівному механізмі**

Температура оливи в рукаві гальма T , °C	Частота обертання вала n , хв ⁻¹	Момент супротиву $M_{\text{сopr}}$, Н·м
40	600	21,01
	530	19,1
	450	18,2
	300	15,5
60	600	16,5
	530	15,5
	450	14,75
	300	12,96
80	600	14,71
	530	13,4
	450	12,86
	300	11,95
Без оливи	600	12,42
	530	11,8
	450	11,44
	300	11,0

Результати випробувань багатодискового гальмівного механізму, що охолоджується оливою, в режимі циклічного гальмування представлені на рис. 11.36. Визначено температуру насичення масла (середня встановилася температура) в корпусі гальмівного механізму при повному зануренні дисків в оливу. При досягненні середньої усталеної температури оливи вся теплота, що генерується в процесі гальмування, розсіюється в навколишнє середовище. Для досягнення сталої температури потрібно 45 циклічних гальмувань з часом циклу 30 с. Стала температура оливи розробленого гальмівного механізму $T_{\text{уст}} = 83^\circ\text{C}$.

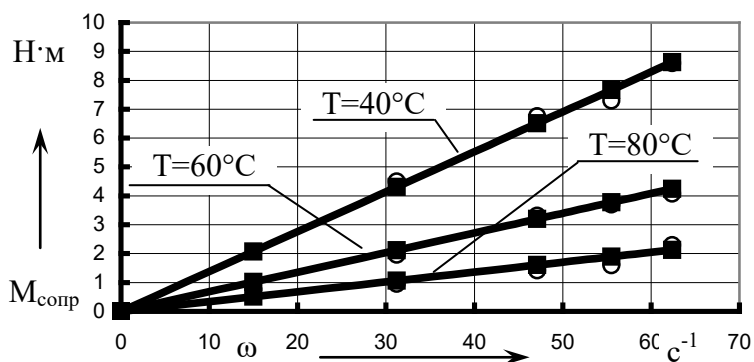


Рис. 11.35. Теоретичні та експериментальні значення моменту опору обертанню пакета фрикційних дисків у масляній ванні при повному зануренні дисків в оливу: ■ – теоретичні значення;

○ – експериментальні дані

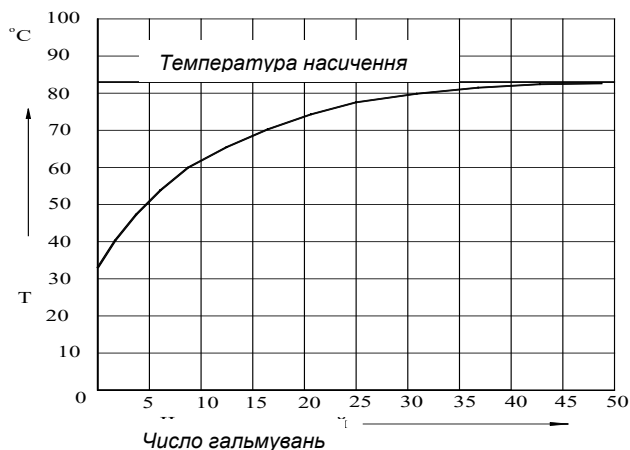


Рис. 11.36. Зростання температури оливи в рукаві гальмівного механізму в результаті циклічно повторюваних гальмувань

У реальній експлуатації така кількість безперервно повторюваних гальмувань зустрічається дуже рідко, навіть в гірській місцевості. При цьому відбувається додаткове обдування поверхні корпусу гальмівного механізму повітрям. Тому температура оливи в корпусі гальмівного механізму буде нижче 83°C, що обмежує зниження коефіцієнта тертя на фрикційних поверхнях при зростанні температури. Критичною температурою оливи, при якій порушується граничний режим змащування, є температура в 120°C. Тому для розробленого гальмівного механізму існує можливість знизити рівень оливи в корпусі, що призведе до зниження втрат на в'язкісне тертя.

Температура охолоджуючої оливи гальмівного механізму T , °C, визначається за формулою, представленої в роботі М. А. Подригало [40, 43]

$$T = T_0 + \frac{Q_u}{\Phi_{охл} \cdot (t_p + t_m)} \cdot \left[1 - e^{-\left(\frac{\Phi_{охл} \cdot (t_p + t_m) \cdot n_m}{C} \right)} \right], \quad (11.91)$$

де T_0 – температура навколишнього середовища, °C;

Q_u – циклове підведення тепла, Дж;

t_p – час розгону, с;

$\Phi_{охл}$ – фактор охолодження, Вт/°C;

t_m – час гальмування, с, $(t_p + t_m) = 30$ с;

n_m – число гальмувань;

C – загальна теплоємність гальмівного механізму, Дж/°C.

Енергія, що розсіюється гальмом при одиничному гальмуванні Q_u

$$Q_u = \frac{J_m \cdot \omega^2}{2}, \quad (11.92)$$

де J_m – момент інерції маховика інерційного стелу, $J_m = 11,4$ кг·м²;

ω – кутова швидкість ротора гальмівного механізму, $\omega = 62,8$ с⁻¹.

Тоді $Q_{ц} = 22500$ Дж.

При $n_m \rightarrow \infty$ формула (11.91) набуде вигляду

$$T_{уст} = T_0 + \frac{Q_{ц}}{\Phi_{охл} \cdot (t_p + t_m)}, \quad (11.93)$$

де $T_{уст}$ – середня температура гальма, що встановилася, $T_{уст} = 83^\circ\text{C}$.

З формули (11.93) визначимо величину фактора охолодження

$$\Phi_{охл} = \frac{Q_{ц}}{(T_{уст} - T_0) \cdot (t_p + t_m)}. \quad (11.94)$$

Отримаємо $\Phi_{охл} = 11,9$ Вт/°С.

Фактор охолодження для відкритого дискового «сухого» гальмівного механізму самохідного шасі СШ 25 дорівнює 3,09 Вт/°С [43], що в 3,85 рази менше отриманого значення (табл. 11.10.).

Таблиця 11.10. Фактор охолодження гальмівних механізмів різних конструкцій

Тип гальмівного механізму	Фактор охолодження $\Phi_{охл}$, Вт/°С
Стрічковий	2,83 [43]
Закритий дисковий	2,52 [43]
Відкритий дисковий	3,09 [43]
Багатодисковий, що охолоджується оливою	11,9

Підставивши вираз (11.93), (11.94) в (11.91), отримаємо

$$T = T_0 + (T_{уст} - T_0) \cdot \left[1 - e^{-\left(\frac{Q_u \cdot n_m}{C \cdot (T_{уст} - T_0)} \right)} \right]. \quad (11.95)$$

З виразу (11.95) загальна теплоємність C дорівнює

$$C = - \frac{Q_u \cdot n_m}{(T_{уст} - T_0) \cdot \ln \left[1 - \frac{T - T_0}{(T_{уст} - T_0)} \right]}. \quad (11.96)$$

Отримано графік зміни загальної теплоємності розробленого гальмівного механізму від кількості гальмувань (рис. 11.37).

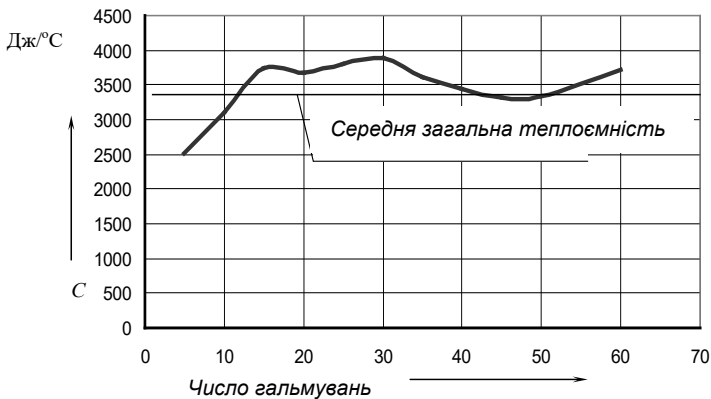


Рис. 11.37. Графік зміни загальної теплоємності багатодискового гальмівного механізму, що охолоджується оливою

Середня загальна теплоємність гальма $C_{cp} = 3470$ Дж/°С. Таким чином, розроблений багатодисковий гальмівний механізм, що працює в оливі, для самохідного шасі СШ 25 має високі загальну теплоємність і фактор охолодження, що говорить про його високу енергоємність.

Для зниження втрат на рідинне тертя при обертанні пакета фрикційних дисків у розімкненому стані необхідно оптимізувати рівень охолоджувальної рідини в ванні гальмівного механізму. Рівень охолоджуючої оливи в гальмівному механізмі для зниження втрат на тертя і зменшення часу включення повинен бути якомога меншим. У той же час обсягу оливи повинно бути достатньо для забезпечення стабільної масляної плівки на поверхнях тертя і ефективного відведення тепла.

Визначимо раціональний рівень оливи в корпусі гальмівного механізму.

Різниця факторів охолодження при повному заповненні оливою корпусу гальмівного механізму і при відсутності оливи, Вт/°С

$$\Delta\Phi = \Phi_M - \Phi_C, \quad (11.97)$$

де Φ_M – фактор охолодження гальмівного механізму при повному заповненні його оливою, Вт/°С;

Φ_C – фактор охолодження гальмівного механізму при відсутності оливи, Вт/°С.

При зниженні рівня оливи в гальмівному механізмі зменшуються пропорційно площі контакту оливи з корпусом гальмівного механізму.

$$\frac{\Delta\Phi}{\Delta\Phi_H} = \frac{S}{S_H}, \quad (11.98)$$

де S – площа контакту оливи з внутрішньою поверхнею корпусу гальмівного механізму, повністю заповненого оливою, м²;

S_H – площа контакту оливи з внутрішньою поверхнею корпусу гальмівного механізму, заповненого оливою на H метрів, м²;

$\Delta\Phi_H$ – різниця факторів охолодження при заповненні корпусу гальмівного механізму оливою на висоту H і при відсутності оливи, Вт/°С;

$$\Delta\Phi_H = \Phi_{MH} - \Phi_C, \quad (11.99)$$

де $\Delta\Phi_H$ – фактор охолодження гальмівного механізму при заданому рівні оливи H , Вт/°С.

Приймаємо, що корпус гальмівного механізму має форму циліндра радіусом R_y і довжиною l_y . Тоді

$$S = 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot l_y; \quad (11.100)$$

$$S_H = 2 \cdot R_y \cdot l_y \cdot \left(\pi - \arccos \frac{H - R_y}{R_y} \right). \quad (11.101)$$

Допустима середня температура охолоджуючої оливи, що встановилася, як показали результати проведеного нами огляду літературних джерел, $[T_{ycm}] = 120^\circ\text{C}$. При перевищенні допустимої температури відбувається порушення масляної плівки на фрикційних поверхнях дисків, що приводить до різкого збільшення інтенсивності зносу.

З виразу (11.93) допустима середня температура оливи, що встановилася

$$[T_{ycm}] = T_0 + \frac{Q_y}{\Phi_{MH} \cdot (t_p + t_m)}, \quad (11.102)$$

звідки

$$\Phi_{MH} = \frac{Q_y}{\left([T_{yct}] - T_0 \right) \cdot (t_p + t_m)}. \quad (11.103)$$

Підставимо вирази (11.97), (11.99), (11.100), (11.101) в формулу (11.98) і проведемо ряд перетворень

$$\frac{\Delta\Phi}{\Delta\Phi_H} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot l_y}{2 \cdot R_y \cdot l_y \cdot \left(\pi - \arccos \frac{H - R_y}{R_y} \right)}; \quad (11.104)$$

$$(\Phi_M - \Phi_C) \cdot \left(\pi - \arccos \frac{H - R_y}{R_y} \right) = \pi \cdot (\Phi_{MH} - \Phi_C); \quad (11.105)$$

$$\arccos \frac{H - R_y}{R_y} = \frac{\pi \cdot (\Phi_M - \Phi_{MH})}{(\Phi_M - \Phi_C)}; \quad (11.106)$$

$$H = R_y \cdot \cos \left(\frac{\pi \cdot (\Phi_M - \Phi_{MH})}{\Phi_M - \Phi_C} \right) + R_y. \quad (11.107)$$

Підставивши у вираз (11.107) вираз (11.103), одержимо формулу для визначення оптимального рівня охолоджуючої оливи в корпусі гальмівного механізму

$$H = R_y \cdot \cos \left[\frac{\pi \cdot \left[\Phi_M - \left(\left[T_{ycm} \right] - T_0 \right) \cdot (t_p + t_m) \right]}{\Phi_M - \Phi_C} \right] + R_y. \quad (11.108)$$

Визначимо оптимальний рівень оливи для розробленого гальмівного механізму при $R_y = 0,125$ м

$$H = 0,125 \cdot \cos \left[\frac{3,14 \cdot \left[11,9 - \frac{22500}{(120 - 20) \cdot 30} \right]}{11,9 - 2,52} \right] + 0,125 = 0,137 \text{ м.}$$

Таким чином, рівень оливи в розробленому гальмівному механізмі рекомендується на 12 мм вище осі обертання фрикційних дисків.

При такому рівні оливи в корпусі гальмівного механізму проведено дослідження ресурсу фрикційних дисків. З метою посилення умов проведення експериментального визначення ресурсу фрикційних дисків, застосовувалися диски без нанесених на їх поверхню канавок. Таким чином, були створені найнесприятливіші умови змащування поверхонь, що викликало максимально можливий їх знос.

Згідно з працею М. А. Подригало [40] енергія, що поглинається гальмівними механізмами самохідного шасі СШ 25 при одному екстремому гальмуванні з максимальною швидкістю руху до повної зупинки, дорівнює енергії, поглиненої за 1 мотогодину роботи самохідного шасі в реальній експлуатації. Так як знос поверхонь фрикційних дисків гальмівних механізмів пропорційний поглиненій ними енергії, то можна вважати, що знос, який виникає після одного екстремого гальмування на інерційному стенді, відповідає зносу, що виникає за одну мотогодину роботи самохідного шасі в реальній експлуатації.

Таким чином, знос, що виникає після проведення 1000 екстрених гальмувань, відповідає зносу поверхонь фрикційних дисків, що виникає після 1000 мотогодин реальної експлуатації самохідного шасі.

Згідно з отриманими в ході експериментального дослідження даними, максимальний знос – на першому від розтискного механізму диску на фрикційній поверхні, зверненої до поверхні натискного диска. Після 1000 екстрених гальмувань максимальна величина зносу склала 0,0818 мм (рис. 11.38). При лінійному законі зношування поверхонь фрикційних дисків рівняння регресії залежності величини зносу від числа гальмувань прийняло вигляд

$$I = 8,9391 \cdot 10^{-5} \cdot n, \quad (11.109)$$

де n – число екстрених гальмувань.

Товщина металокерамічної накладки на фрикційному диску становить 1 мм. Тоді число екстрених гальмувань до повного зносу фрикційної поверхні

$$n = \frac{1}{8,9391 \cdot 10^{-5}} = 11186.$$

Таким чином, прогнозований ресурс фрикційних дисків експериментальної моделі багатодискового гальмівного механізму, що працює в оливі, для самохідного шасі СШ 25 становить не менш 11000 годин експлуатації. Тому протягом всієї експлуатації самохідного шасі (6000–8000 годин) потреби в заміні зношених фрикційних дисків на нові немає.

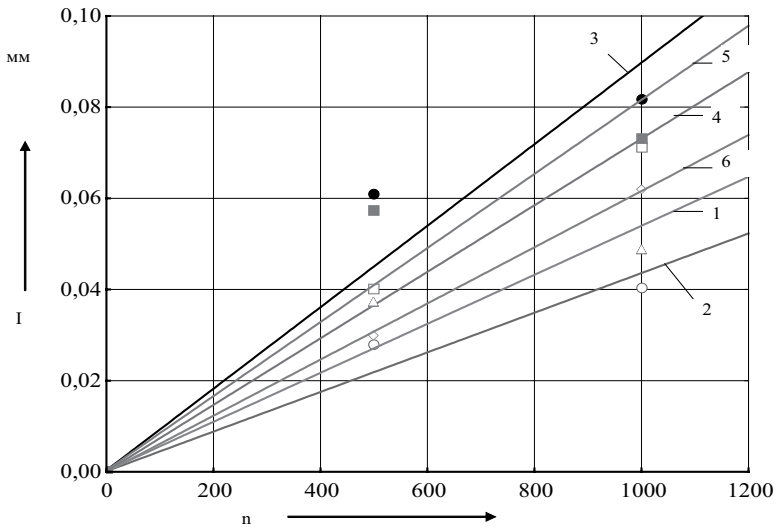


Рис. 11.38. Графіки залежності зносу I поверхонь фрикційного металокерамічного диска від числа екстрених гальмувань n : 1, 2 – знос на внутрішньому радіусі фрикційної поверхні відповідно зверненої до натискного диска і зверненої від натискного диска, $I_1 = 5,3744 \cdot 10^{-5} \cdot n$; $I_2 = 4,3458 \cdot 10^{-5} \cdot n$; 3, 4 – знос на середньому радіусі фрикційної поверхні відповідно зверненої до натискного диска і зверненої від натискного диска, $I_3 = 8,9391 \cdot 10^{-5} \cdot n$; $I_4 = 7,2993 \cdot 10^{-5} \cdot n$; 5, 6 – знос на зовнішньому радіусі фрикційної поверхні відповідно зверненої до натискного диска і зверненої від натискного диска, $I_5 = 8,1228 \cdot 10^{-5} \cdot n$; $I_6 = 6,1592 \cdot 10^{-5} \cdot n$

За результатами вимірів отримані рівняння регресії і графіки розподілу зносу по пакету фрикційних дисків експериментального багатодискового гальмівного механізму для самохідного шасі СШ 25 (рис. 11.39).

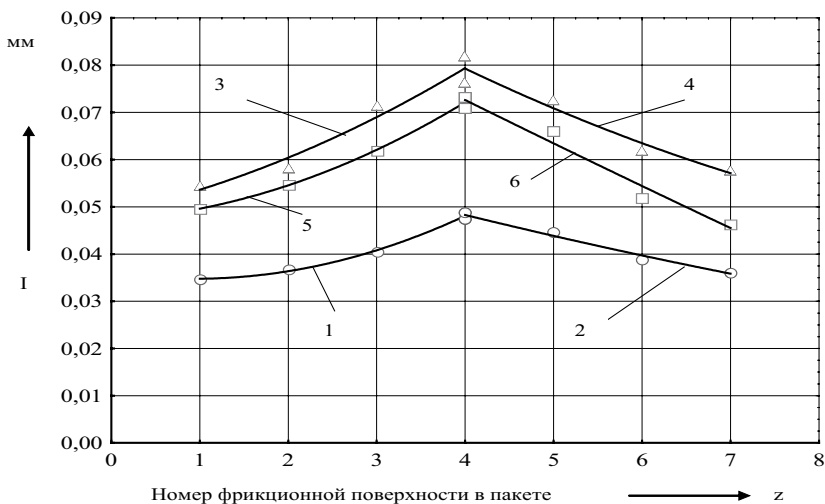


Рис. 11.39. Графік розподілу зносу I по фрикційним поверхням металокерамічних дисків, що входять в пакет:

1, 2 – знос на внутрішньому радіусі поверхонь фрикційних дисків, розташованих відповідно до і після розтискного механізму $I_1 = 0,036 - 0,0027 \cdot z + 0,0014 \cdot z^2$; $I_2 = 0,0688 - 0,0057 \cdot z + 0,001 \cdot z^2$; 3, 4 – знос на середньому радіусі дисків, розташованих відповідно до і після розтискного механізму $I_3 = 0,0486 - 0,0041 \cdot z + 0,0009 \cdot z^2$; $I_4 = 0,1231 - 0,013 \cdot z + 0,0005 \cdot z^2$; 5, 6 – знос на зовнішньому радіусі поверхонь фрикційних дисків, розташованих відповідно до і після розтискного механізму $I_5 = 0,0472 - 0,0011 \cdot z + 0,0013 \cdot z^2$; $I_6 = 0,1106 - 0,0098 \cdot z + 0,00006664 \cdot z^2$

Встановлено, що максимальний знос мають диски, розташовані першими від розтискного механізму. На фрикційних поверхнях дисків, розташованих далі від розтискного механізму, знос нелінійно зменшується. Відповідно мінімальний знос фрикційних поверхонь спостерігається на останньому від натискного диску.

Встановлено, що поверхня фрикційних дисків зношується нерівномірно в точках, розташованих на радіальних радіусах. Максималь-

ний знос зареєстрований на середньому радіусі дисків, мінімальний на внутрішньому радіусі. Наявність максимального зносу на середньому радіусі пояснюється тим, що на цьому радіусі при відсутності канавок на поверхні диска різко погіршуються умови змащування. Також на нерівномірність зносу впливає жорсткість фрикційних дисків і розподіл тисків в пакеті фрикційних дисків [44, 45].

Згідно з графіком (рис. 11.40) знос на фрикційних поверхнях металокерамічних дисків нелінійно зменшується в міру віддалення від натискного механізму.

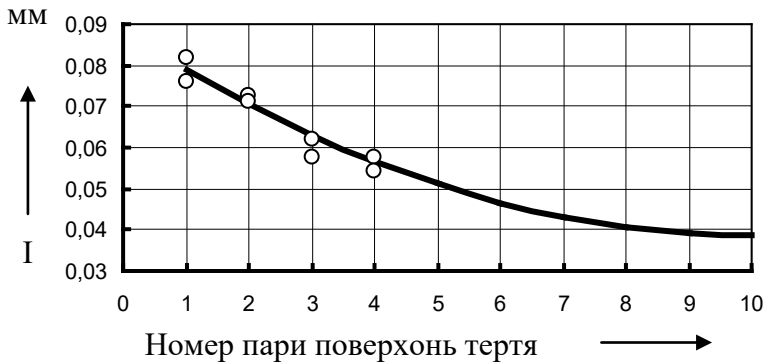


Рис. 11.40. Графік зміни зносу на середньому радіусі I по фрикційним поверхням металокерамічних дисків, що входять в пакет

○ – експериментальні значення; — крива, побудована за рівнянням регресії

$$I_4 = 0,1231 - 0,013 \cdot z + 0,0005 \cdot z^2 \quad (\text{рис. 11.39}) \quad \text{з урахуванням зсуву на 3 фрикційні поверхні}$$

Так, знос фрикційної поверхні в 9-й – 10-й парах тертя нижче в 2 рази, ніж в першій парі тертя між натискним і металокерамічним диском. Допускати нерівномірність зносу більш ніж в 2 рази, ми вважаємо недоцільним. Таким чином, максимальне число фрикційних дисків в пакеті рекомендується обмежувати 10-ма.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Розділ 9

1. Бобров, Я. О. (1994). *Підвищення енергоємності гальмівних механізмів колісних тракторів класів 0,6 ... 1,4*. (Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03 – автомобілі та трактори). Я. О. Бобров. Харків, 1994, 24 с. [Російською мовою].
2. Подригало, М. А. (1993). *Теоретичне обґрунтування та розробка гальмівного керування колісних тракторів та трансформованих енерготехнологічних агрегатів*. (Дис. д-ра техн. наук: 05.05.03). Харків, 397 с. [Російською мовою].

Розділ 10, 11

1. Абрамов, Д. В. (2005). *Вибір та обґрунтування параметрів багатодискових тракторних гальм, що працюють у мастилі*. Автореферат дис. ...канд. техн. наук: 05.22.02. автомобілі та трактори. Харків, 20 с.
2. Подригало, М. А.; Абрамов, Д. В. (2001). Аналіз застосування різних гальмівних механізмів на сільськогосподарських колісних тракторах. *Вісник ХДАДТУ*. Зб. наук. пр. ХДАДТУ. Вип. 15–16. С. 21–23.
3. Подригало, М. А.; Абрамов, Д. В.; Бобров, Я. А.; Ковтун, С. В. (2001). Використання «мокрих» багатодискових гальмівних механізмів на колісних тракторах. *Вісник ХДАДТУ*. Зб. наук. пр. ХДАДТУ. Вип. 14. С. 22–24.
4. Schlipperkatalog (1988). Landwirtschaftsverlag GmbH Munster-Hiltrup, 239 p.
5. Schlipperkatalog (1989). Landwirtschaftsverlag GmbH Munster-Hiltrup, 215 p.
6. Заявка ФРН (1985). № 3411743. МКІ В60 Т 8/32.
7. Патент Японії (1985). № 6099309, кл. F 16 D69/02.

8. Патент Японії (1985). № 601263, кл. F 16 D55/40.
9. Патент Японії (1985). № 60242910, кл. F 16 D69/02.
10. Патент Японії (1986). № 6234973, кл. F 16 D65/853.
11. Патент Японії (1988). № 63143485, кл. F 16 D69/00.
12. Yan, Qing-dong; Su Xin-dong, J. (2000). Beijing Inst. Distribution and dissipation of braking power of wet multidisc brake. *Technol*, № 1. P. 87–93.
13. Davis, Coby L.; Sadeghi, Farshid; Krousgrill, Charles M. (2000). A simplified approach to modeling thermal effects in wet clutch engagement: analytical and experimental comparison. *Tribol*, № 1. P. 110–118.
14. Lamellenbremse und Axialkolbenmotoren (2000). *Zuliefermarkt*. № 5. P. 47.
15. Decuzzi, P.; Ciaverella, M.; Monno, G. (2001). Frictionally excited thermoelastic instability in multi-disk clutches and brakes. *Trans. ASME. J. Tribol*, № 4. P. 865–871.
16. Li, Feixue; Zhang, Wenming; Fang, Mei. (2001). Beijing keji daxue xuebao. – *J. Univ. Sci. and Techn. Beijing*, № 6. P. 539–542.
17. Туренко, О. Н. (1972). Дослідження закритих дискових гальм для важких вантажних автомобілів. Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. Харків, 160 с. [Російською мовою].
18. Fox, Joseph R. (1981). Wet wheel brakes require spetial design. *Automotive Engineer*, № 4. P. 30–34.
19. Подригало, М. А.; Гецович Є. М. (1999). Характеристики багатодискового гальма трактора з урахуванням тертя у напрямних. *Тракторна енергетика у рослинництві*. Сер. Тракторобудування, С. 285–292 [Російською мовою].
20. Rabinowicz, E. (1965). Surface Energy Approach to Friction and Wear. *Product Engineering*. Vol. 36. № 6, P. 95–99.
21. Bowden, F. P.; Tabor, D. (2001). *Friction and Lubrication of Solids*. Oxford (UK). Oxford University Press, 374 p.
22. Loomis, W. R. (1985). *New Directions in Lubrication, Materials, Wear and Surface Interaction*. United States. Noyes Publications. 841 p.
23. Gohar, Ramsey; Rahnejat, Homer. (2012). *Fundamentals of Tribology*. March. 460 p.

24. Lubrecht, Ton; Maznyer, Denis; Cann, Philippa. (2001). Starved elastohydrodynamic lubrication theory: application to emulsions and greases. *C. r. Acad. sci. Ser 4. № 5. P. 717–728.*
25. Pinkus, O. (1990). *Thermal Aspects of Fluid Film Tribology.* New York: ASME Press, P. 317–326.
26. Bharat, Bhushan. (2013). *Introduction to Tribology.* 2nd ed. Publication. USA: A. John Wiley & Sons, Ltd., 711 p.
27. Chikhos, H. (1982). *System Analysis in Tribonics,* 348 p.
28. Закалов, О. В. (2011). *Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник.* О. В. Закалов, І. О. Закалов. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І. Пулюя, 322 с.
29. Enrico, Gnecco; Ernst, Meyer (2007). *Fundamentals of Friction and Wear,* Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 716 p.
30. Straffelini, G. (2015). *Friction and wear methodologies for design and control. Springer Tracts in Mechanical Engineering.* Switzerland, Springer International Publisher. 158 p.
31. Cox, R. L. (2012). *Engineered tribological composites. The art of friction material development.* USA: SAE International, 505 p.
32. Anleitner, M. A. (1984). Friction material Failure modes oilimmersed Multiple Disk Brakes. *SAE Techn Paper series. № 841064,* P. 1–12.
33. Leslie, R. Rudnick (2005). *Synthetics, Mineral Oils, and Bio-Based Lubricants. Chemistry and Technology.* CRC Press, 952 p.
34. Подригало, М. А.; Волков В. П.; Міленін О. Н. (2001). Оцінка температурного режиму гальмівних механізмів колісних машин при одиничному гальмуванні. *Механіка та машинобудування.* Харків: НТУ «ХПІ». № 1, 2. С. 180–183 [Російською мовою].
35. Nikolov, N. D.; Chankov E. S. (2013). *Strength of materials handbook.* Sofia: Avangard Prima, 40 p.
36. Khurmi, R. S.; Khurmi, N. (2006). *Hydraulics, fluid mechanics and hydraulic machines.* Schand, 990 p.
37. Подригало, М. А.; Абрамов Д. В.; Міленін О. Н. (2001). Методика оцінки втрат енергії під час роботи багатодискового гальма у мастильному середовищі. *Праці міжнародної науково-технічної конференції «KONFERENCJA HAMULKOWA 2001».* Лодзь. Інсти-

тут транспортних засобів Лодзінського політехнічного інституту. Том. 1. 359 с.

38. Подригало, М. А.; Абрамов Д. В. (2002). Оцінка втрат енергії під час роботи багатодискового гальмівного механізму, охолоджуваного оливою. *Вісник СевДТУ. Автоматизація процесів та управління*. Вип.36. С. 99–103.
39. Абрамов, Д. В. (2002). Методика вибору тракторів для встановлення уніфікованих багатодискових гальмівних механізмів. *Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць*. ХНАДУ. Вип. 9. С. 48–50.
40. Подригало, М. А. (1993). *Теоретичне обґрунтування та розробка гальмівного керування колісних тракторів та трансформованих енерготехнологічних агрегатів*. Дис... докт. техн. наук: 05.05.03. Харків, 397с. [Російською мовою].
41. Лібчис, С. Є. (1993). *Самохідне шасі СШ-25. Технічний опис та інструкція з експлуатації*. Харків: Прапор, 163 с. [Російською мовою].
42. Подригало, М. А.; Абрамов, Д. В. (2001). Використання багатодискового гальмівного механізму, що охолоджується оливою, в автомобільній та тракторній техніці. *Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць*. ХДАДТУ. Вип. 7–8. С. 75–77.
43. Бобров, Я. А. (1994). *Підвищення енергоємності гальмівних механізмів колісних тракторів класів 0,6...1,4*. Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03. Харків, 181 с. [Російською мовою].
44. Воробйов, Ю. С.; Барнат, В.; Малаховски, Є. (2003). Застосування граничних елементів при аналізі стану напруги в дисках багатодискового гальма. *Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць*. Харків: ХНАДУ. Вип. 13. С. 218–220 [Російською мовою].
45. Воробйов, Ю. С.; Барнат, В. (2003). Підвищення надійності багатодискового зчеплення підбором контактних елементів. *Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць*. Харків: ХНАДУ. Вип. 13. С. 83–87 [Російською мовою].

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 9. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ В ДОРОЖНІХ УМОВАХ	3
9.1. Розробка способу оцінки енергонавантаженості гальмівних механізмів в умовах експлуатації	3
9.1.1. <i>Спосіб реєстрації режимів гальмування транспортного засобу в умовах експлуатації</i>	3
9.1.2. <i>Аналіз помилки вимірювання енергії, поглиненої гальмівними механізмами</i>	6
9.2. Програма – методика дорожніх випробувань	8
9.3. Прилади та обладнання для дорожніх випробувань	10
9.4. Результати дорожніх випробувань	12
РОЗДІЛ 10. БАГАТОДИСКОВІ ГАЛЬМІВНІ МЕХАНІЗМИ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В ОЛИВІ	18
10.1. Застосування різних конструкцій гальмівних механізмів на колісних тракторах	18
10.2. Конструкції гальмівних механізмів, що працюють в оливі	24
10.3. Аналіз робіт, присвячених теорії тертя в режимі граничного змащення	29
10.4. Фрикційні матеріали та оливи, що застосовуються у вузлах тертя гальмівних механізмів	32
10.5. Енергетичні втрати в багатодискових гальмівних механізмах, що працюють в оливі	36
10.5.1. <i>Динаміка процесу включення фрикційних пар</i>	36
10.5.2. <i>Критерій оцінки витрат енергії</i>	47
10.5.3. <i>Витрати потужності при відключеному гальмівному механізмі, зануреному в оливу</i>	51
10.5.4. <i>Витрати потужності на примусове прокачування оливи</i>	71

РОЗДІЛ 11. МЕТОДИКА ВИБОРУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ПАР БАГАТОРІЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ	74
11.1. Визначення вагових і потужнісних параметрів колісних тракторів, що входять в модельний ряд, за результатами статистичного дослідження	74
11.2. Методика розрахунку уніфікованих фрикційних пар для багатодискових гальмівних механізмів колісних тракторів, що входять до модельного ряду	80
11.3. Формування вимог до олив, що застосовуються у багатодискових гальмівних механізмах	103
11.4. Типорозмірний ряд уніфікованих фрикційних пар багатодискових гальм для модельного ряду колісних тракторів	110
11.5. Розробка конструкції експериментального зразка багатодискового гальма, що працює в оливі для колісного трактора класу 0,6 кН	115
11.6. Експериментальне дослідження трибологічних характеристик олив і багатодискового гальмівного механізму	122
11.6.1. Експериментальне дослідження трибологічних характеристик олив, що застосовуються у фрикційних механізмах	122
11.6.2. Експериментальне дослідження багатодискового гальмівного механізму, що охолоджується оливою	126
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	158

Наукове видання

**М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов,
Я. А. Бобров, М. П. Холодов**

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ ТА ТЕОРІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

Колективна монографія

У трьох томах

За редакцією д-ра техн. наук, професора М. А. Подригало
та д-ра техн. наук, професора О. С. Полянського

Том 3

Комп'ютерна верстка: О. Б. Мальцев

Підписано до друку 22.09.2023. Формат 60х84 1/16.

Умов. др. арк. 9,5. Об. вид арк. 9,6.

Зам. № ЕП-1309231. Тираж 100 прим.

Видавництво «Естет Прінт»

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК № 6381 від 3.09.2018

тел.: +38 (050) 831-58-36

*Віддруковано у друкарні ТОВ «Естет Прінт»
Україна, 61002, м. Харків, вул. Рилєєва, 60*