

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРА ШЛЯХОМ  
ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕЛЕМЕНТІВ  
ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ

«ЕКСПЛУАТАЦІЯ»

2020

## ЗМІСТ

Вступ	3
1 СТАН ПИТАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ	4
1.1 Аналіз конструкції дискових фрикційних елементів трансмісій колісних та гусеничних машин	4
1.2. Фактори навантаження, характерні види руйнування і розрахунок фрикційних елементів трансмісії	7
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ДИСКІВ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ	18
2.1 Дослідження перехідних процесів в математичній моделі системи «двигун-трансмісія-машина»	18
2.3 Результати теоретичного моделювання системи «двигун-трансмісія-машина»	24
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ПРОМИСЛОВОГО ТРАКТОРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ МОДАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦІЙНИХ ДИСКІВ	27
ВИСНОВКИ	30
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	31

## ВСТУП

Для перспективних багатоцільових гусеничних та колісних транспортних машин, експлуатованих в особливо важких умовах, розробляється все більш досконалі конструкції гідромеханічних, електромеханічних і гібридних трансмісій. Випробування дослідних зразків машин свідчать про високу динамічну навантаженість, що обмежує довговічність деталей, зокрема, фрикційних дисків елементів керування і деталей, що сполучаються з ними. В роботі розглядається мало досліджений раніше вид руйнування – розрив дисків і пластичні деформації елементів сполучення з іншими деталями, які спостерігаються в проєктованих і існуючих трансмісіях, в тому числі в конструкціях світових лідерів. Слід зазначити, що такий же вид руйнування спостерігається в транспортних машинах, оснащених ступінчастими трансмісіями і дизельними двигунами.

Проведений металографічний аналіз зруйнованих дисків показує, що пластичні деформації і тріщини носять втомний характер, який проявляється за обмежений час експлуатації, що можливо внаслідок виникнення високочастотних коливань в процесі функціонування в недослідженому раніше діапазоні частот. В роботі показано, що руйнування дисків можливо внаслідок резонансних режимів, що генеруються гідродинамічними процесами в міжлопатевому просторі і пульсацією робочої рідини в системі підживлення, і обґрунтовано основні напрями підвищення довговічності дисків. Це визначає актуальність проведення комплексу розрахунково-експериментальних досліджень даної роботи.

# 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Аналіз конструкції дискових фрикційних елементів трансмісій колісних та гусеничних машин

Фрикційні елементи керування знайшли широке застосування в самих різних галузях машинобудування. Умови їх роботи залежать від загального призначення машини і визначають вибір розрахункових режимів, що враховують специфічні особливості кожного типу машин. Однак у всіх випадках необхідно прагнути до створення фрикційних пристроїв мінімальних габаритів, високої надійності і довговічності.

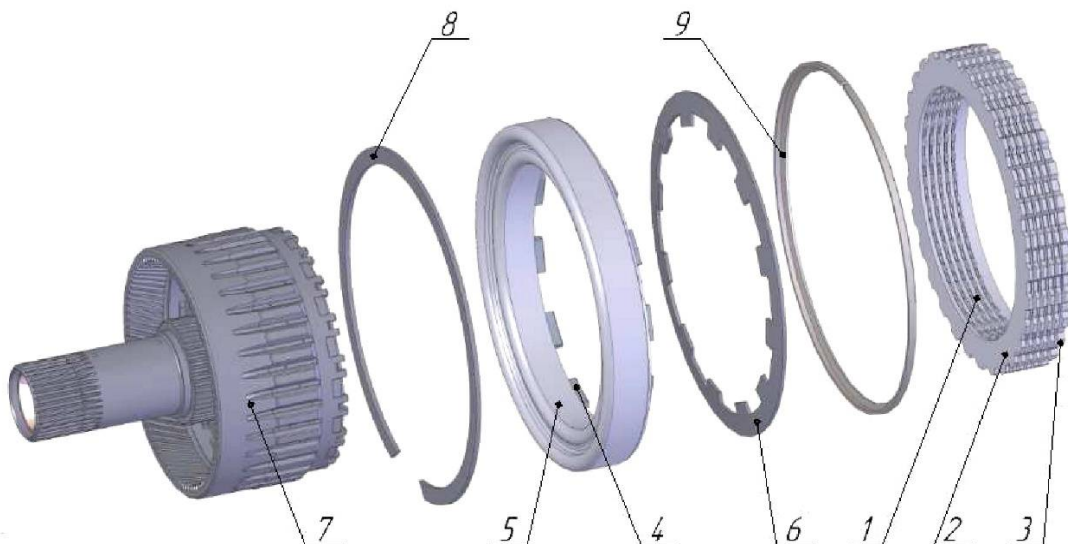
Зі збільшенням терміну служби вузлів машин зменшуються експлуатаційні витрати і витрати на ремонт. При створенні нових машин, вузли і агрегати яких повинні працювати в умовах підвищених швидкостей, високого тиску і високих температур, необхідно враховувати всі досягнення науки і техніки, шляхом конструктивних заходів, поліпшенням технології виготовлення та умов експлуатації підвищувати довговічність і надійність вузлів машин.

В гідромеханічних передачах найбільшого поширення набули фрикційні муфти і гальма з гідравлічним натискним пристроєм. Такі пристрої за конструктивним виконанням поділяють на дискові, конусні, стрічкові і колодкові. Найбільш широко використовуються багатодискові фрикційні муфти і гальма, які відрізняються високою ефективністю в порівнянні з іншими типами елементів керування, компактністю, відсутністю регулювання при експлуатації, рівномірним нагріванням в процесі експлуатації та іншими позитивними якостями [1]. Дискові елементи керування однаково ефективно працюють за різноспрямованого обертання ведучого і веденого валів, а також можуть використовуватися в якості муфти, що обертається або нерухомого фрикційного гальма. Такі елементи керування добре компонуються в планетарних коробках передач, при цьому, не навантажуючи вали і

підшипникові опори радіальними силами.

До недоліків багатодискових фрикційних елементів керування відносяться великі в порівнянні з іншими типами втрати в вимкненому стані, які обумовлені тертям при відносному обертанні дисків і дією відцентрових сил, що накладає обмеження при синтезі кінематичних схем і ускладнює конструкції елементів керування через необхідність введення клапанів спорожнення [2].

У конструкціях з'єднання фрикційних дисків з барабаном (рис. 1.1) здійснюється по рухомій посадці з центруванням по діаметру ділячного кола зубів з гарантованим зазором, що забезпечує осьове переміщення дисків відносно барабана при включенні-виключенні.



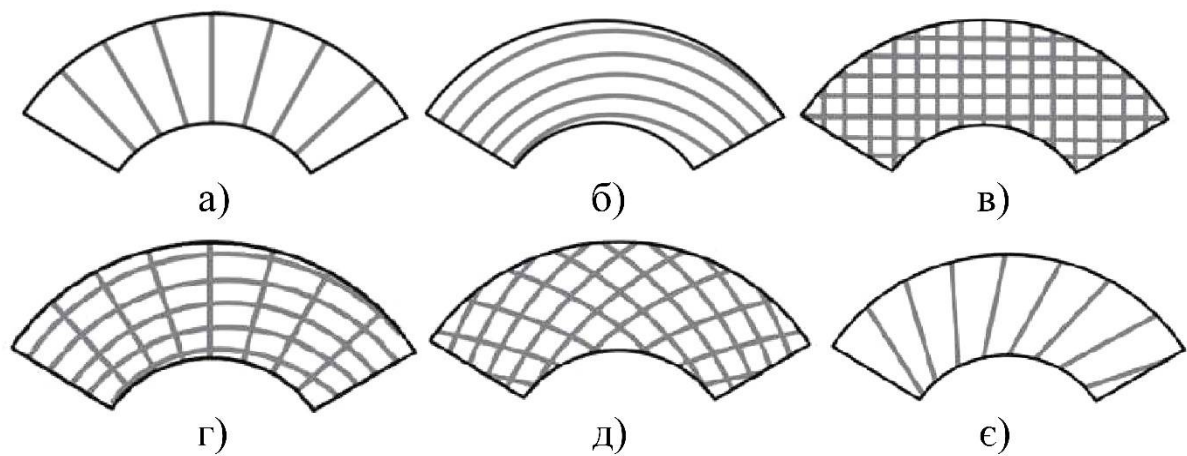
1 – диски з внутрішнім зубчастим венцем (з накладками); 2 – диски з зовнішнім зубчастим венцем (без накладок); 3 – упорний диск; 4 – поршень; 5 – бустер; 6 – віджимна пружина; 7 – барабан; 8 – стопорне кільце; 9 – упорне кільце

Рисунок 1.1 – Конструкція фрикційного багатодискового елемента керування

Щоб включити елемент керування мастило під тиском подається в простір, який називається бустером. Під дією сили тиску мастила поршень починає переміщатися, стискаючи при цьому пружини. Включення будь-якого дискового елемента керування можна розділити на два

етапи. На першому – в результаті переміщення поршня відбувається вибірка зазорів між фрикційними дисками. Після того, як всі зазори між дисками будуть повністю вибрані, настає другий етап включення, а саме – починається процес стиснення фрикційного пакету дисків. На другому етапі переміщення поршня незначне і обумовлюється в основному деформацією фрикційних накладок. Стиснення дисків призводить до виникнення моменту тертя, який перешкоджає відносному ковзанню дисків. Для виключення муфти її бустер з'єднують зі зливною магістраллю, і поршень під дією зворотних пружин повертається у вихідне положення. Зусилля, що стискає пакет фрикційних дисків, зменшується до нуля, і елемент керування вимикається.

Для поліпшення охолодження фрикційних дисків, зниження моменту опору вільному обертанню пакета дисків в вимкненому стані елемента керування і стабілізації коефіцієнта тертя на поверхнях накладок роблять спеціальні канавки (рис. 1.2).



а – радіальна; б – спіралевидна; в – вафельна; г – спірале-радіальна; д – променевидна; е – нерадіальна

Рисунок 1.2 – Типові структури канавок

Більшість структур канавок конструюються так, щоб змушувати мастило перетікати від внутрішнього радіуса до зовнішнього під дією відцентрових сил для відводу тепла з поверхонь тертя в процесі буксування фрикційного пакету.

## 1.2. Фактори навантаження, характерні види руйнування і розрахунок фрикційних елементів трансмісії

Випробування зразків машин свідчать про високу динамічну навантаженість елементів трансмісій, що обмежує довговічність деталей, зокрема, дисків фрикційних вузлів керування і деталей, що сполучаються з ними.

Фрикційні пристрої є одним з найбільш навантажених пристроїв трансмісії. Так, за даними ВНДІТМ, число включень на 1000 км пробігу досягає 12500, а за одне включення час буксування може досягати 3,25 с, питома робота тертя – 715,3 Дж/см, знос 0,005 мм, збільшення температури на поверхні тертя – 150°C. Навантаженість фрикційних пристроїв істотно залежить від умов експлуатації. Відмінності в умовах експлуатації енергетичних засобів з однаковими трансмісіями призводить до того, що ресурс фрикційних пристроїв цих трансмісій відрізняється в кілька разів.

Диски тертя є одним з найбільш слабких ланок в трансмісіях сучасних машин. За даними надійності серійної машини, частка відмов по дисках різних фрикціонів становить 30% всіх відмов трансмісій і більше 2% відмов по транспортному засобу в цілому [8].

Найбільш характерними і поширеними видами відмов фрикційних елементів керування є підвищений знос, зношування при фреттинг-корозії, гідроабразивне зношування, перегрів, викривлення, усадка, руйнування сталеві основи і спікання дисків тертя.

Знос понад припустимі межі призводить до дестабілізації параметрів буксування, підвищенню термічної напруженості і, в кінцевому підсумку, до руйнування диска.

Гідроабразивне зношування полягає в руйнуванні матеріалу в результаті ударної дії твердих частинок, які захоплюються потоком рідини (рис. 1.3).

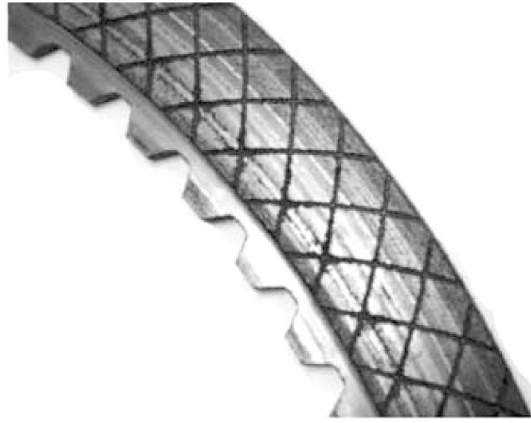


Рисунок 1.3 – Гідроабразивне зношування фрикційного диску

Зношування при фреттинг-корозії відбувається внаслідок малих взаємних коливань між шліцами дисків і барабанів, оскільки вони з'єднані зі значними зазорами (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – Зношування при фреттинг-корозії фрикційного диску

Викривлення дисків, що характеризується відхиленням диска від плоскої форми, зменшує осьові зазори між дисками і може призвести до контактування поверхонь тертя при роботі фрикційних пристроїв в розімкнутому стані (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Викривлення та відшарування фрикційних накладок диску тертя



Можлива також зміна форми (викривлення) фрикційних дисків, яка виникає при нерівномірному перегріванні дисків і спрямованості градієнта температур від центру до периферійної частини. При тривалій експлуатації може спостерігатися зміна розмірів (усадка) дисків тертя. Всі ці явища призводять до погіршення роботи фрикційного вузла трансмісії і передчасного виходу його з ладу.

В закордонній літературі типи руйнування дисків фрикційних вузлів поділяють на спонтанні та накопичувальні [7]. Прийнято, що для фрикційних дисків характерні наступні види виходу з ладу:

1) виникнення кольорів мінливості, що відбувається через теплові перевантаження, наприклад, при недостатній кількості охолоджувальної рідини;

2) місцеві перегріви, причиною яких є виникнення високотемпературних і механічних напружень, що зазвичай відбуваються спільно з утворенням кольорів мінливості на основі фрикційних дисків;

3) пітінг, відрив аж до значного розшаровування (рис. 1.6, а), що є результатом втомного механічного впливу;

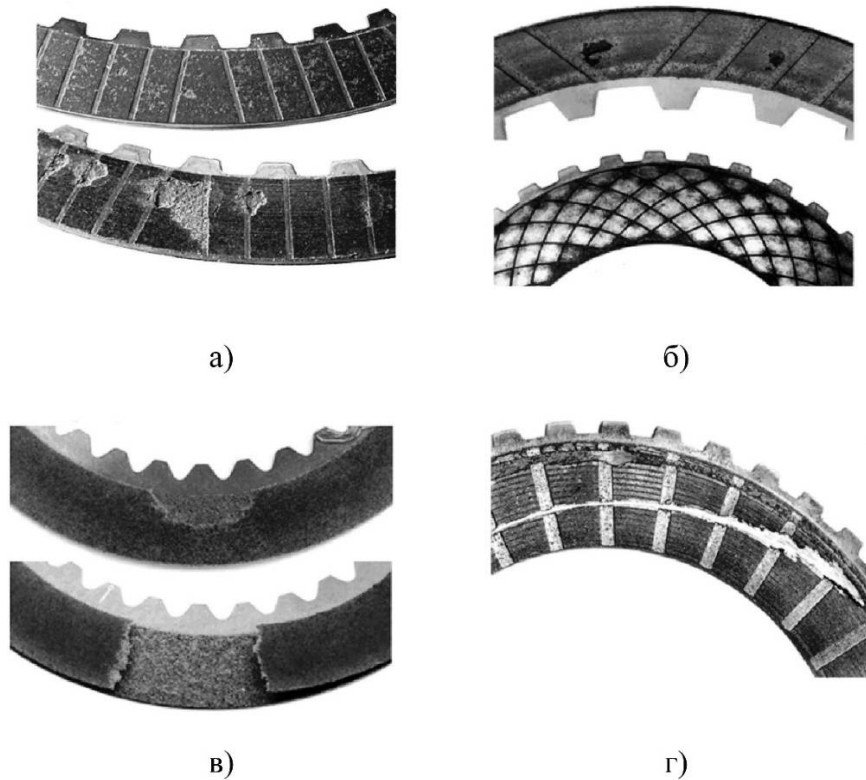
4) згладжування і стирання поверхонь тертя (рис. 1.6, б);

5) відшаровування фрикційних накладок (рис. 1.5 і 1.6, в), що виникає через недостатню міцність накладок, зокрема через неякісне просочення смолами (виробничий брак);

6) відрив фрикційних накладок, що відбувається через неякісний адгезійний шар або хімічну реакцію, зокрема через корозію (іржу) під накладками;

7) знос поверхонь тертя, що виникає через невідповідні (неякісні) робочі поверхні, через потрапляння абразивів між робочими поверхнями пар тертя або через недостатні зазори між дисками в пакеті;

8) спікання фрикційних накладок і сталевих дисків (рис. 1.6, г та 1.7, г) викликане великим перегрівом поверхонь тертя.



а – пітінг та значне відшарування фрикційних накладок дисків тертя; б – згладжування та стирання поверхонь тертя; в – відшарування фрикційних накладок; г – спікання фрикційних накладок та сталевих дисків

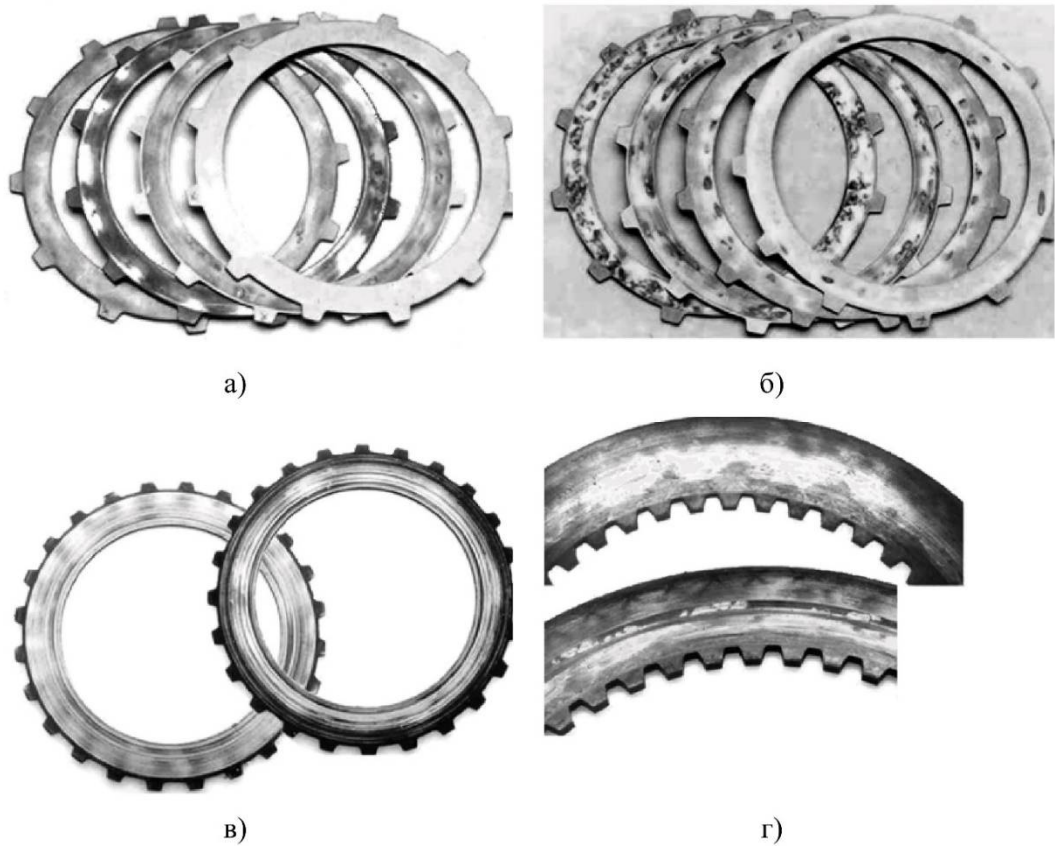
Рисунок 1.6 – Види виходу з ладу фрикційних дисків

Для сталевих дисків розрізняють наступні види виходу з ладу:

1) виникнення великих областей кольорів мінливості (рис. 1.7, а), що виникає через надмірну тривалість буксування, частого включення або недостатнього зазору в фрикційному пакеті та призводить до термічних перевантажень, зумовлених високою температурою поверхонь тертя;

2) місцевий перегрів (рис. 1.7, б), що виникає при великій роботі тертя при короткому часі буксування, що призводить до локальних термічних перевантажень;

3) знос поверхонь (рис. 1.7, в), що відбувається через недостатнє підведення мастила до фрикційних пакетів, а також через попадання сторонніх часток на поверхні тертя;



а – виникнення великих областей кольорів мінливості; б – місцевий перегрів; в – знос поверхонь; г – припикання до фрикційних накладок

Рисунок 1.7 – Види виходу з ладу сталевих дисків

4) припикання до фрикційних накладок (рис. 1.6, г і 1.7, г), що виникає через перегрів і недостатньо якісне відведення тепла або занадто маленький зазор;

5) корозія – відбувається в результаті попадання води в мастильні матеріали.

З причини вищевказаних видів виходу з ладу дисків фрикційних елементів керування існує методика, що включає в себе рекомендації щодо розрахунку фрикційних вузлів [8, 9, 10].

Основна увага при проектуванні фрикційних елементів керування приділяється питанням, присвяченим зносу поверхонь тертя, а також виникаючих температурних навантажень при буксуванні фрикційного елемента. Прийнято, що при розрахунку на міцність дисків тертя обмежуються

перевірочними розрахунками дисків, що обертаються в вимкненому стані при дії відцентрових сил. Однак, напруження, що проявляються при цьому, невеликі, оскільки кутова швидкість обертання дисків зазвичай не перевищує 400 рад/с. Для фрикційних елементів керування виконуються перевірочні розрахунки зубчастого зачеплення дисків з барабаном на основі статичного навантаження дисків.

Розрахунок довговічності фрикційних пристроїв трансмісії складається з визначення ряду експлуатаційних показників фрикційного пакету, серед яких: 1) коефіцієнт запасу фрикційного пристрою в включеному стані та стані буксування; 2) довговічність фрикційного пристрою по зносу поверхонь тертя; 3) температурний розрахунок дисків тертя; 4) зміни форми дисків тертя (викривлення і усадка); 5) необхідна питома витрата мастила для змащення; 6) момент опору і втрат потужності в розімкненому фрикційній вузлі, що працює в мастилі.

Переважає більшість існуючих рекомендацій щодо вибору параметрів конструкції фрикційних вузлів проєктованих трансмісій базуються на даній методиці розрахунку. Однак крім даної методики виконано велику кількість робіт, спрямованих на вдосконалення функціонування фрикційних елементів керування.

Багато з аналітичних праць присвячені температурній навантаженості фрикційних дисків. В роботах Р. Раувар [11] розроблено чисельний розв'язок рівнянь теплопередачі з найпростішими припущеннями для комп'ютерного обчислення коефіцієнта теплопередачі у фрикційних елементах керування, оснащених канавками.

Серед авторів найглибше цим питанням займалися Чічінадзе А.В. (ІМАШ РАН), Онопко А.Д. (ВАБТВ), Жучков М.Г., Корольков Р.Н. (ВНДІТМ). В ході всебічних досліджень гідромеханічної трансмісії БелАЗ-540 Тарасик В.П. [1] отримав емпіричну закономірність, що описує залежність моменту опору від відносної швидкості обертання при врахуванні конструктивних особливостей елемента керування:

$$M_{\phi}(\omega_{відн}) = \left( a - \frac{b}{\omega_{відн}} - \frac{c}{\omega_{відн}^2} \right) \cdot z \cdot K, \quad (1.1)$$

де  $a$ ,  $b$  і  $c$  – емпіричні коефіцієнти;  $K$  – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості фрикційних дисків і умови їх роботи;  $z$  – кількість пар тертя фрикційного пакету.

Heyan Li, Qi Jing і Biao Ma в [19] виконали роботу, присвячену аналогічному питанню. Їм також вдалося вивести емпіричну залежність для моменту опору обертанню:

$$T(\omega) = \frac{\pi z \mu \omega}{2h_0} (R_s^4 - R_1^4) \delta, \quad (1.2)$$

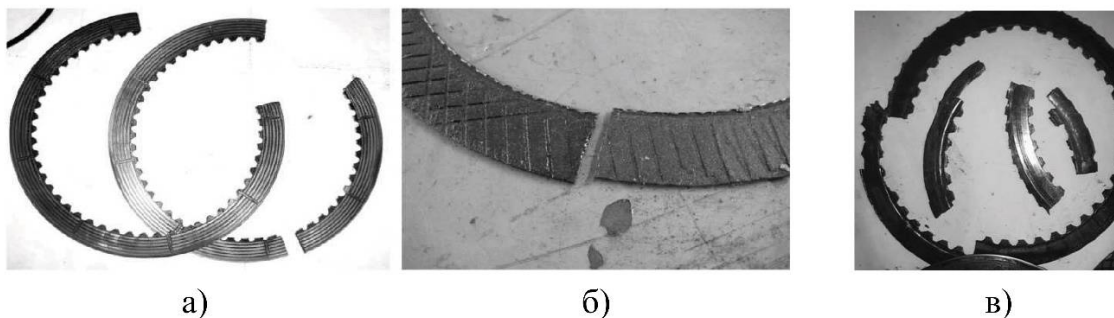
де  $h_0$  – осьовий зазор між дисками;  $R_s$  – еквівалентний радіус масляної плівки (зовнішній радіус диска);  $R_1$  – внутрішній радіус диска;  $\delta$  – безрозмірний коефіцієнт;  $\mu$  – в'язкість мастила.

Також автори досліджували вплив різних параметрів системи, таких як тиск в системі змащення і рівень мастила, на значення моменту опору що було підтверджене трудами співробітників фірми Borg Warner Transmission Systems Antony J. Grzasiak, Robert C. Lam та ін. [20].

Як показує досвід експлуатації трансмісій, що включають в свій склад фрикційні елементи керування, згадані вище методики розрахунку не завжди дозволяють з високим ступенем достовірності оцінити довговічність елементів фрикційних пристроїв. Складність виконання завдання захисту фрикційних пристроїв від перевантажень обумовлена виникненням максимальних динамічних перевантажень в кінематичному ланцюзі трансмісії при вимкненому стані елементів керування, що підтверджено багаторічним практичним досвідом експлуатації таких пристроїв (рис. 1.8, в) [22].

В ході експлуатації транспортної машини з експериментальною гідромеханічною трансмісією був встановлений недостатньо досліджений раніше вид руйнування – розрив дисків тертя [23, 24, 25] (рис. 1.8, рис. 1.10). Таке явище спостерігається в серійному виробництві і перспективних гідромеханічних трансмісіях вітчизняного виробництва, а також в конструкціях

закордонних виробників трансмісій – фірми Allison.

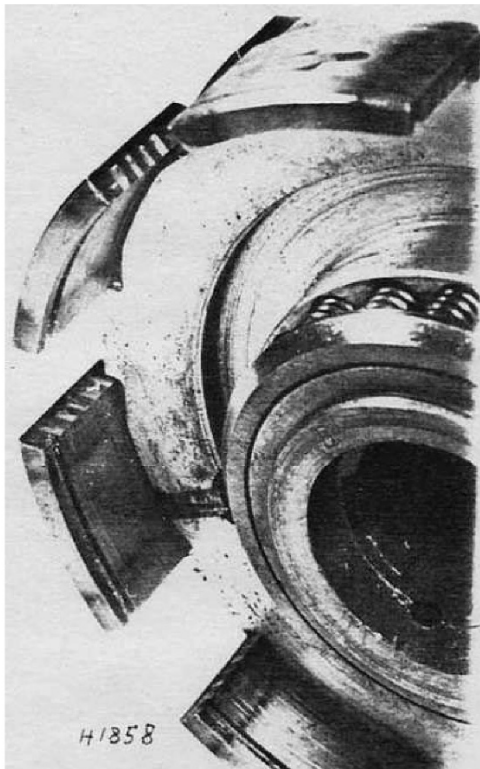


а – автомобіля КамАЗ; б – трансмісії фірми Allison; в – автомобіля БелАЗ-7555

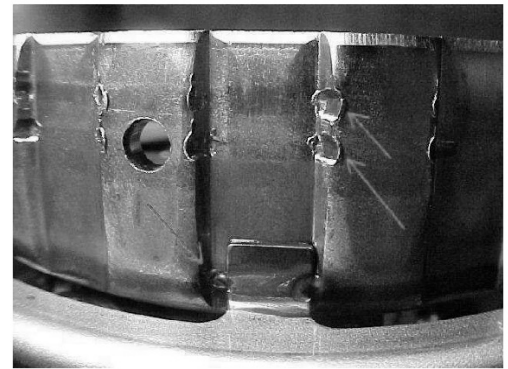
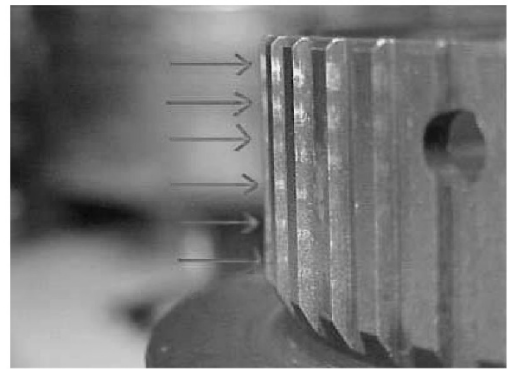
Рисунок 1.8 – Розрив дисків тертя

Стендові дослідження роботи шліцьових з'єднань дисків муфт проводилися в підмосковному філії НАТІ [27]. На стенді з двигуном СМД- 62 потужністю 165 к.с. була змонтована коробка передач трактора ХТЗ-150К. В ході випробувань проводився набір циклів безрозривних перемикань двох передач: з шостої на сьому і назад. Передачі п'ята і восьма не працювали, тобто їх муфти не включалися і вони перебували в вимкненому стані. В результаті перемикань в муфтах передач найбільший знос зубів металокерамічних дисків був отриманий на одному з дисків муфти шостої передачі; він склав 0,165...0,175 мм. Шліці сталевих дисків, а також внутрішніх барабанів муфт мали значний знос. На бічних поверхнях пазів зовнішніх барабанів (під зуби сталевих дисків) з'явилися вироблення глибиною 0,2 мм. Слід зазначити, що на бічних поверхнях пазів у барабанів муфт п'ятої та восьмої передач також з'явилися вироблення глибиною до 0,3 мм (рис. 1.9, а).

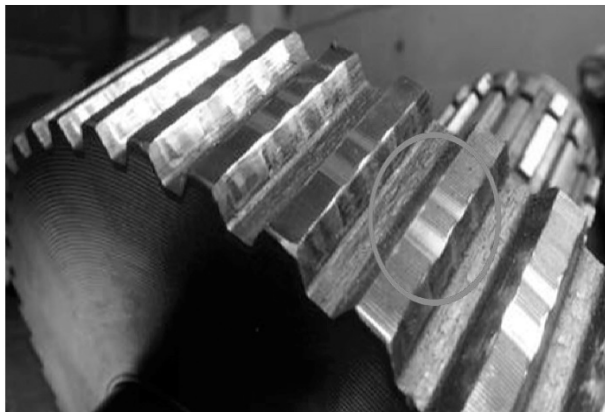
Їх розташування чітко показує, що обидві муфти були вимкнені, тобто можна припустити, що вироблення у вимкнених муфт виникли в результаті (за термінологією НАТІ) вільної вібрації дисків. Крім того, у зубів сталевих дисків виключених муфт теж знос був більше, ніж у муфт, які перемикалися.



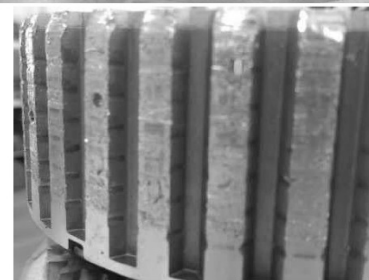
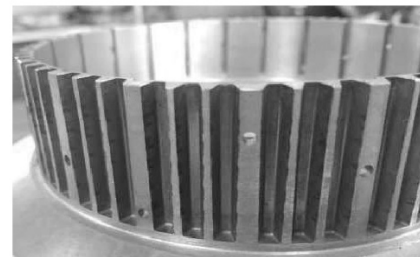
а)



б)



в)



г)

а – трактор ХТЗ-150К; б – Ford Explorer; в – МАЗ-537, КЗКТ-7428; г – Rolls-Royce, Bentley, Dodge з АКПП ZF 8HP90

Рисунок 1.9 – Сліди зносу на барабанах трансмісії різних транспортних засобів

Таким чином, коливальні процеси дисків виключених муфт викликають більший знос шліцьових з'єднань барабанів (пластичні деформації), з'єднаних з ними, ніж передача крутного моменту, про що свідчать не тільки зазначені

експериментальні дослідження, а й експлуатація як транспортних засобів великої вантажопідйомності, так і легкових автомобілів (рис. 1.9). Утворення канавок на бічних поверхнях шліців перешкоджає вільному переміщенню дисків всередині фрикціона при його включенні і виключенні. Це означає неповне замикання фрикціона при включенні тієї чи іншої передачі, що є причиною перегріву і подальшого виходу з ладу як фрикційних дисків, так і коробки передач в цілому.

Металографічний аналіз зруйнованих дисків, виконаний в Інституті фізики металів УрО РАН, показує, що утворення тріщин носить втомний характер (рис. 1.10), який проявляється за обмежений час дослідної експлуатації, що можливо внаслідок виникнення високочастотних коливань.

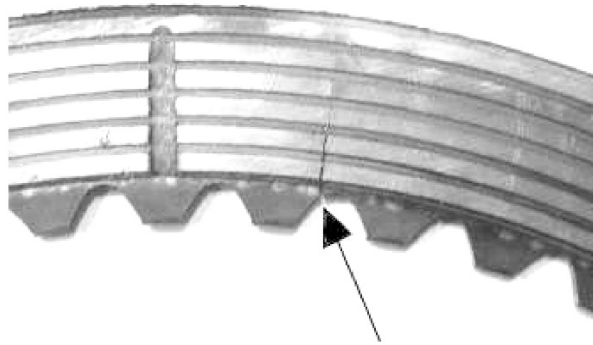


Рисунок 1.10 – Зародження втомної тріщини

У зв'язку з цим можна припустити, що руйнування дисків тертя сталося внаслідок виникнення високочастотних коливань, викликаних близьким збігом власних частот зі збуджуючими частотами в процесі функціонування.

Слід зазначити, що даний вид руйнування спостерігається в транспортних машинах, оснащених ступінчастими трансмісіями і дизельними двигунами. Дане питання досліджувалося в роботах фахівців ВНДІТМ Крюкова О.П., Жучкова М.Г., Зайцева В.А., Левіта Г. Б., Саричева Б.М. [28, 29]. В ході виконання даних робіт авторами було виявлено, що після 140...900 км пробігу середньої машини спостерігається часте руйнування сталеві основи металокерамічних дисків тертя фрикційних елементів трансмісії, що працюють більшу частину часу в вимкненому стані від втоми (рис. 1.11), не витримавши



гарантійного терміну служби.

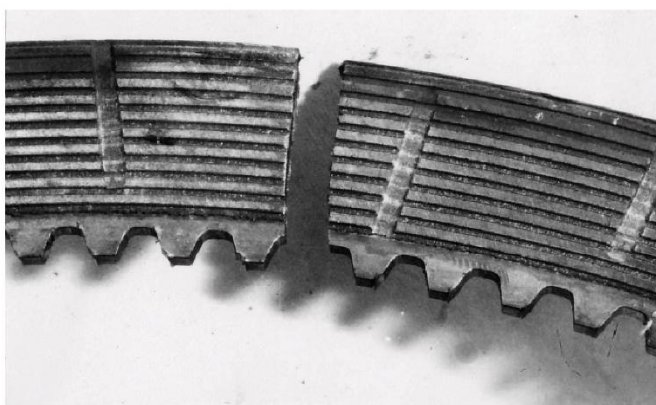
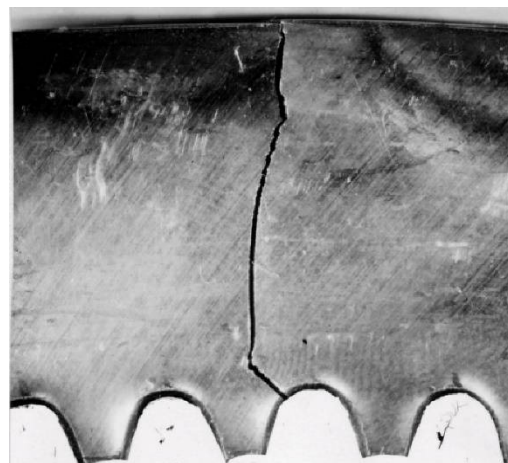
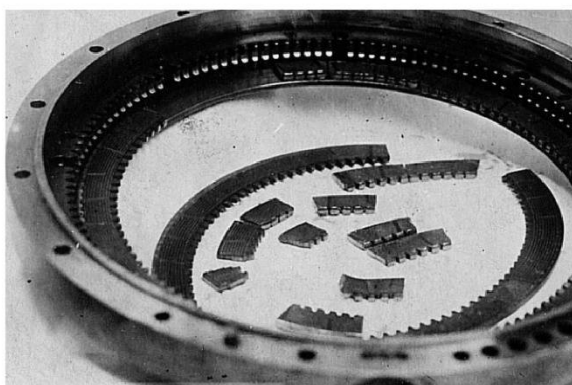


Рисунок 1.11 – Характер та вид злому металокерамічного та гладкого дисків  
тертя

## 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ДИСКІВ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

### 2.1 Дослідження перехідних процесів в математичній моделі системи «двигун-трансмсія-машина»

Динамічна систематизація основних елементів МТУ (двигун, гідротрансформатор, планетарна коробка передач з фрикціями керування, сполучні вали, що зв'язують елементи і володіють певною пружністю, ведучі зірочки і ін.) побудована таким чином, що в моделі МТУ відображаються кінематичні зв'язки основних елементів трансмісії, включаючи як прості редукторні, так і диференціальні, коли швидкість одного елемента виражається через швидкості двох інших елементів. Розрахункова схема структурно відповідає кінематичній схемі і складається з елементарних структурних ланок. Узагальнені координати в математичній моделі відповідають інерційним масам, показаним на розрахунковій схемі (рис. 2.1).

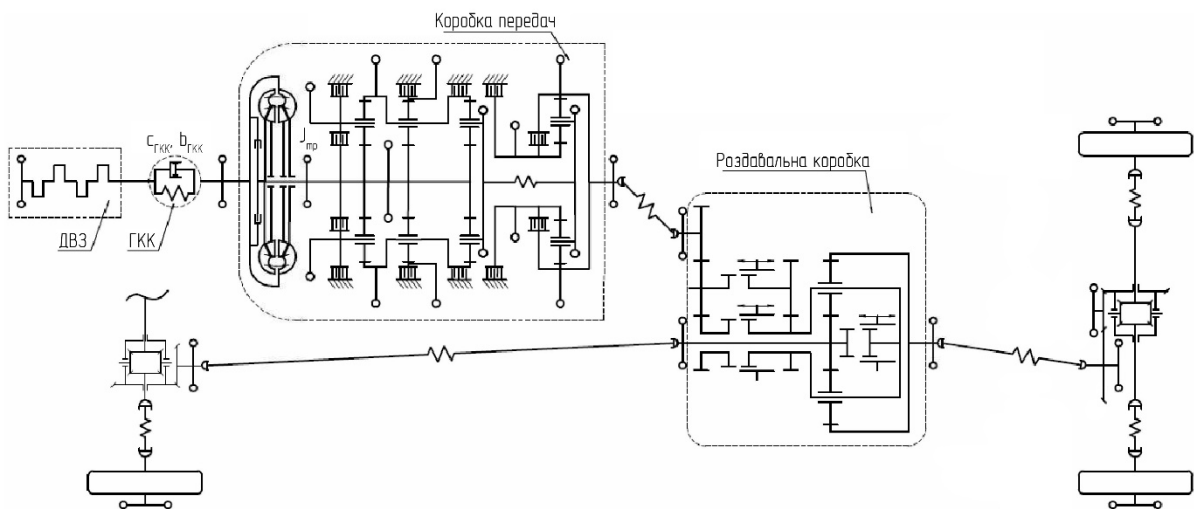


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема трансмісії промислового трактора

Моделювання здійснюється відповідно до динамічної схеми без приведення мас. Цей прийом дозволяє виключити необхідність складання еквівалентних приведених схем, які відповідають окремим передачам руху трактора.

Динамічна схема моторно-трансмісійної установки промислового трактора починається з двигуна і закінчується ведучими зірочками. Основними структурними елементами динамічної схеми МТУ є: незалежні зосереджені маси, диференціальні вузли, прості редукторні зв'язки, пружні з'єднання, фрикційні з'єднання та гідравлічні зв'язки.

Як середовище моделювання руху промислового трактора був обраний пакет моделювання динамічних систем SIMULINK Simdriveline, що входить до складу системи MATLAB, в якому побудована узагальнена блок-схема досліджуваної системи, загальний вигляд якої представлений на рис. 2.2.

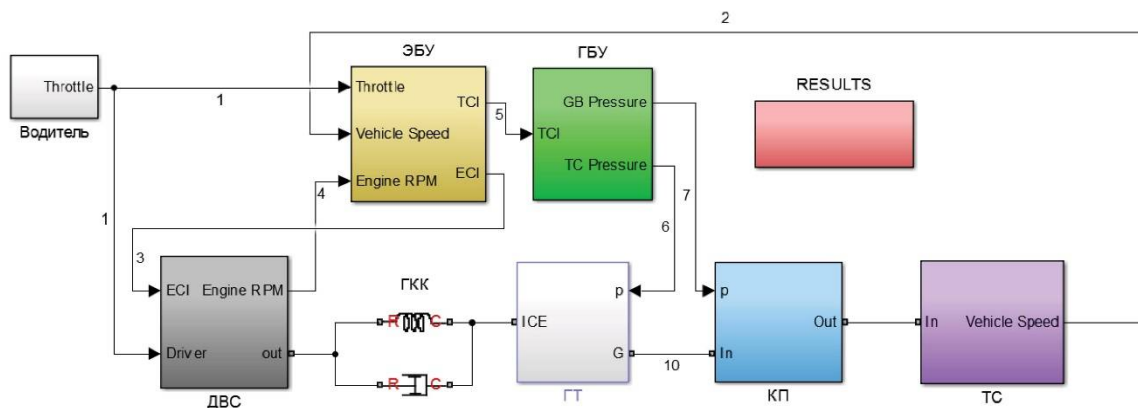


Рисунок 2.2 – Загальний вид моделі трактору в пакеті SIMULINK Simdriveline

Як видно з рис. 2.2, модель трактора розбита на відокремлені вузли, взаємодія між якими відбувається за допомогою зв'язків 1...11.

Незалежними зосередженими масами є маси, переміщення яких прийняті в якості узагальнених координат. Слід зауважити, що в системі існують диференціальні маси з відмінними від нуля моментами інерції. Для кожної зосередженої маси на динамічній схемі задано значення її моменту інерції.

При вирішенні в Simulink для опису зосереджених мас застосовується блок "Ideal Mechanical Rotational Inertia". Цей блок представляє собою ідеальну обертову механічну інерційну масу, яка описується наступним рівнянням:

$$T = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.1)$$

де  $T$  – крутний момент, що виникає від розкручування цієї маси;  $J$  – момент

інерції зосередженої маси, яка обертається;  $\omega$  – кутова швидкість обертання маси;  $t$  – час.

Крутний момент, що виникає від розкручування цієї маси, має додатні значення при позитивному значенні прискорення  $d\omega/dt$ .

*Пружними з'єднаннями* в розрахунковій схемі є жорсткі ділянки трансмісії (вали, пружинний демпфер), що зв'язують якісь зосереджені маси. При схематизації враховані пружні ділянки лише значної піддатливості з умови обмеження рівня парціальних частот окремих елементарних ділянок.

В пакеті SIMULINK для опису пружних з'єднань застосовується блок Rotational Spring. Цей блок представляє собою механічну обертальну пружину, з лінійною характеристикою, яка описується наступними залежностями:

$$\begin{cases} T = K\varphi \\ \varphi = \varphi_0 + \varphi_{\epsilon} - \varphi_{\text{вед}} \\ \omega = \frac{d\varphi}{dt} \end{cases} \quad (2.2)$$

де  $T$  – крутний момент, який передається через пружний елемент;  $K$  – жорсткість пружини;  $\varphi$  – кут закручування пружини (деформація);  $\varphi_0$  – початковий кут закручування пружини;  $\varphi_{\epsilon}$  та  $\varphi_{\text{вед}}$  – абсолютне кутове переміщення відповідно ведучої і веденої зосереджених мас, що з'єднуються даним пружним елементом;  $\omega$  – відносна кутова швидкість.

Крутний момент, що передається пружним елементом, має позитивне значення, якщо він передається від ведучої ланки до веденої.

*Фрикційне з'єднання* так само, як і пружне, пов'язує будь-які дві маси динамічної схеми (для гальм одна з мас – закріплення в корпус коробки передач). В будь-який момент часу фрикційний елемент може перебувати в одному з трьох структурних станів: замкнутому, розімкнутому, буксує.

В замкнутому стані фрикційне з'єднання накладає на систему зв'язок, зменшуючи на одиницю число ступенів свободи. Рівняння зв'язку, який накладається  $j$ -им фрикційним елементом, записується у вигляді:

$$\dot{\phi}_{pj} - \dot{\phi}_{qj} = 0, \quad (2.3)$$

або після диференціювання в вигляді:

$$\ddot{\phi}_{pj} - \ddot{\phi}_{qj} = 0, \quad (2.4)$$

де  $\dot{\phi}_{pj}$  та  $\dot{\phi}_{qj}$  – швидкості мас, що з'єднуються.

В процесі рішення на кожному кроці інтегрування в замкнутому фрикційному елементі визначається реактивний момент  $M_{reak.j}$ , необхідний для визначення часу зриву фрикційного елемента. Зрив фрикційного елемента і початок пробуксовки відбувається при виконанні умови:

$$|M_{reak.j}| > M_{\phi j}^0, \quad (2.5)$$

де  $M_{\phi j}^0$  – поточне значення моменту тертя спокою фрикційного пакету, яке залежить від геометричних розмірів фрикційного вузла, поточного значення тиску керування і коефіцієнта:

$$M_{\phi j}^0 = (p_j(t) - p_{прот.j}) i_j F_{порш.j} R_{сер.j} \mu_j, \quad (2.6)$$

де  $p_j$  – робочий тиск в системі керування;  $p_{прот.j}$  – розрахунковий протитиск у фрикційному вузлі;  $i_j$  – число пар тертя;  $F_{порш.j}$  – площа поршня;  $\mu_j$  – поточне значення коефіцієнту тертя;  $R_{сер.j}$  – середній радіус поверхонь тертя фрикційного пакету дисків:

$$R_{сер.j} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (2.7)$$

де  $R$  – зовнішній радіус поверхні тертя;  $r$  – внутрішній радіус поверхні тертя.

Умовою замикання фрикційного пакету є нерівність нулю моменту тертя  $M_{\phi j}^0$  в момент переходу швидкості буксування через нуль.

*Умовно жорстке з'єднання*, як і інші види з'єднань, пов'язує будь-які дві маси динамічної системи. Жорстке з'єднання  $n$  накладає на систему постійний зв'язок, рівняння якого записується в вигляді:

$$\dot{\phi}_{pn} - \dot{\phi}_{qn} = 0, \quad (2.8)$$

де  $\dot{\phi}_{pn}$  та  $\dot{\phi}_{qn}$  – швидкості мас, що з'єднуються.

В динамічному відношенні жорстке з'єднання грає роль постійно замкнутого з'єднання, аналогічно замкнутому фрикційному елементу, в якому на кожному кроці інтегрування визначається реактивний момент, який представляє собою поточне значення навантаження в з'єднанні.

Жорсткі з'єднання як структурні елементи грають важливу роль в побудові розрахункових динамічних схем моторно-трансмісійних установок і використовуються, зокрема, в тих випадках, коли потрібно визначати динамічні навантаження в таких елементах трансмісії, податливість яких відносно невелика. Введення в динамічну схему пружних з'єднань, які відповідають таким елементам, недоцільно, оскільки призведе до появи високочастотних процесів і різкого збільшення часу розрахунку внаслідок зменшення кроку інтегрування.

Не менш важлива роль жорсткого з'єднання як структурного елементу, що зв'язує окремі блоки динамічної схеми. Саме за допомогою жорстких з'єднань для будь-якої трансмісії зі скільки завгодно складною кінематикою розрахункова динамічна схема включає тільки найпростіші структурні елементи.

*Планетарні механізми.* Відомо, що в будь-якому планетарному механізмі зв'язок між кутовими швидкостями основних ланок описується будь-яким з шести рівнянь, однакових за структурою, але виражених через різні внутрішні передавальні відносини. Якщо позначити ланки планетарного механізму через  $p$ ,  $q$ ,  $r$ , а передавальне відношення між двома першими ланками при зупиненій третій через  $i_{pq} = \omega_p / \omega_q$  то рівняння, що описує кінематичний зв'язок в будь-якому планетарному механізмі, записується в такий спосіб:

$$(1 - i_{pq})\omega_r = \omega_p - i_{pq}\omega_q. \quad (2.9)$$

Визначення моментів, що діють на ланки планетарного механізму, здійснюється наступним чином. Для заданого планетарного механізму, що складається з ланок  $p$ ,  $q$ ,  $r$ , записується умова рівноваги і збереження енергії:

$$\begin{cases} M_p + M_q + M_r = 0 \\ M_p \omega_p + M_q \omega_q + M_r \omega_r = 0, \end{cases} \quad (2.10)$$

При прийнятті припущення про те, що всі ланки коробки передач обертаються з постійними заданими кутовими швидкостями і втрати в планетарних рядах відсутні, отримуємо залежності, що описують крутні моменти, які виникають на ланках:

$$\begin{cases} \frac{M_p}{M_q} = -i_{pq} \\ M_r = M_p (1 - i_{pq}), \\ M_q = M_r \frac{i_{pq}}{1 - i_{pq}} \end{cases} \quad (2.11)$$

*Двигун внутрішнього згорання.* При аналізі роботи промислового трактора потрібна інформація про показники функціонування двигуна в широких діапазонах швидкісних і навантажувальних режимів. Включення в модель руху машини повної моделі двигуна практично проблематично і недоцільно на увазі її великого обсягу. Тому використовується модель швидкісних характеристик, яка виходить на основі розрахункових і експериментальних показників роботи двигуна.

У зв'язку з тим, що в перехідних режимах роботи в силових ланцюгах промислового трактора виникають низькочастотні коливання, при розрахунковому дослідженні перехідних процесів прийнята спрощена схематизація двигуна у вигляді однієї зосередженої маси.

Найважливішою динамічною характеристикою двигуна при дослідженні перехідних процесів є його ефективний крутний момент  $T_\delta$ . Він визначається на кожному кроці інтегрування як функція поточних значень частоти обертання валу двигуна  $\omega_{ДВЗ}$  та положення органу регулювання двигуна (наприклад, рейки паливного насосу). При моделюванні враховується нерівномірність крутного моменту двигуна.

Основними характеристиками двигуна внутрішнього згорання є:

зовнішня  $T_{\partial}(\omega_{ДВЗ}, \alpha_{\partial})$ , гальмівна  $T_{\partial}(\omega_{ДВЗ}, \alpha_{\partial})$  і регуляторні  $T_{\partial}(\omega_{ДВЗ}, \omega_{ДВЗ.ХХ}, \alpha_{\partial})$ . Кожному положенню приводу подачі палива в циліндри двигуна, тобто кожному положенню педалі «газу», на сталому режимі відповідає своя регуляторна характеристика. Спрощено регуляторні характеристики можна вважати прямими лініями, точки перетину яких з віссю частот обертання являють собою відповідні цим характеристикам частоти обертання валу двигуна на холостому ході  $\omega_{ДВЗ.ХХ}$ . Таким чином, кожному положенню педалі «газу» відповідає своє значення  $\omega_{ДВЗ.ХХ}$ , якому в свою чергу відповідає певна регуляторна характеристика двигуна.

## 2.2 Результати теоретичного моделювання системи «двигун-трансмсія-машина»

Нижче наведені графіки, отримані в ході моделювання описаної загальної математичної моделі трактору. На графіках наведені показники функціонування трансмісії трактору Т-330, що характеризують перехідні процеси і стаціонарні режими роботи, серед яких:

- Рушання транспортного засобу з місця (старт) (рис. 2.3 та 2.4);
- Перемикання з 5-ї передачі на 6-у (рис. 2.5 та 2.6);
- Блокування ГТ при русі на 5-ій передачі (рис. 2.7);

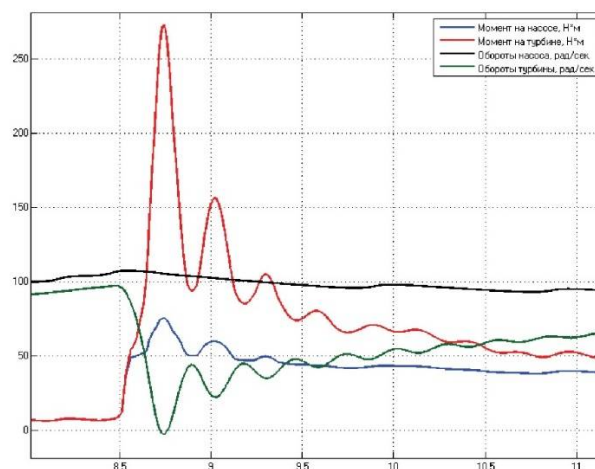


Рисунок 2.3 – Теоретичні показники роботи трансмісії промислового трактора Т-330 при русанні



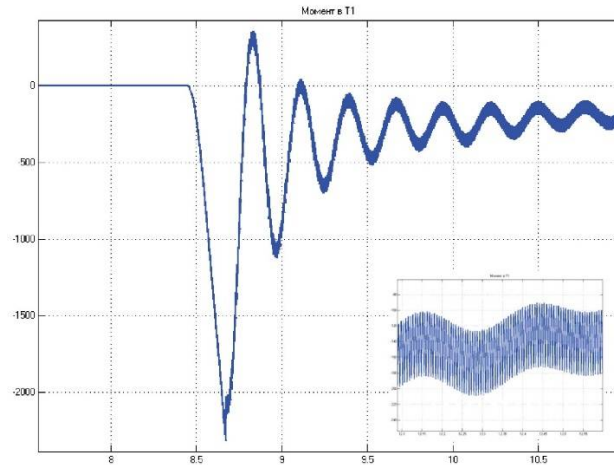


Рисунок 2.4 – Теоретична зміна крутного моменту в стартовому фрикційному пакеті при рушанні промислового трактору Т-330

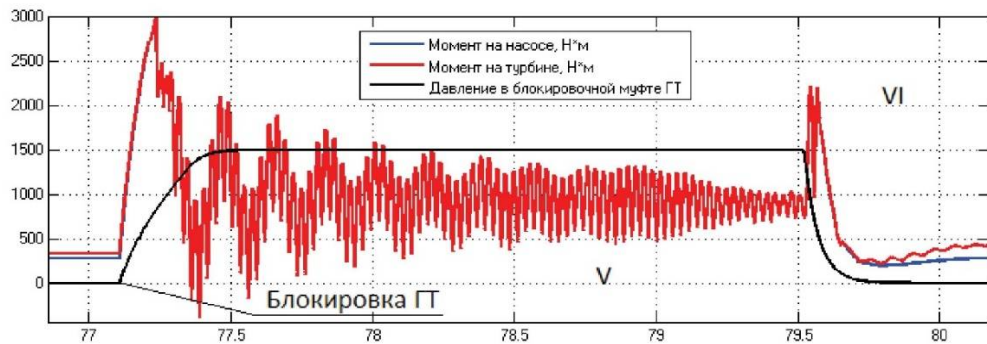


Рисунок 2.5 – Теоретичний крутний момент робочих коліс ГТ при блокуванні та переключенні з 5 на 6 передачу

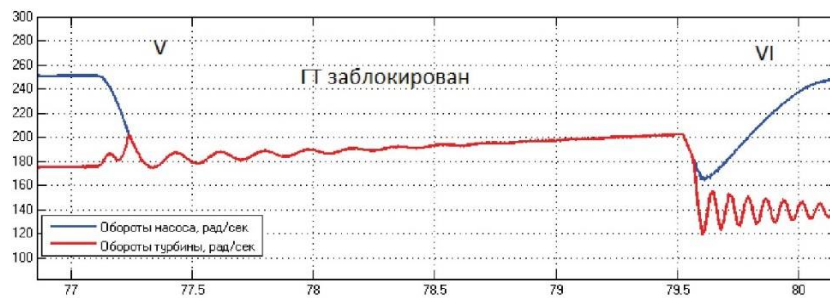


Рисунок 2.6 – Теоретичні кутові швидкості обертання робочих коліс ГТ при блокуванні та переключенні з 5 на 6 передачу

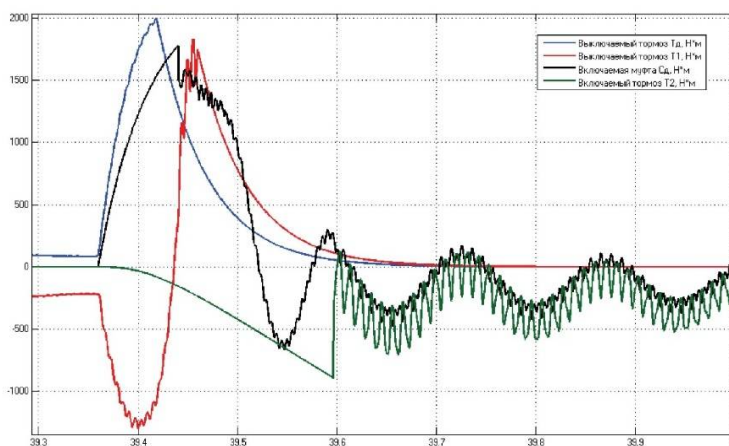


Рисунок 2.7 – Теоретичний крутний момент в елементах

Динаміка, швидкісні якості і динамічна навантаженість трансмісії енергетичного засобу з гідромеханічної трансмісією багато в чому визначаються якістю керування перехідними процесами при поступальному русі (розгін при автоматичному перемиканні передач і при блокуванні гідротрансформатора). При зв'язному керуванні двигуном і фрикціонами передач можливо плавне, по суті безступінчасте перемикання при мінімумі роботи буксування фрикційних елементів, обмеження їх нагрівання і зносу. При запізненні включення фрикціона наступної передачі (недостатнє перекриття) перемикання супроводжується зростанням динамічного навантаження. Ранній початок включення фрикціонів наступної передачі призводить до циркуляції потужності. В окремих випадках можливе істотне зростання роботи буксування фрикціона, який вимикається, на яку витрачається вся потужність двигуна, а вихідний вал трансмісії гальмується.

### З ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ПРОМИСЛОВОГО ТРАКТОРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ МОДАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦІЙНИХ ДИСКІВ

За об'єкт експериментальних досліджень прийнятий технологічний процес бульдозерування як процес, що характеризується максимальними значеннями кількості перемикання передач в одиницю часу.

Предмет експериментальних досліджень – промисловий трактор Т-330, обладнаний бульдозерним відвалом (рис. 3.1).



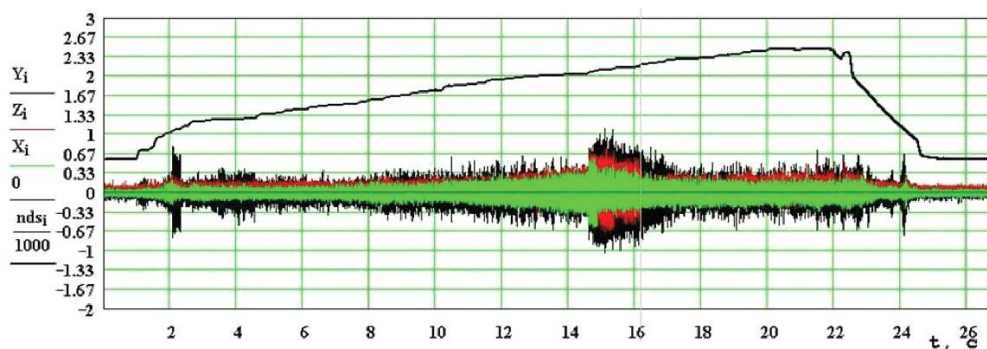
Рисунок 3.1 – Загальний вигляд промислового трактору Т-330, обладнаного  
бульдозерним відвалом

В процесі визначення динамічної навантаженості трансмісії вимірювалися і реєструвалися наступні параметри:

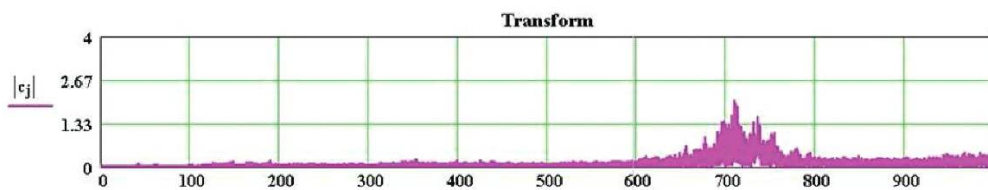
- крутний момент на карданному валу, що з'єднує трансмісію з роздавальним редуктором;
- частота обертання валу двигуна та вихідного валу ГМТ;
- вертикальні, горизонтальні і поздовжні віброприскорення картера трансмісії;
- тиск в бустерах гальм і фрикціонів.

Проведеними експериментальними дослідженнями гідромеханічної трансмісії (ГМТ) на тракторі Т-330 при холостому гоні (без набору ґрунту)

встановлено, що високочастотні коливання спостерігаються при нейтралі в трансмісії і при русі на V та VI передачах з розблокованим гідротрансформатором (ГТ) і частоті обертання валу двигуна понад 2050 об/хв. Амплітуда коливання в вертикальній і горизонтальній площинах становлять 1,0...1,5 g (9,8 ... 15,0 м/с<sup>2</sup>). Як впливає з характеру спектральної щільності процесу (рис. 3.2), основні коливання зосереджені в не досліджуваному раніше діапазоні частот 700 ... 730Гц.



а)



б)

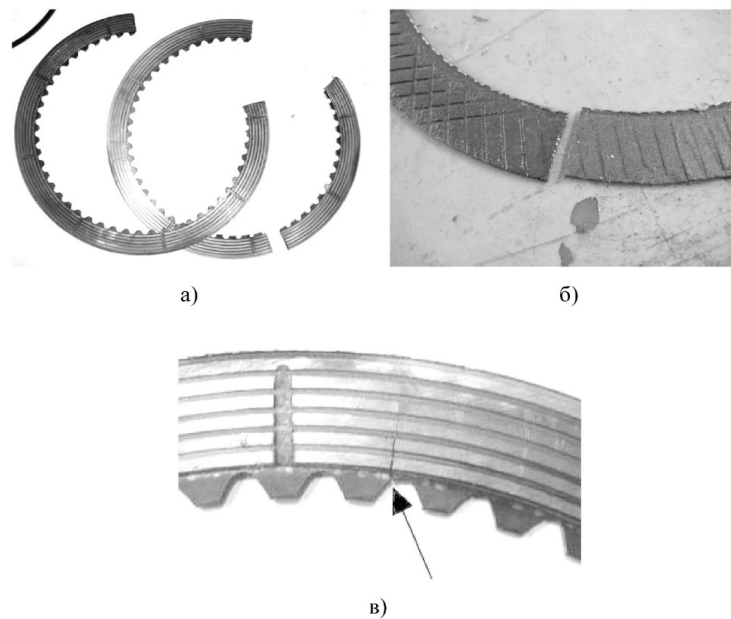
а – фрагмент осцилограми; б – спектральна щільність по всьому діапазоні частот обертання двигуна

Рисунок 3.2 – Віброприскорення на корпусі трансмісії в режимі «нейтраль» при експериментальному дослідженні гідромеханічної трансмісії промислового трактора Т-330

Проведені випробування дослідних зразків машин свідчать про високу динамічну навантаженість трансмісій, що обмежує довговічність деталей, зокрема дисків тертя фрикційних елементів керування перемиканням передач (рис. 3.3).

Виконаним металографічним аналізом диска встановлено, що тріщини мають характер тонких звивистих ліній, злами темні з сильно притертими

краями, різним ступенем окислення поверхонь зламу, що свідчить про поступове руйнування за обмежений час дослідної експлуатації, тобто утворення тріщин носить втомний характер. У зв'язку з цим підтверджується гіпотеза про руйнування дисків внаслідок виникнення високочастотних коливань, викликаних близьким збігом власної частоти зі збурюючою в процесі функціонування.



а – експериментальна ГМТ; б – трансмісія фірми Allison; в – зародження тріщини втоми

Рисунок 3.3 – Характерні руйнування дисків тертя

Це відбувається при роботі гідротрансформатора (ГТР) в режимі гідромуфти при незначному, 10...15%, прокручуванні турбіни відносно насоса. Момент двигуна, дотрансформаторна зона, а також зубчасті передачі не містять гармонік такого високого порядку. У зв'язку з цим можна говорити про прояв нового, раніше не дослідженого динамічного явища – збудження резонансних коливань гідротрансформатором.

Дана гіпотеза підтверджується характером спектральної щільності: при блокуванні ГТ вона є «білим» шумом, тобто коливання відбуваються в широкому спектрі частот, без резонансів. В ході подальших досліджень виявлено, що одна з власних частот руйнування диска дорівнює 703 Гц.

## ВИСНОВКИ

Розроблена математична модель динаміки функціонування трансмісії промислового трактору у вигляді «двигун-трансмісія-машина», яка відрізняється від існуючих тим, що кінематичні ланки розглядаються як тіла, що деформуються. Розгляд ланок в такому диференціальному вигляді дозволяє розрахувати передачу крутного моменту через гідромеханічну трансмісію трактора та оцінити гармонійний ряд, який виникає при функціонуванні останньої. В ході теоретичних досліджень на базі розробленої теоретичної моделі визначена область динамічної стійкості параметричних коливань дисків. Проведені експериментальні дослідження динамічної навантаженості ГМТ машини спеціального призначення і статистична обробка результатів підтверджує адекватність розробленої математичної моделі динаміки нелінійної системи «двигун-гідротрансформатор-елементи трансмісії». Експериментальним дослідженням трьох типів гідротрансформаторів встановлено, що в системі підживлення гідротрансформатора робочої рідиною відбувається високочастотна пульсація тиску. Зокрема, при частоті обертання вхідного валу двигуна 1500 об/хв і передавальному відношенні від двигуна до гідронасоса 0,74 пульсація відбувається з частотою 224 Гц, що може призвести до виникнення супергармонічних коливань в нелінійній системі. Інтенсивність пульсацій тиску робочої рідини в системі підживлення може бути обмежена вибором значення тиску в діапазоні 5...8 МПа. Зниження тиску призводить до зростання пульсацій. Крім того, доцільно введення в систему підживлення згладжуючих фільтрів. Основними джерелами, які збуджують параметричні коливання дисків, є: коливання моменту енергетичної установки; гідродинамічні процеси в міжлопатевому просторі ГТ; пульсація тиску робочої рідини в системі підживлення; нелінійна пружна характеристика взаємодії диска з барабаном.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / Под ред. М.П. Бренча. Минск: Наука и техника, 1973. - 320 с.
2. Merkel H. High-performance friction elements for automatic transmissions // ATZ worldwide. 2013. №7. P. 34- 37.
3. Блэкборн Д. Гидравлические и пневматические силовые системы управления / Под ред. Ритхоф Г.. М.: ИЛ, 1962. - 614 с.
4. Харитонов С. А. Автоматические коробки передач / Под ред. С. А. Харитонова. М.: ООО Издательство Астрель: ООО «Издательство АСТ», 2003. - 335 с.
5. Albers A., Arslan A., Herbst D. Ceramics for Use in Brakes and Clutches // ATZ worldwide. 2001. №5. P. 24 - 26.
6. Jang J. Y., Khonsari M. M. Wet clutch frictional material: the surfaced groove effect // Encyclopedia of Tribology. Springer, 2013. - 4139 p.
7. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. in collaboration with Peter Fietkau Automotive transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Second edition. Springer, 2011. - 717 p.
8. Жучков М.Г.. Корольков Р.Н., Петров О.С. Расчет долговечности трансмиссий военных гусеничных машин / под ред. П.П.Исакова. М.: ЦНИИ информации, 1987. - 372 с.
9. ОСТ ВЗ-5971-1985. Трансмиссии военных гусеничных машин. Метод расчета динамических процессов в моторно-трансмиссионных установках в переходных режимах работы. М.: Изд-во стандартов, 1985. - 110 с.
10. Гапоян, Д.Т. Фрикционы автоматических коробок передач / Под. ред. Д.Т. Гапояна. М.: Машиностроение, 1966. - 167 с.
11. P. Payvar Laminar heat transfer in the oil groove of a wet clutch // International Journal of Heat and Mass Transfer - INT J HEAT MASS TRANSFER, vol. 34. 1991. №7. P. 1791 - 1798.

12. Modeling of heat transfer and fluid hydrodynamics for a multidisc wet clutch / Yang, Y [et. al.] // SAE Technical Paper №950898 1995-02-01,1995. - 17 p.
13. E.J. Berger, F. Sadeghi, C.M. Krousgrill Finite element modeling of engagement of rough and grooved wet clutches // ASME J. Tribol. 1996. № 118. P. 137-146.
14. E.J. Berger, F. Sadeghi, C.M. Krousgrill, Analytical and numerical modeling of engagement of rough, permeable, grooved wet clutches // ASME J. Tribol. 1997. № 119. P. 143-148.
15. J.Y. Jang, M.M. Khonsari, Thermal characteristics of a wet clutch // ASME J. Tribol. 1999. № 121. P. 610-617.
16. M.M. Razzaque, T. Kato, Effect of a groove on the behavior of a squeeze film between a grooved and a plain rotating annular disk // ASME J. Tribol. 1999. № 121. P. 808-815.
17. Jang J. Y., Khonsari M. M. Wet clutch frictional material: the surfaced groove effect // Encyclopedia of Tribology. Springer, 2013. - 4139 p.
18. S. Sarip, A. J. Day, P. Olley, H. S. Qi, Analysis of the transient thermomechanical behaviour of a lightweight brake disc for a regenerative braking system // Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering (SAE-China and FISITA). Springer, 2012. Vol. 8. P. 1075 - 1088.
19. Heyan Li, Qi Jing, Biao Ma, Modeling and parametric study on drag torque of wet clutch// Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering (SAE-China and FISITA). Springer, 2012. Vol. 5. P.21 -35.
20. Design Practices. Passenger car automatic transmissions. Fourth edition. SAE International, 2012. 768 p.
21. Razzaque M.M., Kato T. Effect of a groove orientation on hydrodynamic behavior of wet clutch coolant films // ASME J. Tribol. №121. P. 56-60.
22. Рынкевич С.А. Эффект дрейфа // Вестник Белорусско-Российского университета. 2013. № 38. С. 38-45.



23. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Механика и прогнозирование резонансных режимов металлокерамических дисков перспективных гидромеханических трансмиссий транспортных машин // Известия вузов. Машиностроение. 2007. № 11. С. 15-23.

24. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин: Учебное пособие. Курган: Редакционно-издательский центр КГУ, 2008. 153 с.

25. Тараторкин И. А. Разработка расчетных и экспериментальных методов снижения динамической нагруженности<sup>TM</sup> и повышения долговечности гидромеханических трансмиссий транспортных машин: дисс. ...д-ра. техн. наук. Курган. 2009. 302 с.

26. Отчет по теме Обобщение Результатов исследований по оценке нагруженности<sup>TM</sup> и выбору параметров гидроуправляемых фрикционных узлов / НАТИ. Руководитель темы К.И. Городецкий. Исполнитель Львовский К.Я. ГР № Дф-3204-4/93. М., 1993. 114 с.

27. Отчет ПФ НАТИ № 3340 - 77 г. Тема 3-76 (135/150-76). 120 с.

28. Повышение долговечности стальной основы металлокерамических дисков трения танковых трансмиссий / А.П. Крюков [и др.] // Вестник бронетанковой техники. 1966. № 6. С. 24-41.

29. Зайцев В. А., Жучков М. Г. К вопросу защиты дисков трения от крутильных колебаний в танковых трансмиссиях // Вестник бронетанковой техники. 1967. № 6. С. 1 - 7.

30. Жучков М.Г., Сарычев Б.М. Повышение усталостной прочности и долговечности дисков трения фрикционных узлов // Вестник бронетанковой техники. 1969. № 2. С. 38 - 40.