

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: “Дослідження параметрів інерційної гідродиференціальної
автоматичної передачі автобуса”

Виконав: студент
Спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"
(шифр і назва)

Сидор Володимир Петрович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Паславський Р. І.
(Прізвище та ініціали)

Рецензенти: Шарибура Андрій Остапович
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2021

УДК 631.3.004.

Дипломна робота: 80 с. текст. част., 7 табл., 23 джерел.

“Дослідження параметрів інерційної гідродиференціальної автоматичної передачі автобуса”. Сидор В. П. – Магістерська робота. Кафедра автомобілів та тракторів – Дубляни, Львівський НАУ, 2021.

У магістерській роботі проведені дослідження дозволили розробити методику вибору і розрахунку основних параметрів гідродиференціального випрямляча моменту для застосування в трансмісії автобуса,

Досліджено, що для інерційного автоматичного гідродиференціального трансформатора обертаючого моменту автобуса зі збереженням серійного привідного моста для диференціального ряду випрямляча моменту раціональною є схема, яка включає простий трьох ланковий диференціальний механізм з привідною епіциклічною шестернею, веденим водилом і опорною ланкою - сонячною шестернею. Для автобуса з повною заміною трансмісії, включаючи головну передачу привідного моста, у диференціальному ряду випрямляча моменту раціональною є схема у вигляді диференціального механізму змішаного з'єднання двох вінцевих сателітів при привідній сонячній шестерні, веденому водилі та опорній ланці - епіциклічній шестерні.

З М І С Т

ВСТУП	6
1. ІНЕРЦІЙНІ АВТОМАТИЧНІ ПЕРЕДАЧІ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	7
1.1. Огляд науково-технічної літератури	7
1.2. Морфологічний опис об'єкту досліджень	13
1.3. Мета і завдання роботи	22
Висновки до розділу	23
2. ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИПРЯМЛЯЧА МОМЕНТУ АВТОБУСА	24
2.1. Обґрунтування кінематичної схеми диференціального ряду випрямляча моменту	24
2.2. Обґрунтування і вибір параметрів гідрогальм випрямляча моменту	28
2.3. Обґрунтування параметрів гідросистеми вирівнювача моменту	32
Висновки за розділом	35
3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ІГТОМ	36
3.1. Складання математичної моделі робочого процесу ІГТОМ автобуса	36
3.2. Математичне моделювання характеристик ІГТОМ	42
Висновки за розділом	46
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	47
4.1. Мета і завдання експериментальних досліджень	47
4.2. Опис випробувального стенду та вимірювального обладнання	47
4.3. Методика проведення експериментальних досліджень	52
4.4. Результати експериментальних досліджень	54
Висновки за розділом	60
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	61
5.1. Основні завдання охорони праці	61
5.2. Аналіз стану охорони праці в транспортному підприємстві	61

	5
5.3 Організація охорони праці	63
5.4. Техніка безпеки при автомобільних перевезеннях	68
5.5. Захист населення у надзвичайних ситуаціях	69
Висновки за розділом	72
6. РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИБОРУ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРА- МЕТРІВ ІНЕРЦІЙНОЇ ГІДРОДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ АВТОМАТИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ АВТОБУСА	73
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	78

ВСТУП

Інтенсивний рух та компактна обслуговувана територія зумовлює велике число перетинів транспортних і пішохідних потоків, що вимагає деяких особливостей у роботі автобусів. Зокрема необхідність в частих зупинках для посадки-висадки пасажирів, а також перед світлофорними об'єктами та пішохідними переходами. Тому виникає потреба в безперервному регулюванні швидкості та силового потоку в трансмісії автобуса.

Застосовуючи в автобусі ступеневу трансмісію зумовлює необхідність постійного маніпулювання педаллю зчеплення та важелем перемикання передач, відволікаючи увагу водія і забезпечуючи швидке стомлення, підвищується вірогідність виникнення дорожньо-транспортних пригод. Двигун працює на неоптимальних несталих режимах, в наслідок чого є погіршення паливної економічності з одночасним збільшенням викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Такі режими роботи викликають збільшення динамічних навантажень в елементах трансмісії автобуса та зменшення її надійності.

Для усунення цих недоліків застосовують автоматичне безступеневе регулювання параметрів сили та швидкості. У трансмісіях сучасних автобусів встановлені гідромеханічні автоматизовані коробки передач. Зокрема робота гідротрансформаторів заснована на подвійному перетворенні енергії з одного виду в іншій. З цієї причини їм властиві такі недоліки як: низькі коефіцієнти корисної дії і трансформації моменту, що зумовлює необхідність використання додаткової ступінчастої коробки передач з електрогідравлічною системою автоматичного управління складної конструкції; потрібні системи живлення та охолодження робочої рідини.

Великі перспективи мають інерційні безступінчаті автоматичні гідродиференціальні трансформатори обертаючого моменту (ІГТОМ). Силовий потік передається тільки механічним шляхом, тому коефіцієнт корисної дії в робочій зоні змінюється в межах 0,9 ... 0,93.

РОЗДІЛ 1 ІНЕРЦІЙНІ АВТОМАТИЧНІ ПЕРЕДАЧІ ДЛЯ ТРАНС-⁷ ПОРТНИХ ЗАСОБІВ

1.1. Огляд науково-технічної літератури

Інерційний трансформатор обертаючого моменту (ІТОМ) є механічною передачею, що володіє внутрішнім саморегулюванням силового потоку залежно від частоти обертання привідного двигуна та зміни моменту зовнішнього опору.

У конструкцію будь-якого ІТОМ входять два основні вузли: перетворювач моменту двигуна (ПМ); випрямляч інерційного моменту (ВМ). Принцип роботи даної передачі заснований на перетворенні обертового руху привідного валу в коливальний рух проміжної ланки, що знов трансформується ВМ в обертальний рух вихідного валу.

ІТОМ можуть використовувати енергію тільки одного імпульсу знакозмінного інерційного моменту (позитивного), а негативний імпульс моменту замикається на корпус за допомогою механізму вільного ходу (МВХ).

В іншому варіанті використовують енергії обох імпульсів за допомогою механізму сумування, або пружного елемента. Останній варіант дозволяє накопичувати енергію в період дії негативного імпульсу та віддавати її при дії позитивного.

Всі відомі конструкції перетворювача моменту двигуна інерційних імпульсних передач умовно поділяють на дві категорії: 1) ПМ, використовуючі енергію тангенціальних сил інерції масивної ланки, яка коливається; 2) ПМ, використовуючі енергію відцентрових сил інерції масивних ланок, які обертаються.

Ця класифікація умовна, оскільки під час руху ланок ПМ виникають тангенціальні та відцентрові сили інерції одночасно. Проте переважаючими завжди є сили інерції якогось одного виду.

Перший дослідний зразок інерційної передачі був створений в Англії румунським інженером George Constantinesco [1]. Конструкція ґрунтувалася на використанні тангенціальних сил інерції. Для генерації імпульсів використову-

8
вався маятник, коливання якого збурювалися двигуном. Випрямляч моменту складався з двох механізмів вільного ходу. Випробування ІТОМ проводилися об'єднанням «Дженерал Моторс» (США), яке викупило ліцензію на виробництво.

Подальшим розвитком цієї ідеї стала автоматична імпульсна автомобільна коробка передач, розроблена та досліджена професором В.І. Заславським [3]. Конструкція передачі також заснована на використанні тангенціальних сил інерції, але генератором імпульсів є планетарний механізм. При цьому конструкція ІТОМ забезпечує використання енергії обох імпульсів моменту за рахунок застосування підсумовуючого механізму, у вигляді двох оригінальних механізмів вільного ходу, забезпечених додатковими клинами, розташованими між робочими поверхнями з метою зменшення спрацювання. Дослідженням подібної схеми займався ряд інших учених [4]. Випробування виявили ненадійну роботу та значні втрати в МВХ через збільшення числа кінематичних пар.

Всі ІТОМ з відцентровими силами мають кращі масово-геометричні характеристики у порівнянні з тими, що використовують тангенціальні сили інерції, конструкція яких ускладнюється за рахунок наявності додаткових проміжних ланок. Але головний недолік пов'язаний з неможливістю роботи на режимі динамічної муфти, що викликає додаткові труднощі при установці подібних передач на транспортних машинах. Подальшого розвитку вони не отримали.

Проте, варто відзначити, що в зарубіжних джерелах є інформація про сучасні дослідження, що стосуються імітаційного моделювання роботи ІТОМ [5], а також розробку нової конструкції інерційної трансмісії сільськогосподарського трактора на її основі [6].

ІТОМ шведської фірми «Спонтан», який застосовує відцентрові сили інерції, застосовує не паралелограмний перетворювач обертового моменту і два механізми вільного ходу. Зокрема корпусний МВХ мав оригінальну конструкцію: зв'язок з корпусом передачі здійснювався за допомогою пружних елементів, тобто ІТОМ був виконаний за пружною схемою. Проведені випробування

виявили складнощі здійснення автоматичного переходу передачі з режиму динамічної муфти на режим трансформації моменту. Також відмічена мала довговічність роликів MBX.

Інший тип ІТОМ, що також відноситься до пружної схеми, був розроблений австралійцем Х. Хоббсом [7] для застосування на вантажних автомобілях. Конструкція містила двох ланковий планетарний ПМ з ведучим водилом та веденою сонячною шестернею, один корпусний MBX та пружний елемент - торсіон, функцію якого виконував карданний вал. Випробування дослідних зразків виявили незадовільну роботу корпусного MBX роликів типу, тому дана передача серійно не вироблялася.

Також для установки на автомобіль запропоновано передачу [9], яка включає двох ланковий планетарний ПМ з привідною сонячною шестернею, веденим водилом та два MBX. Корпусний MBX за допомогою рейкової передачі був пов'язаний з пружними елементами. Конструкція не отримала розвитку, оскільки подібні ПМ не забезпечують роботу передачі на режимі динамічної муфти та мають мале передавальне відношення.

Дослідний зразок ІТОМ з планетарним ПМ і MBX сухарного типу був випробуваний на автомобілі «Тріумф 13/60» з двигуном потужністю 41 кВт [9]. Сумарний пробіг склав близько 2000 км, здебільшого - по міських вулицях під час руху з частими зупинками та рушаннями. Частина випробувань була присвячена рушанням з місця на підйом. Дослідниками відмічений підвищений рівень шуму при роботі передачі на режимі трансформації, що знижується за умови переходу на режим динамічної муфти. Середня витрата палива приблизно однакова у порівнянні з серійним автомобілем зі ступеневою трансмісією. Виявлена неможливість автоматичного переходу ІТОМ з режиму динамічної муфти на режим трансформації моменту без значного зниження швидкості автомобіля або застосування додаткових пристроїв. Також дослідники відзначили малий ресурс стандартних сухарикових MBX і розробили модернізовану конструкцію.

У роботах [8-10] описано функціонування та виконані аналітичні дослідження з використанням 3D-моделей ПМ різних конструкцій, що використовують як тангенціальні, так і відцентрові сили інерції, а також різноманітних варіантів механічних випрямлячів інерційного моменту.

Аналіз приведених зарубіжних робіт показує, що в процесі випробування дослідних зразків ІТОМ виявлено малий ресурс МВХ роликового та сухарного типу через високий рівень спрацювання і дії високих динамічних навантажень. Це стало основною причиною, за якої інерційні передачі не отримали практичного застосування.

Основні типи імпульсних регульованих і автоматичних передач, заснованих на використанні відцентрових та тангенціальних сил інерції, розглянуті в роботах [11, 12]. Отримані зовнішні характеристики, на підставі яких проведена порівняльна оцінка експлуатаційних якостей та представлений закон зміни обертового моменту і потужності на вихідному валу трансформатора у функції від його частоти обертання. Визначені зовнішні ознаки трансформації моменту. Проте висновок про непридатність передач, заснованих на відцентрових силах інерції, для використання на транспортних засобах, зроблений тільки на підставі утрудненого переходу з режиму трансформації моменту на режим динамічної муфти, є необґрунтованим.

Для забезпечення можливості ефективного гальмування двигуном при застосуванні ІТОМ на автомобілі можливе використання додаткового МВХ, який з'єднає привідний та ведений вали передачі за допомогою торсіону [12].

У роботах професора С.А. Леонова і його учнів [2, 3, 4] проаналізовані ІТОМ з ПМ різних конструкцій. Розглянута кінематика і динаміка паралелограмного ПМ, у порівнянні з непаралелограмним. Розроблена теорія і досліджена динаміка ІТОМ з МВХ з пружними елементами. Складена узагальнена математична модель передачі даного типу. Проте вона враховує жорсткість тільки пружних елементів МВХ, жорсткості інших елементів не враховуються. Кутова швидкість колінчастого валу двигуна приймалася постійною. Розроблені рекомендації з розрахунку ІТОМ, виконаних за пружною схемою, та вибору пруж-

них елементів. Представлена порівняльна оцінка передач пружного та жорсткого типів.¹¹

Розглянуто результати експериментальних досліджень ІТОМ, виконаного по схемі з ПМ Льовіна та мікро храповими механізмами вільного ходу з пружними пластинами. Отримані характеристики ККД у всьому діапазоні передавальних відносин при різних значеннях моменту інерції реактора та обертах первинного валу. Отримано високий ККД, який перевищує відповідне значення у гідротрансформатора.

Розроблена методика розрахунку ККД інерційного трансформатора. Порівнюються втрати в ІТОМ, використовуючих енергію одного та двох імпульсів інерційного моменту. Дані рекомендації по оптимізації параметрів перетворювача обертового моменту з метою підвищення КПД.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень зовнішніх характеристик ІТОМ з одним і двома МВХ вивчені передачі з різними типами ПМ. Розглянуті перехідні процеси в ІТОМ в трансмісії автомобіля. Зроблений висновок про підвищення розгінних властивостей передачі при використанні пружного пристрою замість вихідного МВХ.

Професором А. А. Благонравовим [15] запропонована схема двох потокового не фрикційного ексцентриково-клинового механізму вільного ходу високої здатності навантаження з додатковим кінематичним зв'язком привідних та ведених елементів, розглянуті процеси, які відбуваються під час роботи. Створена методика розрахунку внутрішніх силових чинників, діючих в МВХ з кулісно-хрестовим та зубчатим додатковим зв'язком. Рекомендовані загальні принципи побудови механічних безступінчатих передач не фрикційного типу.

Дослідження інерційних гідро диференціальних безступінчатих автоматичних передач (ІГТОМ) показують вплив конструктивних параметрів передачі на силові та динамічні характеристики. Також розроблені загальні рекомендації по проектуванню передач такого типу. У роботі [15] запропонована методика прогнозування технічного ресурсу ІГТОМ на підставі обліку ступеня зношено-

сті гідрогальм ГВМ. Запропонована математична модель, яка враховує втра-¹²ти робочої рідини в гідрогальмах.

Аналіз наукових робіт показує, що якнайменше надійним елементом конструкції ІТОМ є механізм вільного ходу. Вони працюють з великою частотою включень під впливом значних динамічних навантажень. Істотним обмежуючим чинником забезпечення їх надійної роботи є малі габарити.

Клинові та роликові МВХ є фрикційними механізмами, які передають потужність тільки силами тертя. Проте їх головний недолік пов'язаний з тим, що процес заклинювання розтягнутий в часі: за високої частоти включень час спрацьовування сумується з часом протікання імпульсу інерційного моменту. Отже, потужність передаватиметься при постійному буксуванні МВХ, що знижує його ресурс та КПД передачі в цілому, особливо в процесі роботи з частковим навантаженням.

До простого варіанту не фрикційного МВХ відносять мікро храпову муфту. Проте число зубів колеса храповика завжди обмежене, тобто даний механізм принципово не є безступінчатим. Крім того, при спрацьовуванні можливі удари, які значно знижують ресурс. Це відбувається завдяки наявності зазорів, які по величині можуть бути рівні кроку колеса храповика.

Не фрикційні МВХ ексцентриково-клинового типу з додатковим кінематичним зв'язком позбавлені вказаних недоліків. Клиן розташований між деталями, які не мають відносного переміщення. Він стискається тільки робочими поверхнями деталей, прагнучих зближуватися, тому включення відбувається практично миттєво. Проте жорстко обмежені габаритні розміри рухомих частин МВХ за умов само розгальмовування. Потрібне застосування високоякісних конструкційних матеріалів.

Аналіз науково-технічної літератури показує тенденцію до автоматизації розрахунків при аналізі та проектуванні механічних характеристик ІТОМ. В основному автори виконують оптимізація окремих ланок, не розглядаючи всю передачу в цілому. Це пояснюється великим об'ємом обчислень та складністю математичного опису внутрішніх динамічних процесів, які відбуваються в

ІТОМ. З позитивної сторони інерційний трансформатор обертаючого момен-¹³ту характеризують: 1) простота конструкції; 2) високий КПД; 3) великий сило-вий діапазон трансформації моменту; 4) кінематичний діапазон регулювання від 0 до 1, що дозволяє відмовитися від муфти зчеплення; 5) здатність автома-тично переходити та стійко працювати в режимі динамічної муфти.

Основним недоліком ІТОМ є перевищення пікових внутрішніх наванта-жень в порівнянні з середніми значеннями на вихідному валу. Недостатня на-дійність обумовлена використанням механічних МВХ. Певні труднощі ви-кликає перехід з роботи в режимі динамічної муфти на режим трансформації моменту. ІТОМ є механізмом циклічної дії зі змінною структурою, що обумов-лює складність визначення динамічних навантажень в ланках передачі.

Застосування сучасних обчислювальних засобів дозволяє ускладнювати математичний апарат, використовувати уточнені математичні моделі та реалі-зовувати нові обчислювальні алгоритми. Це дозволяє скоротити витрати часу не тільки на етапі проектування, але і в процесі стендових випробувань експе-риментальних зразків.

1.2. Морфологічний опис об'єкту досліджень

Перспективним шляхом поліпшення експлуатаційних характеристик ав-тобусів можна вважати застосування механічних без ступеневих автоматичних передач, які дають можливість в трансмісії не застосовувати фрикційної муфти зчеплення. Один з можливих варіантів - застосування інерційного безступінча-того автоматичного гідродиференціального трансформатора обертаючого мо-менту (ІГТОМ).

ІГТОМ володіє наступними позитивними якостями: на вихідному валу має безступінчасту автоматичну зміну обертаючого моменту залежно від зовні-шніх опорів на привідних колесах; забезпечує роботу без розриву потоку поту-

жності, що дозволяє поліпшити динамічні якості, тягові показники та прохід-¹⁴ність автобуса; забезпечена можливість автоматичного переходу і стійкої роботи на режимі динамічної муфти (прямої передачі); великий силовий діапазон регулювання ІГТОМ дозволяє відмовитися від застосування додаткових механічних ступеневих коробок передач, тим самим спростивши конструкцію та підвищивши загальний ККД трансмісії; за умови раціонального конструктивного виконання габарити та вага ІГТОМ знаходяться в межах серійного зчеплення з коробок передач.

Принципова схема ІГТОМ представлена на рис 1.1. Вона включає інерційний перетворювач моменту та випрямляч інерційного моменту.

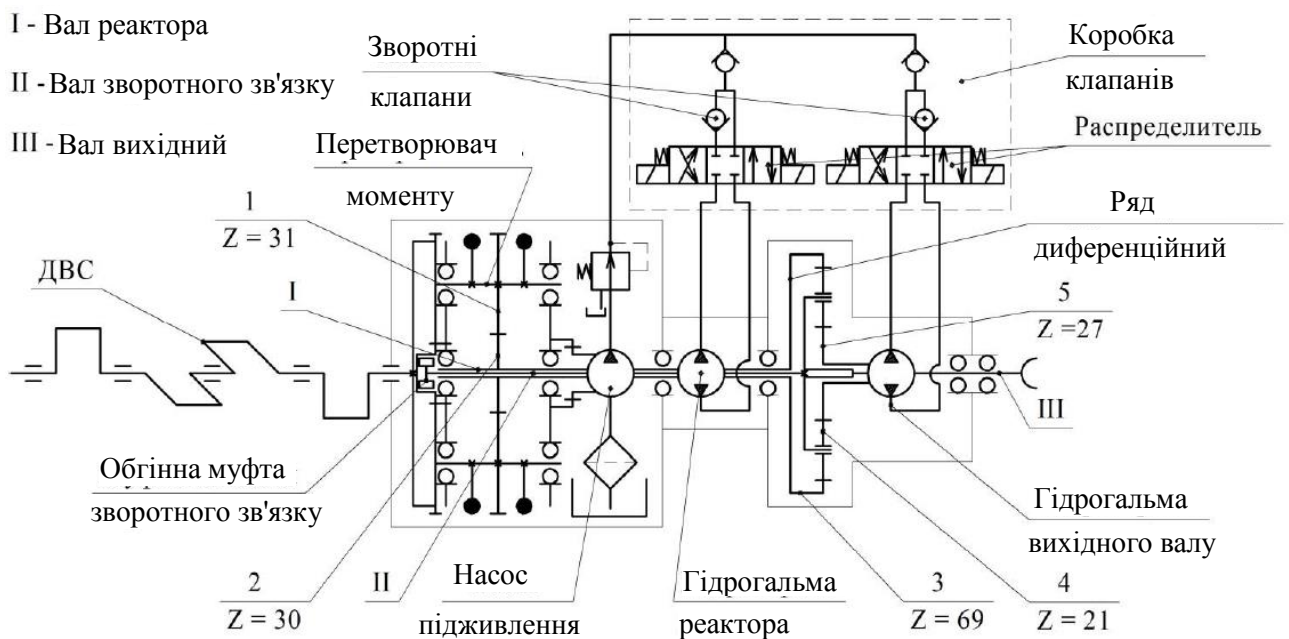


Рисунок 1.1. Принципова схема інерційного безступінчатого автоматичного гідродиференціального трансформатора обертаючого моменту

Гальмування опорних елементів здійснюється об'ємними гідромашинами, які мають замкнуті контури циркуляції зі зворотними клапанами протилежної дії. Для забезпечення відсутності ефекту кавітації та безперебійної роботи, контури циркуляції кожного гідрогальма підключені до насоса підживлення за допомогою зворотних клапанів. Для заповнення контурів та відокремлення повітря у верхній частині кожного з них розташовується перепускний отвір,

обладнаний заглушкою. Реверсування обертання вихідного валу передачі¹⁵ здійснюється перемиканням зворотних клапанів за допомогою двох гідророзподільників. Для підвищення ефективності гальмування двигуном та запуску двигуна за допомогою буксирування використаний механізм зворотного зв'язку. Він складається з обгінної муфти, з'єднаної з водилом ПМ і пов'язаної з вихідним валом ІГТОМ за допомогою торсіону.

Відома велика кількість різноманітних конструкцій перетворювача моменту, проте всі вони мають однаковий принцип роботи: провідний маховик приводить в рух неврівноважені ланки ПМ, які створюють знакозмінний інерційний момент на проміжному валу - реакторі, виступаючому в ролі регулятора вихідного моменту, і не має жорсткого зв'язку з привідним маховиком та веденим валом. Для перетворення даних інерційних імпульсів служать механізми вільного ходу.

Основні відмінності між ПМ, які працюють застосовуючи відцентрові сили інерції, полягають в характері протікання інерційного моменту: при одній і тій же величині середнього моменту його пікове значення може різко розрізнятися [2]. Мінімальну різницю забезпечують гармонійні ПМ, які мають синусоїдальну характеристику інерційного моменту. До них відносяться всі диференціальні (Хоббса, Льовіна, Чалмерса) і паралелограмні ПМ. До переваг перетворювача моментів також відносять мінімальні масово-габаритні показники. Важливо, що силовий контакт відбувається за допомогою зубчатого з'єднання, яке добре відпрацьоване у виробництві.

З метою спрощення конструкції доцільно використовувати двох ланкові диференціальні ряди тільки зовнішнього з'єднання. Для трансмісій транспортних засобів необхідно забезпечити можливість переходу та роботи в режимі динамічної муфти, тому привідним елементом необхідно прийняти водило [11].

Для трансмісії автобуса раціональною схемою перетворювача моменту є двохланковий диференціальний механізм з неврівноваженими сателітами при ведучій ланці - водилі, веденій - центральній (сонячній) шестерні. Дана конструкція володіє високими розгінними властивостями, має стабільну характери-

стику динамічного рушійного моменту і забезпечує автоматичний перехід з¹⁶ роботи в режимі трансформації моменту на режим динамічної муфти. Є можливість регулювання зазорів в зубчатому з'єднанні, що дозволяє компенсувати спрацювання зубів та збільшити довговічність. До недоліків відносять дещо підвищену нерівномірність обертання двигуна, але її можна компенсувати, наприклад, за рахунок відповідного збільшення моменту інерції приводних елементів.

Всі відомі конструкції випрямлячів моменту гідродиференціального типу містять систему підживлення, диференціальний ряд (ДР), два гідрогальма (корпусне та вихідне) та гідророзподільник.

Для забезпечення безперебійної роботи та відсутності ефекту кавітації, кожний із замкнутих контурів циркуляції підключений через зворотній клапан до насоса підживлення. Гідрогальма працюють за принципом вільного перетікання рідини при подачі в дозволеному напрямі та замиканні потоку при подачі в забороненому. Реверсування обертання вихідного валу передачі здійснюється зміною напрямку потоку, що відбувається завдяки перемикаючим клапанів за допомогою гідророзподільника. При цьому використовується енергія негативного імпульсу моменту.

Рекомендовано застосовувати зворотні клапанів з конічним затвором [16]. Вони забезпечують плавну посадку закриваючого елемента на сідло, що дозволяє підвищити стійкість до спрацювання робочих поверхонь. З позитивної сторони вони характеризуються надійною роботою при високому тиску, високою швидкістю за рахунок малої маси затвора, мінімальним опором прямому струму рідини. До недоліків відносять необхідність забезпечення високої точності виготовлення, але він може бути усунений в конструкції зі закриваючим елементом, що самовстановлюється.

Функцію гідрогальм найраціональніше виконують шестерінчасті гідромашини. Вони відносно прості конструктивно, мають мінімальні габаритні розміри та малу вагу в порівнянні з іншими типами гідромашин за інших рівних умов. Важливо, що наявності конструктивно поліпшеної торцевої та радіаль-

ної герметизації об'ємний ККД за номінального тиску може досягти значення¹⁷ 0,98, а механічний - 0,94 [16]. Для збільшення гальмівного моменту гідромашини застосовується багато шестеренчаста конструкція, в якій декілька малих периферійних шестерень знаходяться в зачепленні з одним центральним зубчатим колесом більшого діаметру. Шестерні слід розташовувати рівномірно по колу, що запобігає виникненню радіальних сил на центральному колесі.

Для використання ІГТОМ в трансмісії автобусів необхідно дотримуватись осьових і радіальних габаритних розмірів монтажного простору. Тому центральне зубчате колесо гідрогальм доцільно виконувати прохідним, що дозволяє розмістити обидві гідромашини співвісно привідному валу та опорним ланкам диференціального ряду.

Для ІГТОМ, який працює з ДВС потужністю понад 100 кВт, в роботі [21] рекомендується використовувати гідродиференційний вирівнювач моменту (ГВМ), в конструкцію якого входять два фрикційні елементи, пов'язані з центральними ланками, а їх гідравлічні механізми включення сполучені з напірними магістралями гідрогальм.

Для трансмісії автобусів раціональною конструкцією ГВМ є схема з використанням енергії тільки одного імпульсу інерційного моменту з гідрогальмом та диференційним рядом, розташованими співвісно. У гідрогальмах використовуються багато шестеренчасті гідромашини, ведені шестерні яких розташовані радіально на рівних відстанях по колу привідної шестерні більшого діаметру. Для цього ГВМ характерна простота конструкції і відносно невеликі радіальні та осьові розмірами. За умови раціонального конструктивного виконання втрати в гідросистемі мінімальні, що дозволяє у всьому діапазоні роботи набутти високі значення ККД.

Завданням магістерської роботи є дослідження можливості реалізації синтезу передачі для поліпшення експлуатаційних якостей автобуса та досягнення наступних результатів:

- завдяки спрощення та полегшення управління швидкістю руху підвищити безпеку використання автобуса за рахунок зниження стомлюваності водія;
- за рахунок роботи ДВЗ в найвигідніших для нього режимах забезпечити зменшення витрати палива ;
- покращити динаміки автобуса завдяки оптимального використання потужності двигуна.

На рис. 1.2 представлено інерційний безступінчатий автоматичний гідродиференціальний трансформатор обертаючого моменту, що складається з інерційного механізму (ІМ) у вигляді водила 1, сполученого з неурівноваженими сателітами 2, реактор 3, встановлений на двох опорах, розміщених в корпусі 9. Насос підживлення 4 пов'язаний з привідною ланкою ІМ. Об'ємні гідрогальма 5, встановлений на реакторі 3 та сполучені з коронним колесом диференціального ряду 6, який має урівноважені сателіти. Об'ємне гідрогальмо 7, встановлене на веденому валу 8, з'єднане з сонячним колесом ДР 6, водило якого сполучено з ведучим валом 9. Ведений вал 8 пов'язаний з водилом 1 за допомогою обгінної муфти 11 та валу зворотного зв'язку 10.

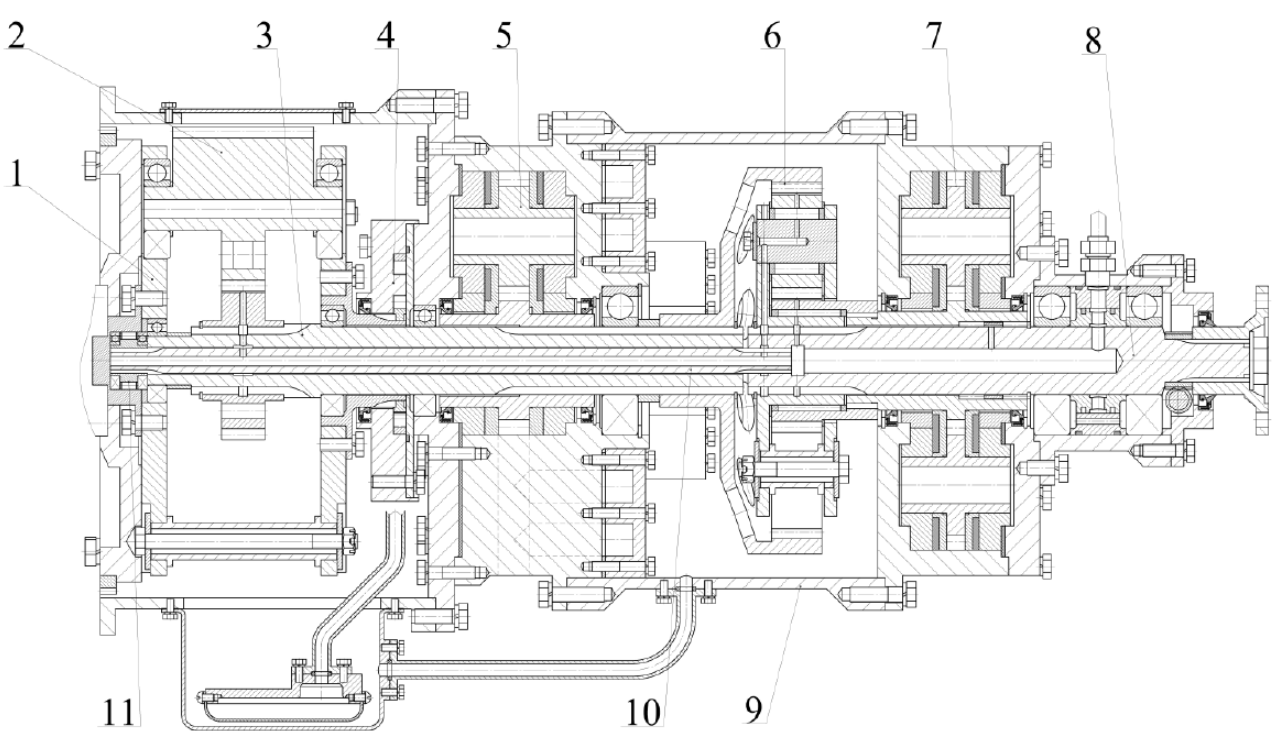


Рисунок 1.2. конструкція інерційного безступінчатого автоматичного гідродиференціального трансформатора обертаючого моменту

Перетворювач моменту двигуна (рис. 1.3) працює наступним чином: за¹⁹ малої частоти обертання привідного валу 1 шестерня 3 унаслідок опору в кінематичному ланцюзі залишається нерухомою і вантажні ланки 2 обкочуються навколо неї. У цьому випадку відцентрові сили $P_{цв}$ відносно невеликі та мало перешкоджають гойданню вантажних ланок 2. В цьому випадку двигун, сполучений з ведучим водилом 1, може працювати не будучи роз'єднаним з трансмісією при нерухомій машині.

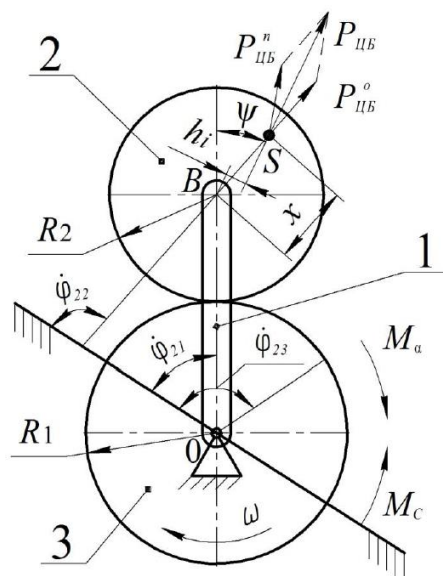


Рисунок 1.3. Схема перетворювача моменту

Збільшення частоти обертання зумовлює зростання відцентрових сили, які прагнуть загальмувати вантажні ланки 2 на осях, викликаючи тим самим обертання шестерні 3. На рис 1.3 показане положення, за якого відцентрові сили передають шестерні 3 позитивний момент, прагнучий вести її в тому ж напрямі, в якому обертається привідний вал 1. Коли вантажні ланки 2 знаходяться в положенні протилежному показаному, то вони минуть нижнє положення, в якому момент відцентрових сил рівний нулю. Шестерні 3 передається негативний момент відцентрових сил, прагнучий обертати її у зворотному напрямі. Величина плеча h_i , на якому діють на вантажні ланки 2 відцентрові сили, змінюється від нуля до максимального значення, а потім, переходячи через нуль, знову зростає в негативній області зміни моменту. Таким чином, шестер-

ня 3 отримує послідовно знакозмінні імпульси з періодами, залежними від частоти обертання вантажних ланок 2.

Момент, який створюється відцентровими силами, змінюється пропорційно квадрату швидкості. Якщо він рівний моменту опору, то буде працювати пряма передача, коли вантажні ланки 2 та шестерня 3 обертаються як єдине ціле. Якщо цей момент менше моменту опору, то відцентрові сили не в змозі утримати вантажні ланки 2 нерухомо на опорах, і вони почнуть обертатися, зменшуючи частоту обертання шестерні 3, тобто збільшуючи передавальне число приводу. Зміна передавального числа відбувається до тих пір, поки не наступить рівність моментів відцентрових сил і сил опору.

ІГТОМ має три характерні режими роботи:

1) Стоянковий режим, за якого привідні елементи передачі обертаються, а ведені нерухомі. У цьому випадку гідромашини нерухомі, але вони по черзі сприймають імпульси інерційного моменту. У гідросистемах періодично зростає тиск.

2) Режим трансформації моменту: привідні та ведені елементи мають різні частоти обертання. Ведений вал 8 обертається, долаючи деякий зовнішній опір. Реактор 3 рухається циклічно, його робочий цикл розбитий на чотири такти: перший такт - розгін реактора до швидкості ведених елементів; другий такт - сумісний рух реактора і ведених елементів; третій такт - гальмування реактора до повної зупинки; четвертий такт - зупинка реактора.

Під час першого такту під дією позитивного інерційного імпульсу моменту, реактор 3 з нерухомого стану починає розгін. В цей час автобус рухається за інерцією. Реактор 3 роз'єднаний з веденим валом 8 ІГТОМ до настання моменту рівності їх кутових швидкостей. Робочі органи обох гідрогальм обертаються вхолосту в дозволеному напрямі. Тиск робочої рідини незначний.

На другому такті позитивний імпульс інерційного моменту передається веденому валу 8 ІГТОМ. Цей такт триває до початку дії негативного імпульсу моменту. Робочі органи корпусного гідрогальма 5 обертаються вхолосту. Од-

ночасно вихідне гідрогальмо 7 нерухоме, в його магістралях діє робочий²¹ тиск, який змінюється згідно величини моменту обертання.

В процесі третього такту моменту реактор 3 починає гальмуватися до повної зупинки під дією негативного інерційного імпульсу. Автобус продовжує рух за інерцією. Реактор 3 і ведений вал 8 ІГТОМ роз'єднані. Робочі органи обох гідрогальм вхолосту обертаються в дозволеному напрямі та величина тиску робочої рідини невелика.

Четвертий такт реалізується до початку дії позитивного імпульсу моменту. Корпусне гідрогальмо 5 нерухоме і в його магістралях діє робочий тиск, пропорційний закону зміни інерційного моменту ПМ при нерухомому веденому елементі. Одночасно робочі органи вихідного гідрогальма 7 обертаються вхолосту.

3) Режим динамічної муфти: привідні та ведені елементи перетворювача моменту обертаються як одне ціле. Робочі органи корпусного гідрогальма 5 обертаються, робоча рідина вільно циркулює по каналах гідросистеми. Вихідне гідрогальмо 7 зупинене, його система знаходиться під тиском, що змінюється відповідно до поточної величини обертаючого моменту.

За стоянкового режиму роботи передаються веденій ланці максимальні імпульси інерційного моменту. За умови збільшенням кутової швидкості ведених елементів велика кількість імпульсів витрачається на розгін та гальмування реактора, що забезпечує зменшення обертаючого моменту на вихідному валу. Одночасно відбувається збільшення тривалості циклу. Відповідно внутрішня автоматичність трансформатора обумовлена зміною співвідношення між робочими та холостими ходами. Характер зміни вихідного моменту ІГТОМ в основному залежить від величини моменту інерції реактора. За рахунок інерції вхідного та вихідного потоків потужності відбувається вирівнювання вихідного моменту.

До особливостей трансформаторів моменту даного типу відносять те, що силовий потік передається тільки механічним шляхом, а гідрогальма лише забезпечують замикання на корпус передачі опорних ланок диференціального

ряду. В процесі трансформації моменту під навантаженням силовий потік²² через них не протікає, а вони сприймають тільки реактивний потік. Відсутнє обертання елементів гідромашин, отже відсутні втрати властиві об'ємним гідроприводам. Обертання робочих органів гідромашин в режимі вільного прокручування здійснюється в одному напрямі. При цьому ККД залежить тільки від втрат холостого ходу, що в свою чергу підвищує загальний ККД передачі. В процесі холостого ходу втрати відбуваються тільки в одній гідромашині, друга в цей період загальмована.

1.3. Мета і завдання роботи

Об'єктом досліджень прийнятий інерційний безступінчатий автоматичний гідродиференціальний трансформатор обертаючого моменту

Метою роботи є дослідження закономірностей функціонування інерційної гідродиференціальної автоматичної передачі та обґрунтування її параметрів для застосування в автобусах.

Завдання роботи:

1. Аналіз особливостей застосування ІГТОМ в трансмісії транспортних засобів.
2. Вибір кінематичної та конструктивної схеми ІГТОМ, що враховує особливості режимів руху автобуса.
3. Застосувати математичне моделювання роботи ІГТОМ з метою обґрунтування можливості використання цього механізму в трансмісії автобуса і експериментально перевірити адекватність моделі.
4. Провести експериментальні лабораторні дослідження робочих процесів дослідного зразка ІГТОМ застосовуючи стендову установку з контрольно-вимірювальною апаратурою.
5. Запропонувати рекомендації з вибору конструктивних параметрів ІГТОМ автобуса.

1. У науково-технічній літературі відображено недоліки застосування ІГТОМ для трансмісії самохідних машин.

2. У якості перетворювача моменту доцільно застосовувати двохланковий диференціальний механізм зовнішнього з'єднання з неврівноваженими сателітами при привідній ланці - водилі, введеній - центральній (сонячній) шестерні.

3. Для раціональної конструкції гідродиференціального випрямляча моменту ІГТОМ автобуса передбачається схема з гідрогальмами та диференціальним рядом, розташованими співвісно.

4. З метою забезпечення відсутності ефекту кавітації в гідравлічній частині ІГТОМ повинна бути передбачена система підживлення замкнутих контурів циркуляції гідрогальм.

5. Для здійснення реверсування обертів вихідного валу ІГТОМ доцільно використовувати зміну напрямку потоків рідини в гідравлічних системах застосовуючи гідророзподільник.

РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИПРЯМЛЯЧА МОМЕНТУ АВТОБУСА

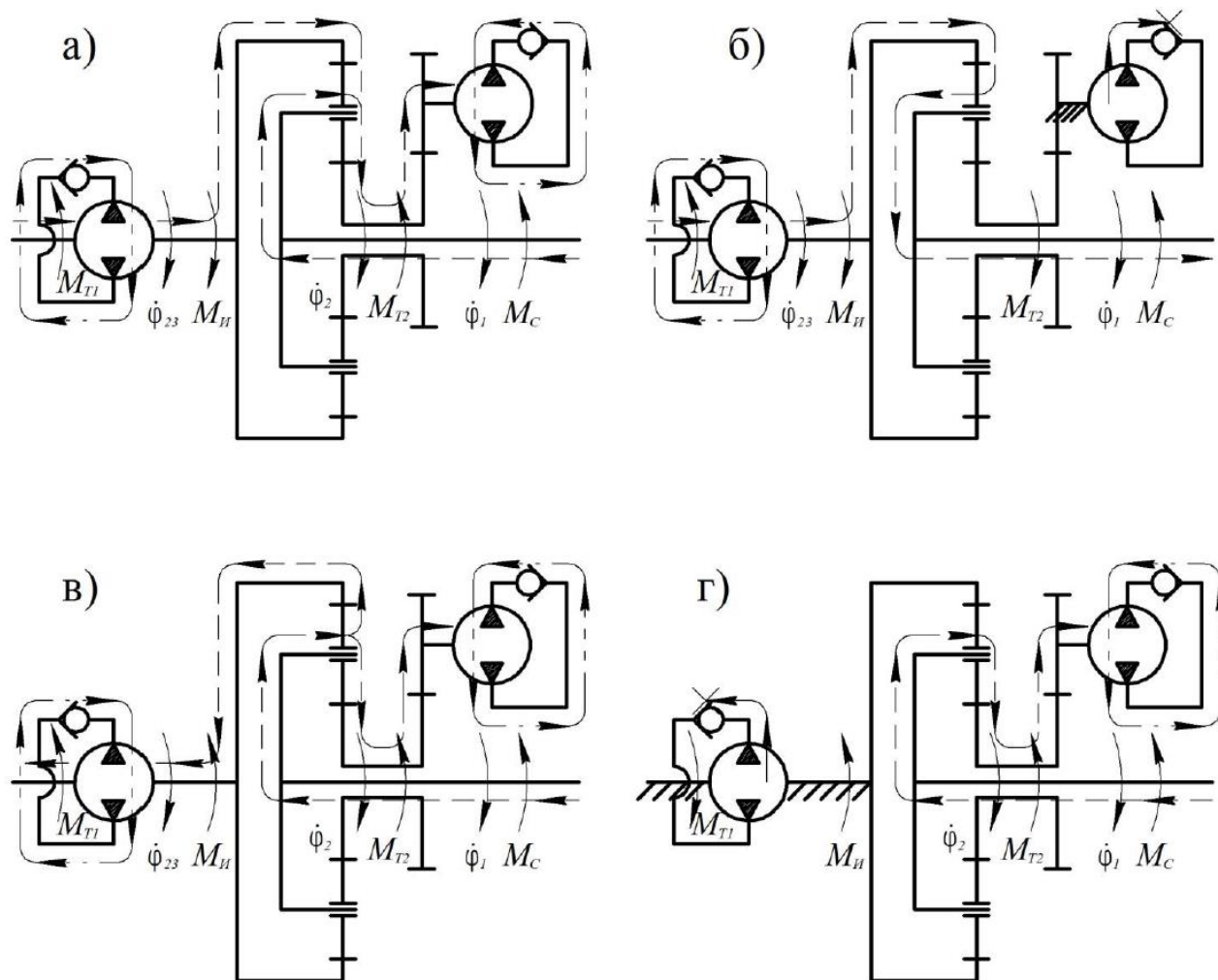
2.1. Обґрунтування кінематичної схеми диференціального ряду випрямляча моменту

Параметри диференціального ряду підбираються так, щоб він забезпечував необхідне значення приведенного моменту інерції реактора перетворювача моменту для якнайкращого поєднання характеристики ІГТОМ з характеристикою двигуна. Також ДР повинен мати необхідне передавальне відношення до вихідного валу передачі для забезпечення високого ККД. Передавальне число ДР залежить від компоновки силового агрегату, типу транспортного засобу та від того, чи використовуватиметься ІГТОМ на серійних машинах для заміни ступінчастої коробки передач без значних переробок трансмісії. У деяких випадках ДР повинен мати збільшене передавальне число для виконання функції головної передачі. Подібна конструкція дозволить підвищити загальний ККД трансмісії за рахунок зниження числа кінематичних пар. За повздовжнього розташування коробки передач ДР зі збільшеним передавальним числом дасть можливість зменшити габаритні розміри головної передачі, дозволяючи знизити рівень підлоги, що особливо актуальне для автобусів.

Для заміни серійної ступінчастої коробки передач на ІГТОМ є можливість підібрати виконання головної передачі з передавальним числом, максимально близьким до того, яке потрібне, щоб компенсувати наявність ДР. Це рішення збереже силовий діапазон та швидкісні характеристики на рівні серійної машини-прототипу.

Диференціальні механізми призначені для передачі потужності у відносному русі ланок. В процесі роботи інерційної передачі в режимі трансформації моменту особливі складнощі викликані постійною зміною напрямку силових потоків на привідних, ведених та опорних елементах ряду. Розглянемо роботу гідродиференціального вирівнювача моменту на кожному з робочих тактів ре-

жиму трансформації моменту, коли приводною ланкою є епіциклічна шестерня (рис. 2.1).



а) - такт розгону реактора; б) - такт спільного руху; в) - такт гальмування реактора; г) - такт нерухомого реактора;

M_{T1} - момент на валу корпусного гідрогальма; $\dot{\varphi}_{23}$ - кутова швидкість реактора; M_H - інерційний момент перетворювача моменту; $\dot{\varphi}_2$ - кутова швидкість опорної ланки; M_{T2} - момент на валу вихідного гідрогальма; $\dot{\varphi}_1$ - кутова швидкість вихідного валу ІГТОМ; M_C - момент опору на вихідному валу ІГТОМ

Рисунок 2.1. Схеми потоків потужності у випрямлячі моменту

На початку першого такту (рис. 2.1, а) реактор нерухомий, машина рухається за інерцією. Привідним елементом є вихідний вал передачі а реактор - опорним. Ланка ДР, пов'язана з вихідним гідрогальмом, вхолосту провертається у напрямі обертання вихідного валу. Опір провертанню гідрогальм відпові-

дає опору їх замкнутого гідравлічного контура. Під дією позитивного імпульсу інерційного моменту реактор починає розгонитися. З'являється другий силовий потік, направлений від ДВЗ. Він надходить на ланку, пов'язану з вихідним гідрогальмом, та примушує уповільнювати обертання до повної зупинки, яка відбувається за умови рівності інерційного моменту та моменту від вибігу ведених частин трансмісії. Ланка стає опорною.

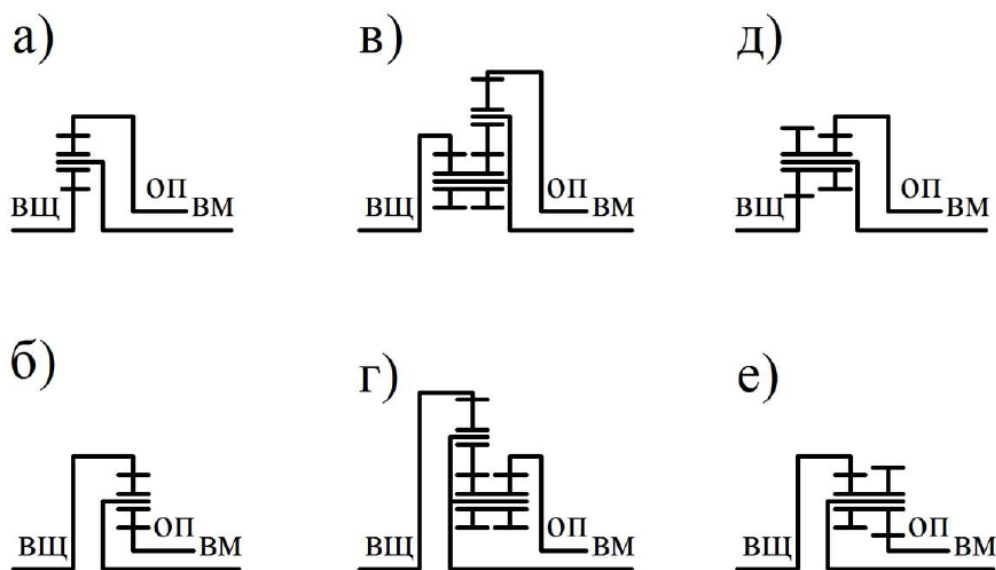
Другий такт здійснюється при одночасному русі реактора і ведених елементів (рис 2.1, б). У цьому випадку вихідне гідрогальмо не допускає повертання опорної ланки в напрямі, протилежному обертанню вихідного валу, оскільки руху рідини в гідросистемі перешкоджає закритий зворотній клапан. Тому опорна ланка зупинена, а реактор через планетарний механізм пов'язаний з вихідним валом передачі. Силовий потік передається від ДВЗ на ведені елементи передачі, які отримують прискорення. У цей період робочі органи корпусних гідрогальм обертаються у вільному режимі. Опір обертанню відповідає опору замкнутого гідравлічного контура. За умови припинення дії позитивного імпульсу інерційного моменту цей такт закінчується.

Під дією негативного імпульсу інерційного моменту реактор починає сповільнюватися, що забезпечує третій такт (рис 2.1, в). Силовий потік надходить від вихідного валу передачі. Машина рухається за інерцією. Ланка, пов'язана з вихідним гідрогальмом, починає обертатися у напрямі обертання вихідного валу. Робочі органи вихідних гідрогальм вхолосту повертаються в дозволеному напрямі. Обертання реактора та пов'язаного з ним корпусного гідрогальма сповільнюється до повної зупинки. В цей момент такт закінчується.

Під час четвертого такту (рис 2.1, г). реактор утримується в нерухомому стані за допомогою корпусного гідрогальма, тому він є опорною ланкою ДР. Машина рухається за інерцією а силовий потік поступає з вихідного валу передачі на ланку, пов'язану з вихідним гідрогальмом. Відбувається вільне повертання робочих органів гідрогальм. Від гідравлічного опору контуру системи залежить величина гальмівного моменту. Цей такт триває до початку дії позитивного імпульсу інерційного моменту.

Якщо відбулась зупинка опорного елемента ДР, то здійснюється робо-²⁷чий такт ІГТОМ. Зі збільшенням передавального відношення тривалість спільного руху реактора і ведених елементів передачі збільшується, а інших трьох тактів - зменшується. В процесі роботи ІГТОМ на режимі динамічної муфти відбувається тільки такт спільного руху. Це дозволяє спростити задачу та розглядати диференціальний механізм з одним ступенем свободи і з одним напрямом потоку передачі потужності двигуна.

В гідродиференціальному вирівнювачі моменту доцільно застосовувати прості трьох ланкові диференційні механізми (рис 2.2, а, б) зі змішаним зачепленням шестерень. Вони компактні, прості конструктивно і мають високий ККД



а), б) - прості трьох ланкові механізми; в), г) - механізми змішаного з'єднання з двома епіциклічними шестернями; д), е) - механізми змішаного з'єднання де сателіти мають два вінця

Рисунок 2.2. Схеми диференціальних механізмів

З розглянутих схем для заміни серійної ступінчастої коробки передач автобуса найбільш раціонально використовувати редуктор у вигляді простого трьох ланкового диференціального механізму з привідною епіциклічною шестернею та веденим водилом (рис 2.2, б). До переваг цього варіанту відносять: високий ККД; можливість співвісного розташування гідрогалям та відмови від

проміжних передач; простота конструкції та малі масово-габаритні показники; малий робочий об'єм вихідних гідрогальм. До недоліків відносять високу швидкість руху робочої рідини на холостих тактах роботи. Також ця схема трьох ланкового диференціального механізму забезпечує збільшення загального передавального числа трансмісії, яке можливо компенсувати вибором головної передачі зі зменшеним передавальним відношенням.

На підставі проведеного аналізу в процесі дослідження ІГТОМ запропоновано прийнятий ДР у вигляді простого ТДМ з привідною епіциклічною шестернею. Параметр планетарного ряду $\xi = 2,56$. Значення передавальних чисел: до вихідного валу $i_{\text{вм}} = 1,39$, до опорної ланки $i_{\text{оп}} = -0,39$. Максимальна частота обертання сателітів при роботі двигуна з номінальною частотою обертання $n_{\text{д}} = 3200 \text{ хв}^{-1}$ під навантаженням складає $n_{\text{сат}} = 0,922n_{\text{д}} = 2950 \text{ хв}^{-1}$. Дана схема дозволила встановити вихідне гідрогальмо співвісно вихідному валу, що значно зменшило радіальні та осьові габарити передачі. Для збереження швидкісних характеристик автобуса достатньо використовувати головну передачу з передавальним числом $i_{\text{ГП}} = 5,29$. Момент інерції $J_{\text{р}} = 1,3 \text{ Нм}^2$ приведений до реактора перетворювача моменту забезпечує вихід ІГТОМ на роботу в режимі динамічної муфти (пряма передача).

2.2. Обґрунтування і вибір параметрів гідрогальм випрямляча моменту

Параметри гідрогальм підбираються так, щоб вони забезпечували повне гальмування та надійне утримування в нерухомому стані реактора перетворювача обертового моменту двигуна або опорної ланки диференціального ряду. Осьові габарити гідромашини не повинні перевищувати габаритів маховика двигуна.

Принцип роботи гідрогальм заснований на вільному перетіканні рідини в дозволеному напрямі та замиканні потоку при подачі в забороненому. Для ком-

пенсації неминучих втрат рідини таі запобігання можливості появи кавітації²⁹
замкнутий контур повинен бути підключений до системи підживлення.

Розрахунок робочого об'єму гідрогальм необхідно виконувати для найбільш навантаженого режиму роботи, коли величина інерційного моменту максимальна. Таким режимом роботи є стоянковий.

Згідно теоретичних розрахунків обертовий момент створюваний тиском робочої рідини на валу гідромашини, визначається загальною залежністю [14]:

$$M_T = \frac{\Delta p V}{2\pi}, \quad (2.1)$$

де $\Delta p = p_H - p_{ВП}$ - перепад тиску робочої рідини на вході та виході гідромашини, МПа;

p_H - тиск нагнітання в гідромашині;

$p_{ВП}$ - тиск у впускній магістралі гідромашини;

V - робочий об'єм гідромашини (об'єм робочої рідини, що подається за один оберт), см³.

Для спрощення аналізу та порівняльної оцінки динамічних характеристик гідромашин використовується параметр - питомий об'єм. Це є середнім значенням геометричної подачі робочої рідини за відсутності підтікань, що припадає на один радіан повороту ротора гідромашини.

За умови спрацювання гідрогальм перетіканню рідини перешкоджає закритий зворотний клапан. При цьому обертання робочих органів відсутнє, можливий лише поворот на мінімальний кут. Ця обставина обумовлена пружністю робочої рідини та деякими незначними втратами унаслідок негерметичності робочої порожнини. Оскільки частота спрацювань відносно висока і на стоянковому режимі роботи ІГТОМ досягає величини $\nu = 50 \dots 60$ Гц, то період дії робочого тиску дуже малий, орієнтовно становить $T = 0,008 \dots 0,010$ с. При цьому шестерінчасті гідроагрегати відрізняються високим об'ємним ККД, тому вигоками можна нехтувати. Отже, для розрахунку теоретичного гальмівного моменту гідрогальм необхідно розглядати не динамічний, а статичний процес, який відбувається при пружному стисненні замкнутого об'єму робочої рідини. У цьому

випадку отримаємо залежність середнього теоретичного гальмівного моменту від кута повороту φ_z привідної шестерні гідрогалям під час роботи:

$$M_{\text{Гсп.теор}} = \frac{V^2 E}{2\pi V_{\text{ОБ}}} \varphi_z \quad (2.2)$$

де E – модуль пружності робочої рідини;

$V_{\text{ОБ}}$ - початковий об'єм рідини (об'єм замкнутої порожнини, в якій відбувається стикання).

Для ефективної роботи ІГТОМ кут φ_z повинен бути мінімальним. Наприклад на стоянковому режимі роботи не перевищувати величини 0,5 ... 1°. За великих значень φ_z значно знизиться КПД ІГТОМ працюючи в зоні малих передавальних відношень. Також може погіршитися робота ГВМ, оскільки за рахунок провертання опорного елемента ДР відбуватимуться втрати, і на ведені елементи трансмісії передаватиметься не вся потужність двигуна.

Втрати потужності при спрацюванні шестеренчастих гідрогалям в основному зумовлені витіканням рідини через радіальний кільцевий зазор утворений між зовнішньою циліндровою поверхнею шестерні та дуговою поверхнею корпусу. Іншими можливими випадками витікань рідини можемо нехтуємо через їх малі величини. На основі сучасних методик розрахунку [14] застосовуємо вираз для визначення втрат рідини за одне ввімкнення гідрогалям:

$$Q_{\text{вт}} = \frac{n_{\text{ш}} b \left[S_0 + \frac{d}{2} (\beta - \alpha) (t - t_0) + \frac{\Delta p_{\text{сп}} d_{\text{к}}^2 d_{\text{ш}}}{E' (d_{\text{к}}^2 - d_{\text{ш}}^2)} \right]^3 (1 - e^{-\delta p}) T}{12 \mu L \delta} \quad (2.3)$$

де $n_{\text{ш}}$ - число шестерень гідрогалям;

$d_{\text{к}}$ і $d_{\text{ш}}$ - відповідно зовнішній діаметр корпусу гідрогалям та діаметр шестерні;

d - середній діаметр кільцевого зазору шестерні в корпусі гідрогалям;

α і β - коефіцієнти теплового розширення матеріалів шестерні та корпусу гідрогалям;

b - ширина зазору в напрямі, перпендикулярному до напрямку руху потоку рідини (ширина шестерні гідрогалям);

L - довжина дуги радіальної щілину (довжина дуги зуба шестерні);

δ - коефіцієнт, що враховує зміну в'язкості від тиску, для практичних роз-³¹
рахунків використовують значення $\delta = 1,2 \cdot 10^{-3} \dots 1,9 \cdot 10^{-3}$

E' - модуль пружності матеріалу корпусу гідрогальм;

T - період дії імпульсу інерційного моменту відповідного знаку.

Під час роботи ПГТОМ в зоні малих передавальних відношень велике значення перепаду тиску Δp_{cp} продовжується впродовж мінімального періоду часу, тому величина втрат рідини відносно мала.

Для наближеної оцінки втрат потужності, пов'язаних з витіканням рідини, використовуємо загальноприйняту залежність:

$$N_{ym} = Q_{ym} \Delta p_{cp} = \frac{n_u b \left[S_0 + \frac{d}{2} (\beta - \alpha) (t - t_0) + \frac{\Delta p_{cp} d_k^2 d_u}{E' (d_k^2 - d_u^2)} \right]^3 (1 - e^{-\delta p}) V E \varphi_c}{24 \mu L \delta \pi V_{OB}}. \quad (2.4)$$

Розрахункові максимальні величини витікань за одне вмикання Q_{ym1} та Q_{yt2} для досліджуваної конструкції корпусного і вихідного гідрогальм, а також відповідні їм втрати потужності N_{ym1} та N_{yt2} на стоповому режимі роботи становлять:

$$Q_{ym1max} = 0,013V_1 = 3,3 \text{ см}^3/\text{ВКЛ}; \quad N_{ym1max} = 2,7 \text{ кВт};$$

$$Q_{ym2max} = 0,013V_2 = 1,3 \text{ см}^3/\text{ВКЛ}; \quad N_{ym2max} = 1,1 \text{ кВт}.$$

До конструктивної особливості гідрогальм відносимо те, що для підвищення механічної жорсткості з конструкції доцільно виключити розвантажувальні канали, що зменшують стискання робочої рідини в між зубовому просторі. Оскільки під навантаженням відсутнє обертання то негативного ефекту не буде, зате за рахунок різкого наростання тиску, що відбувається через замикання рідини, можна добитися швидшого спрацьовування гідрогальм.

Згідно розрахунків були отримані наступні параметри гідрогальм: корпусні гідрогальма з робочим об'ємом $V_1 = 250 \text{ см}^3$ та вихідним об'ємом $V_2 = 100 \text{ см}^3$. Робочий тиск становить $p_{ном} = 22 \text{ МПа}$, максимально допустимий (коротко-часно) $p_{max} = 30 \text{ МПа}$.

В процесі трансформації моменту в зоні малих передавальних відношень основні втрати відбуваються на вихідному гідрогальмі, а в зоні великих передавальних відношень та в режимі динамічної муфти - на корпусному. Це пояснюється тим, що під час збільшення кутової швидкості вихідного валу зменшується частота виникнення та період дії негативного імпульсу інерційного моменту. За цих умов корпусне гідрогальмо більше часу працює вхолосту, а вихідне зупинене, тому що відбувається передача потужності до ведених елементів трансмісії.

Для спрощення методики розрахунку використовуємо наступні допущення: можливим втратами робочої рідини в гідрогальмах та гідро розподільнику нехтуємо; на всіх ділянках магістралей та каналів потік робочої рідини турбулентний; взаємний вплив місцевих опорів відсутній; система підживлення компенсує втрати, пов'язані з опором зворотного клапана, та у всмоктуючій магістралі створює тиск рівний атмосферному; всі вигини трубопроводів виконані з радіусом більше чотирьох зовнішніх діаметрів, тому їх коефіцієнт опору рівний коефіцієнту опору прямолінійних ділянок [16].

Нехтувати втратами робочої рідини можна на тій підставі, що сумарний гідравлічний опір замкнутого контуру має величину значно меншу, ніж робочий тиск гідрогальм (у деяких режимах роботи ІГТОМ - на один - два порядки). Набагато більший вплив на ККД передачі робитимуть саме гідравлічні опори контурів, перешкоджаючи вільній циркуляції рідини.

Гідравлічний опір перетікання робочої рідини на ділянці всмоктувальної магістралі включає втрати на тертя та місцеві опори [16]:

$$\Delta p_e = \left(\lambda \frac{L_e}{d_e} + \zeta_{ex} \right) \frac{\rho u_e^2}{2}, \quad (2.5)$$

де λ - гідравлічний коефіцієнт тертя;

L_B - довжина магістралі всмоктування;

d_B - діаметр магістралі всмоктування;

$\zeta_{\text{вх}}$ - коефіцієнт опору на вході у магістраль всмоктування (залежно від конструктивного виконання становить 0,1 ... 1,0);

ρ - густина робочої рідини;

$u_{\text{в}}$ - швидкість перетікання робочої рідини у магістралі всмоктування.

Здійснюючи розрахунок гідросистеми випрямляча моменту ІГТОМ можна прийняти припущення про те, що діаметри каналів гідромашини та магістралей, а також характер місцевих опорів в них, для усіх магістралей однакові. При цьому коефіцієнт втрат на вході приблизно рівний коефіцієнту втрат на виході. Тому загальні гідравлічні втрати в магістралях визначаються з виразу:

$$\Delta p_M = \frac{\rho}{2} \left(0,025 \frac{L_{\text{в}} + L_{\text{н}}}{d_M} + 2\zeta_{\text{вх}} \right) \left[\frac{n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{f_M} \right]^2, \quad (2.6)$$

де $L_{\text{н}}$ - довжина магістралі нагнітання;

$d_M = d_{\text{в}} = d_{\text{н}}$ - діаметр магістралей;

f_M - площа поперечного перетину магістралі;

m - модуль зубів шестерні;

$\dot{\phi}_z$ - кутова швидкість привідної шестерні;

z - число зубів шестерні.

Залежність для визначення втрат тиску в щілині клапана з конусним закриваючим елементом та на виході з нього в трубопроводі має вигляд [16]:

$$\Delta p_K = \frac{\left[n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1) \right]^2 \rho}{2\pi^2 \mu_{\text{щ}}^2 \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re} + \text{Re}_K} \right) (d_{\text{ср}} h \sin \beta)^2} + 8\zeta_{\text{вх}} \rho \left(\frac{n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{\pi^2 d_2^2} \right)^2. \quad (2.7)$$

де $\mu_{\text{щ}}$ - коефіцієнт витрати щілини клапана;

Re_K - постійна коефіцієнта корекції параметрів режиму роботи гідромашини залежно від числа Рейнольдса Re ;

$d_{\text{ср}}$ - середній діаметр затвора клапана;

h - величина відкриття клапана;

β - кут конусності затвора клапана;

ζ_{bc} - коефіцієнт місцевих втрат на виході рідини з порожнини клапана в магістраль;

d_2 - внутрішній діаметр корпусу клапана.

Гідро розподільник золотникового типу звичайно розглядається як складний місцевий опір з короткими сполучними каналами. Перетікання робочої рідини через розподільник відбувається з складною деформацією потоку через дію різких поворотів, розширень та звужень при різних положеннях золотників. Взаємний вплив різних внутрішніх опорів складно виразити аналітично, тому застосовуємо експериментальний метод дослідження.

Таким чином, теоретичний момент опору холостому прокручуванню гідрогалям без урахування механічних втрат можна визначити за допомогою виразу:

$$M_T = \frac{n_{uu} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{2\pi} \left\{ \begin{aligned} & n_{uu} \frac{\rho}{2} \left(0,025 \frac{2L_{\kappa}}{d_{\kappa}} + 2\zeta'_{\kappa} \right) \left[\frac{n_{uu} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{f_{\kappa}} \right]^2 + \\ & + \frac{\rho}{2} \left(0,025 \frac{L_g + L_H}{d_M} + 2\zeta_{ex} \right) \left[\frac{n_{uu} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{f_M} \right]^2 + \\ & + \frac{[n_{uu} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)]^2 \rho}{2\pi^2 \mu_{um}^2 \left(\frac{Re}{Re + Re_{\kappa}} \right) (d_{cp} h \sin \beta)^2} + \\ & + 8\zeta_{ec} \rho \left(\frac{n_{uu} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{\pi^2 d_2^2} \right)^2 + \frac{\zeta_p \rho}{2} \left[\frac{n_{uu} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{f_p} \right]^2 \end{aligned} \right\}. \quad (2.8)$$

З виразу (2. 9) виходить, що для зниження втрат потужності за холостого прокручування гідрогалям найбільший ефект дадуть заходи, які дають змогу зменшити місцеві опори на вході з магістралей в порожнини та при виході з клапана в магістраль. З цією метою слід використовувати заокруглені кромки вхідних та вихідних отворів, що дозволяє значно зменшити значення відповідних коефіцієнтів місцевих опорів. Одночасно можна зменшити довжину і збільшити діаметр магістралей та каналів.

Відповідно потужність, що витрачається на холосте прокручування гідрогалям записано у вигляді:

$$N_T = n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1) \left\{ \begin{aligned} & n_{\text{ш}} \frac{\rho}{2} \left(0,025 \frac{2L_{\kappa}}{d_{\kappa}} + 2\zeta'_{\kappa} \right) \left[\frac{n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{f_{\kappa}} \right]^2 + \\ & + \frac{\rho}{2} \left(0,025 \frac{L_{\text{е}} + L_{\text{н}}}{d_{\text{м}}} + 2\zeta_{\text{ex}} \right) \left[\frac{n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{f_{\text{м}}} \right]^2 + \\ & + \frac{\left[n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1) \right]^2 \rho}{2\pi^2 \mu_{\text{шм}}^2 \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re} + \text{Re}_{\kappa}} \right) (d_{\text{ср}} h \sin \beta)^2} + \\ & + 8\zeta_{\text{ес}} \rho \left(\frac{n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{\pi^2 d_2^2} \right)^2 + \frac{\zeta_p \rho}{2} \left[\frac{n_{\text{ш}} b m^2 \dot{\phi}_z (z+1)}{f_p} \right]^2 \end{aligned} \right\}. \quad (2.9)$$

Висновки до розділу

1. Застосовуючи ПГОМ на автобусі зі збереженням серійного ведучого моста для диференціального ряду випрямляча моменту раціонально використати простій трьох ланковий диференціальний механізм з привідною епіциклічною шестернею, веденим водилом і опорною ланкою - сонячною шестернею.

2. Враховуючи особливості робочого процесу в гідрогалямах, загальмований стан доцільно розглядати як статичний процес, який відбувається при стисканні замкнутого об'єму робочої рідини.

3. За умови холостого прокручування гідрогалям їх робота аналогічна роботі насоса, а перепад тиску в замкнутому контурі циркуляції визначається тільки сумарним гідравлічним опором.

4. За умови холостого прокручування гідрогалям відбуваються основні втрати потужності. При спрацьовуванні гідрогалям втрати потужності мінімальні та залежать від незначного дроселювання рідини, пов'язаного з можливим витіканням з робочої порожнини.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ІГТОМ

3.1. Складання математичної моделі робочого процесу ІГТОМ автобуса

Математична модель описує взаємозв'язок характеру руху ланок ІГТОМ автобуса з параметрами конструкції на різних циклах робочого процесу за допомогою системи диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду.

Для складання диференціальних рівнянь динамічних процесів ІГТОМ використано чотирьох масову динамічну модель (рис. 3.1).

За узагальнені координати прийняті кути повороту наступних зосереджених мас: φ_{21} - кут повороту колінчастого валу ДВЗ; φ_{23} - кут повороту реактора ПМ; φ_2 - кут повороту опорної ланки (у даній конструкції - сонячної шестерні) ДР ГВМ; φ_1 - кут повороту вихідного валу передачі.

У динамічній моделі ІГТОМ застосовано наступні позначення:

J_{21} - приведений момент інерції ведучих елементів ІГТОМ;

J_{23} - приведений момент інерції реактора ПМ;

J_2 - приведений момент інерції опорної ланки (сонячної шестерні) ДР ГВМ;

J_1 - приведений момент інерції вихідних елементів ІГТОМ;

M_a - обертовий момент ДВЗ;

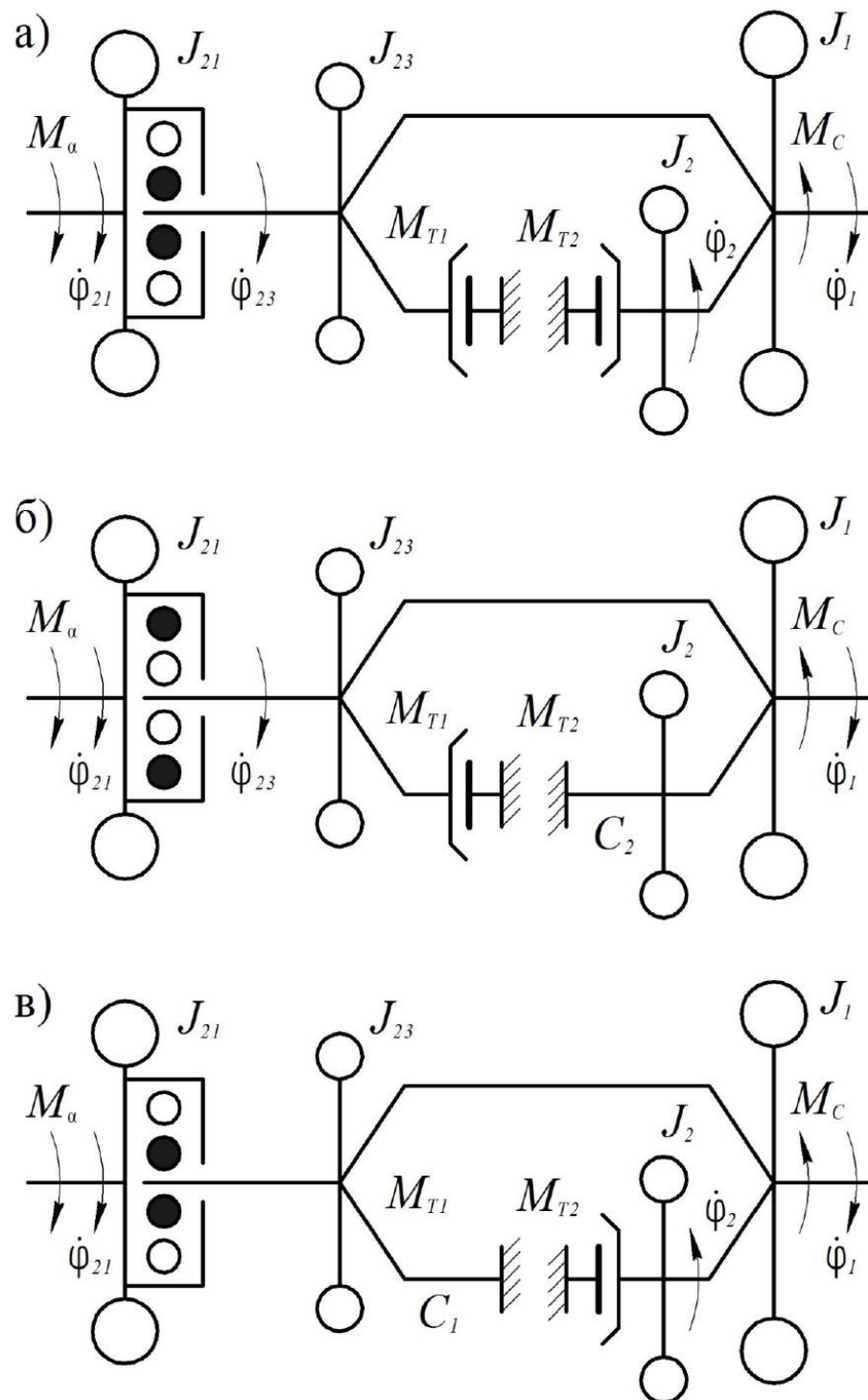
M_C - момент сил зовнішніх опорів, приведений до вихідного валу ІГТОМ;

M_{T1} та M_{T2} - момент на валу відповідно корпусного та вихідного гідрогальм;

C_1 та C_2 - характеризує пружність робочої рідини в замкнутому контурі відповідно корпусного та вихідного гідрогальм.

Робота ІГТОМ на різних тактах режиму трансформації моменту описується за допомогою динамічних моделей (рис. 3.1) наступним чином:

а) Такт розгону реактора (рис. 3.1, а) - система рухається під дією моментів M_a і M_C від зовнішніх збурюючих сил при дисипативних втратах в корпусному та вихідному гідрогальмах: $N_{T1} = M_{T1}\dot{\varphi}_{23}$ та $N_{T2} = M_{T2}\dot{\varphi}_2$ відповідно.



а) – такти розгону та гальмування реактора; б) - такт спільного руху; в) - такт нерухомого реактора

Рисунок 3.1. Динамічна модель ІГТОМ

б) Такт спільного руху реактора та ведених елементів (рис. 3.1, б) - система рухається під дією моментів M_a і M_c . Корпусне гідрогальмо характеризу-

ється дисипативними втратами N_{T1} . Вихідне гідрогальмо загальмований, його характеризують пружність робочої рідини C_2 .

в) Такт гальмування реактора (рис 3.1, а) - система рухається під дією моментів Ma та M_C при дисипативних втратах в корпусному і вихідному гідрогальмах N_{T1} та N_{T2} .

г) Такт нерухомого реактора (малюнок 3.1, в) - система рухається під дією моментів Ma і M_C . Корпусне гідрогальмо загальмоване, його характеризують пружність робочої рідини C_1 , що стискається. Вихідні гідрогальма характеризуються втратами N_{T2} .

Виходячи з особливостей роботи безступінчатої передачі інерційного типу, при складанні математичної моделі диференціальні рівняння руху ланок складатимуться окремо для кожного такту роботи.

Для чотирьохмасової динамічної моделі виконаємо укрупнення інерційних мас і загальну кінетичну енергію ІГТОМ представимо як суму кінетичної енергії ПМ і елементів корпусних гідрогальм, що обертаються, T_{II} ; кінетичної енергії сонячної шестерні ДР ГВМ і елементів вихідних гідрогальм, що обертаються T_2 ; кінетичної енергії вихідного валу ІГТОМ, водила та сателітів ДР ГВМ, і приведених ведених елементів трансмісії T_1 :

Залежність для визначення кінетичної енергії ПМ має вигляд:

$$T_{II} = \frac{1}{2} A_1 \dot{\phi}_{21}^2 + A_2 \dot{\phi}_{21} \dot{\phi}_{23} + \frac{1}{2} A_3 \dot{\phi}_{23}^2, \quad (3. 1)$$

де коефіцієнти A_i визначаються з системи рівнянь:

$$\begin{cases} A_1 = J_{21} + n_{22} m_{22} e^2 + (1 + a)^2 n_{22} J_{22} + 2\theta(1 + a) \cos \psi; \\ A_2 = -a n_{22} J_{22} (1 + a) - a \theta \cos \psi; \\ A_3 = J_{23} + a^2 n_{22} J_{22}. \end{cases} \quad (3. 2)$$

$$\theta = n_{22} m_{22} e x. \quad (3. 3)$$

n_{22} - число вантажних ланок; m_{22} - маса вантажної ланки; ψ - кут повороту неврівноваженого сателіта відносно радіусу водила; a - внутрішнє передавальне відношення ПМ.

Кінетична енергія інерційної маси J_2 визначається з виразу:

$$T_2 = \frac{1}{2} J_2 \dot{\phi}_2^2, \quad (3.4)$$

4)

де $\dot{\phi}_2$ - кутова швидкість сонячної шестерні ДР;

J_2 - сумарний приведений момент інерції сонячної шестерні та деталей вихідних гідрогальм, які обертаються.

Кінетична енергія інерційної маси J_1 визначається з виразу:

$$T_1 = \frac{1}{2} J_1 \dot{\phi}_1^2, \quad (3.5)$$

5)

де $\dot{\phi}_1$ - кутова швидкість вихідного валу передачі;

Визначимо часткові похідні від виразів (3.1), (3.4) і (3.5) по узагальнених координатах і узагальнених швидкостях. Отримаємо вирази, необхідні для підстановки в рівняння Лагранжа та введемо наступні коефіцієнти:

$$\begin{cases} A_4 = a\theta(1+a)\sin\psi; \\ A_5 = a\theta\sin\psi. \end{cases} \quad (3.6)$$

В розрахунках ІГТОМ необхідно врахувати наявність гідродиференційного вирівнювача моментів, з певним передавальним числом, яке необхідне враховувати як при визначенні загального передавального відношення i , так і при розрахунку моменту ДВЗ. Відповідно до описаної вище роботи ІГТОМ за тактами робочого циклів, привідний момент ДВЗ M_α визначатиметься не тільки моментом сил зовнішніх опорів M_C , але і моментом опору холостому прокручуванню корпусного гідрогальма M_{T1} , який також прикладений до реактора ПМ.

Тому вираз для визначення привідного моменту ДВЗ має вигляд:

$$M_\alpha = \left(\frac{M_C i}{i_{ДР}} + M_{T1} \right) [D_1 + D_2 \sin(D_3 \phi_{21} + D_4)], \quad (3.7)$$

де D_i - коефіцієнти, що характеризують амплітудні та середні складові моменту двигуна; їх конкретні значення визначаються типом ДВЗ;

i - передавальне відношення ІГТОМ;

$i_{ДР}$ - передавальне відношення диференціального ряду.

Момент сил зовнішніх опорів M_C , прикладений до вихідного валу ІГТОМ, в загальному вигляді виражається з тягового балансу автобуса [14] наступною залежністю:

$$M_C = \frac{(P_\psi + P_g \pm P_j)r_\kappa}{i_T} = \frac{(\psi_\delta m_i g + 0,5c_x A p_g u_i^2 \pm \delta_i m_i j_i)r_\kappa}{i_T}, \quad (3.7)$$

де P_ψ - сила опору дороги;

P_B - сила опору повітря;

P_J - сила опору розгону (гальмуванню);

r_κ - кінематичний радіус колеса;

i_T - передавальне відношення наступної за ІГТОМ частини трансмісії.

Одержані вирази підставимо у вигляді доданків в рівняння Лагранжа, перетворивши їх відповідним чином (об'єднавши рівняння і подібні доданки), додамо залежність (3.7) і отримаємо диференціальні рівняння руху елементів ІГТОМ для кожного з тактів робочого циклу. В узагальненому вигляді для такту розгону реактора вони представлені в наступній формі:

$$\begin{cases} A_1 \ddot{\phi}_{21} + A_2 \ddot{\phi}_{23} - A_4 (\dot{\phi}_{21} - \dot{\phi}_{23})^2 + A_5 \dot{\phi}_{23}^2 = M_\alpha; \\ A_2 \ddot{\phi}_{21} + A_3 \ddot{\phi}_{23} - A_5 \dot{\phi}_{21}^2 = -M_{T1}; \\ \ddot{\phi}_2 = \ddot{\phi}_1 (1 + k) - k \ddot{\phi}_{23}; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = -M_{T2}; \\ J_1 \ddot{\phi}_1 = -M_C. \end{cases} \quad (3.8)$$

Система диференціальних рівнянь (3.8) є математичною моделлю робочого процесу ІГТОМ. Ця система нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку із змінними коефіцієнтами та циклічним робочим процесом. Точне аналітичне рішення такої системи не представляється можливим, оскільки потрібне істотне спрощення отриманої моделі. У зв'язку з цим моделювання робочого

процесу ІГТОМ здійснювалось послідовною інтеграцією отриманих систем диференціальних рівнянь по ділянках методом Рунге-Кутта четвертого порядку.

За початкові умови для подальших циклів використовуються кінцеві значення кутових швидкостей попереднього циклу, що обумовлене безперервністю процесу. Момент опору розраховується на кожному кроці даного методу рішення. При цьому враховується, що досягши рівності кутових швидкостей, інерційна передача переходить на роботу в режимі динамічної муфти, коли ПМ обертається як єдине ціле.

Для здійснення розрахунків показників робочого процесу ІГТОМ автобуса застосовано програмне забезпечення кафедри автомобілів і тракторів.

Один з результатів вирішення системи (3.8) представлений на рис. 3.2 графік зміни кутових швидкостей елементів ІГТОМ для режиму роботи $i = 0,7$ при номінальній частоті обертання ДВЗ. А на рис. 3.3 - графік зміни величини відкриття зворотних клапанів гідрогальм, побудований для тих же умов роботи.

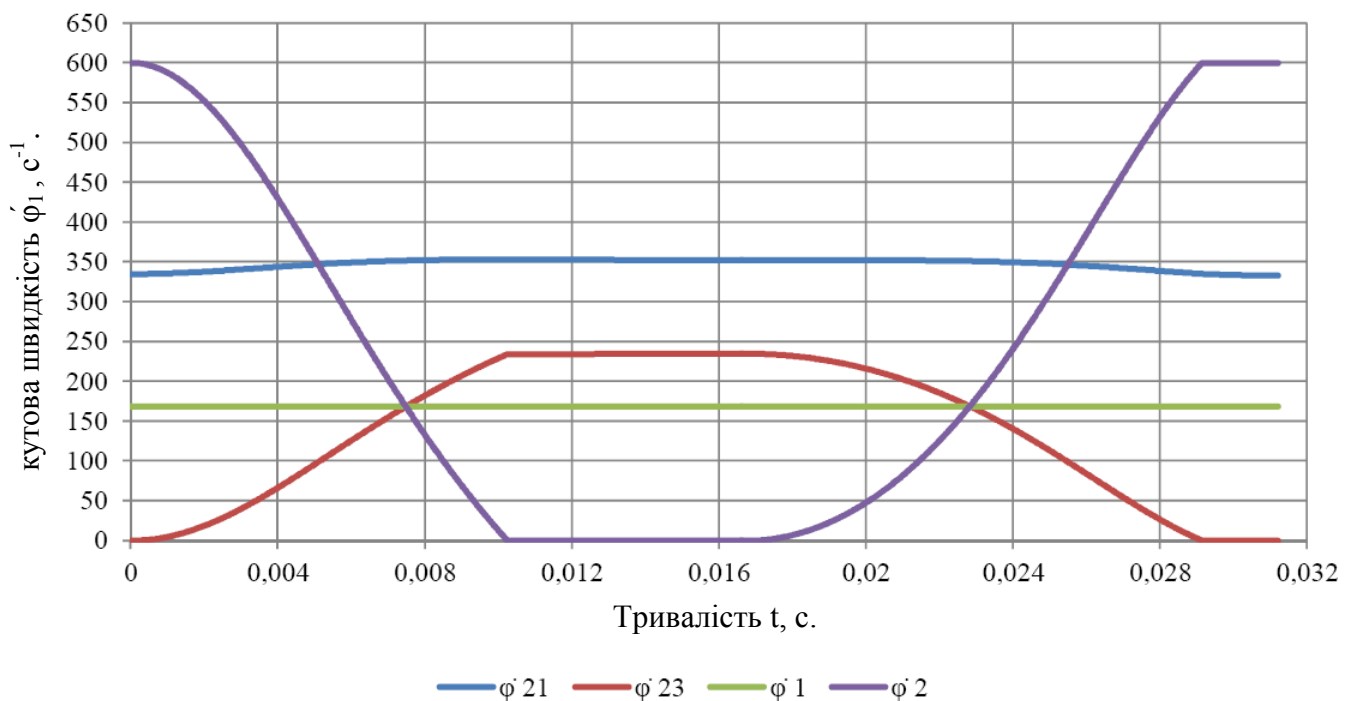


Рисунок 3.2. Графік зміни кутових швидкостей елементів ІГТОМ

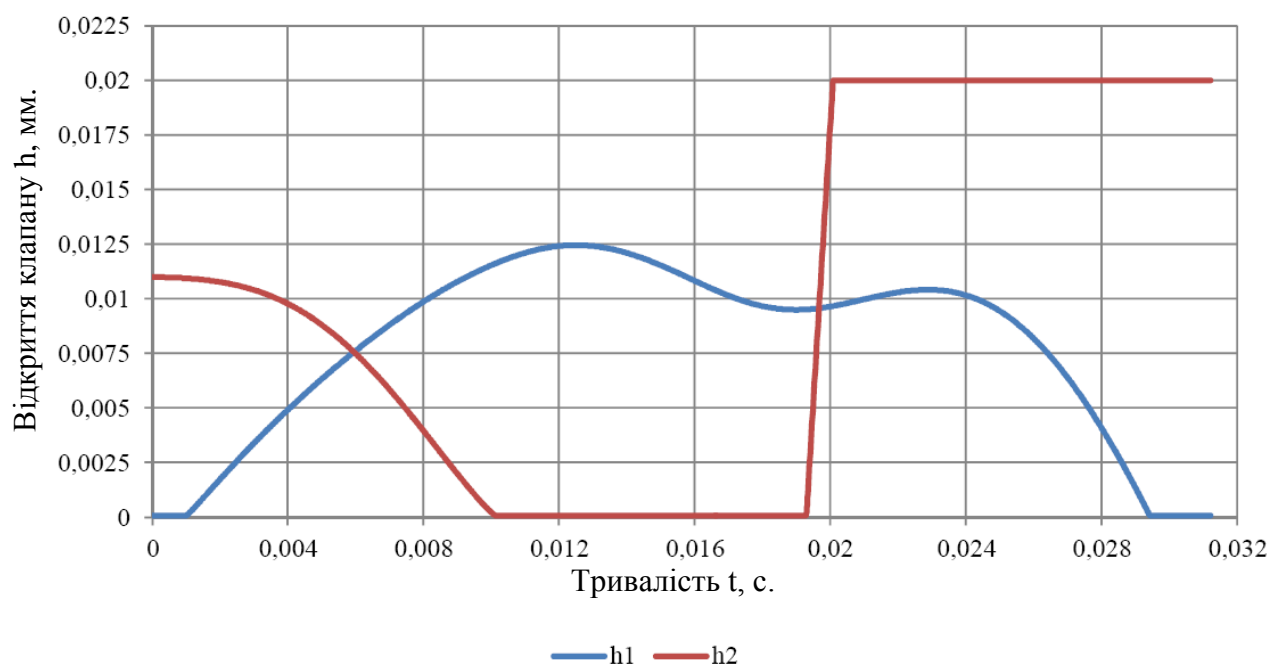


Рисунок 3.3. Графік зміни величин відкриття зворотних клапанів гідрогальм

3.2. Математичне моделювання характеристик ІГТОМ

Зовнішня характеристика ІГТОМ - це залежність крутного моменту на вихідному валу передачі від передавального відношення при номінальній частоті обертання ДВЗ.

Загальна методика передбачає пошук періодичних рішень, відповідних різним величинам моменту сил опору M_c .

Після закінчення розрахунку циклу, що складається з чотирьох тактів, порівнюються початкові та кінцеві значення швидкостей: $\dot{\phi}_{1н}$ і $\dot{\phi}_{1к}$ відповідно. Закінчення розрахунку кожного із заданих режимів відбувається за умови досягнення системою сталого руху, тобто $\dot{\phi}_{1н} = \dot{\phi}_{1к}$. Для виконання цієї умови проводиться послідовне коректування початкових значень методом половинного розподілу, за яким виконуємо зміну значень моменту сил опору M_c з постійною початковою кутовою швидкістю вихідного валу передачі $\dot{\phi}_{1н}$.

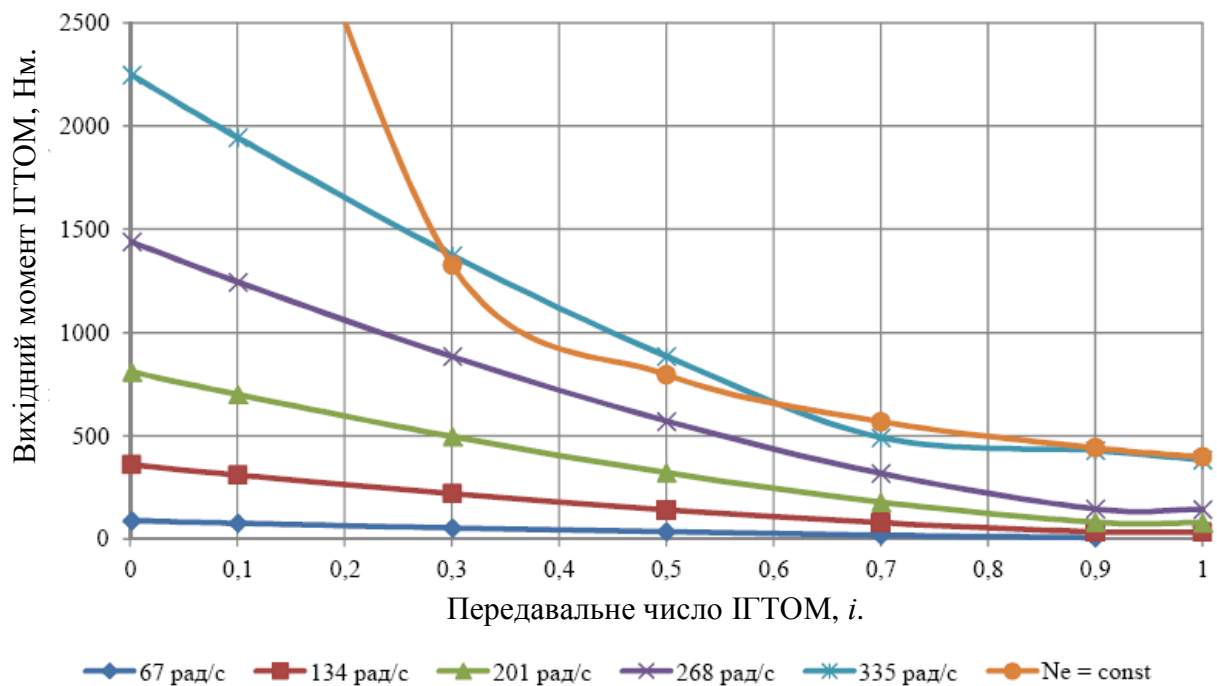
Послідовне коректування початкових значень моменту сил опору M_C здійснюватиметься на величину ΔM_{Ci} , що визначається з виразу:

$$\Delta M_{Ci} = \frac{J_1(\dot{\phi}_{1Ki} - \dot{\phi}_{1Hi})}{t_{Цi}}, \quad (3.9)$$

де $t_{Цi}$ - тривалість i -го робочого циклу ІГТОМ;

$\dot{\phi}_{1Ki}$ та $\dot{\phi}_{1Hi}$ - кутові швидкості вихідного валу ІГТОМ відповідно в кінці та на початку i -го робочого циклу;

Характеристики ІГТОМ (рис 3. 4) розраховано для значень кутової швидкості колінчастого валу ДВЗ, відповідних основним режимам роботи (мінімальній стійкій частоті обертання холостого ходу, частковим навантаженням, роботі при максимальному обертаючому моменті, номінальному режиму). Для порівняння на графіку показано криву ідеальної характеристики, яка відповідає



повному використанню потужності ДВЗ ($N_e = \text{const}$).

Рисунок 3.4. Характеристики ІГТОМ для різних кутових швидкостей колінчастого валу ДВЗ

З аналізу вихідної характеристики ІГТОМ можна стверджувати, що за малих передавальних відношення відбувається незначний відбір потужності

від двигуна унаслідок малої кутової швидкості ведених елементів, оскільки швидкість автобуса при рушанні з місця невелика. З цієї ж причини кутова швидкість колінчастого валу двигуна може бути високою, отже, ІГТОМ розвиває максимальний обертаючий момент, який пропорційний квадрату кутової швидкості ведучих елементів.

Оцінити величину завантаження двигуна під час роботи ІГТОМ в режимі трансформації моменту дозволяє характеристика спільної роботи ІГТОМ - ДВЗ (рис. 3.5).

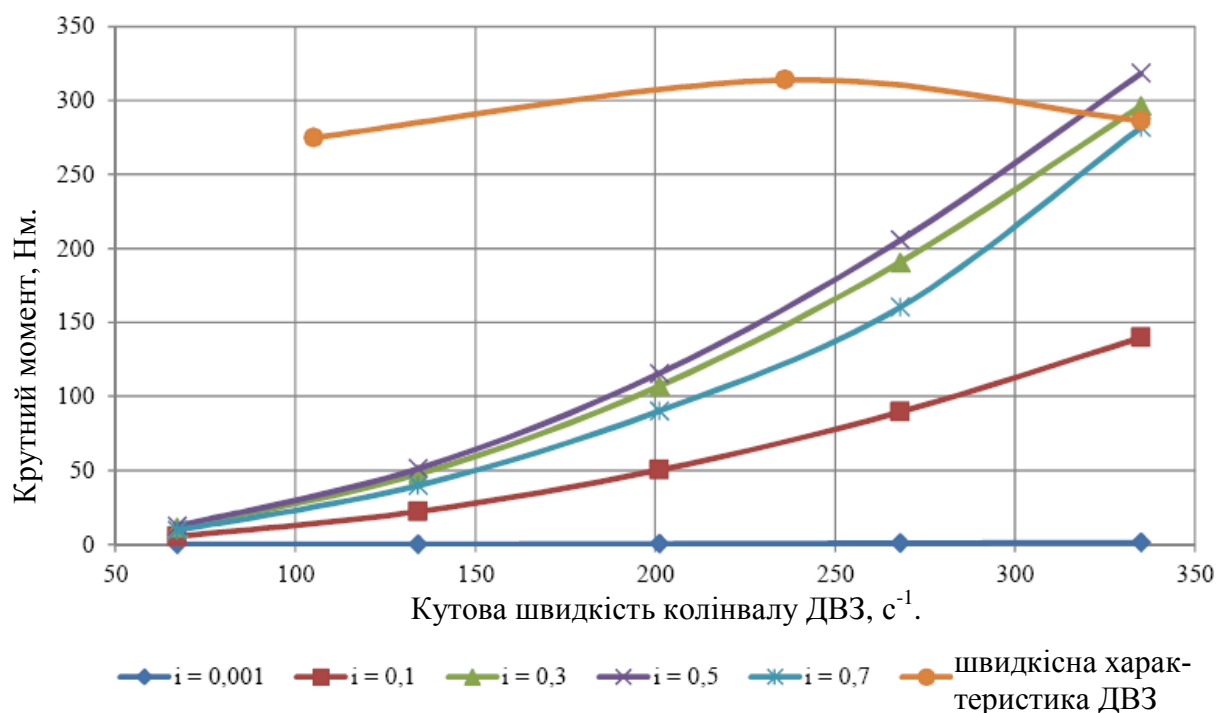


Рисунок 3. 5. Характеристика спільної роботи ІГТОМ - ДВЗ

Аналіз характеристики показує, що досліджуваний ІГТОМ забезпечує можливість роботи двигуна автобуса у області максимальної потужності, що дозволяє повністю використовувати максимальну потужність в широкому діапазоні регулювання. Виключенням є передавальні відношення $i = 0 \dots 0,15$, за яких двигун значно недовантажений.

Розрахункові характеристики ІГТОМ в безрозмірній величині для різних значень кутової швидкості колінчастого валу ДВЗ представлені на рис. 3. 6. Аналізуючи отримані залежності можна стверджувати, що конструктивні параметри ІГТОМ забезпечують необхідний максимальний коефіцієнт трансфо-

рмачії обертового моменту трансмісії автобуса і перехід на режим динамічної муфти за передавального відношення $i = 0,7 \dots 0,75$.

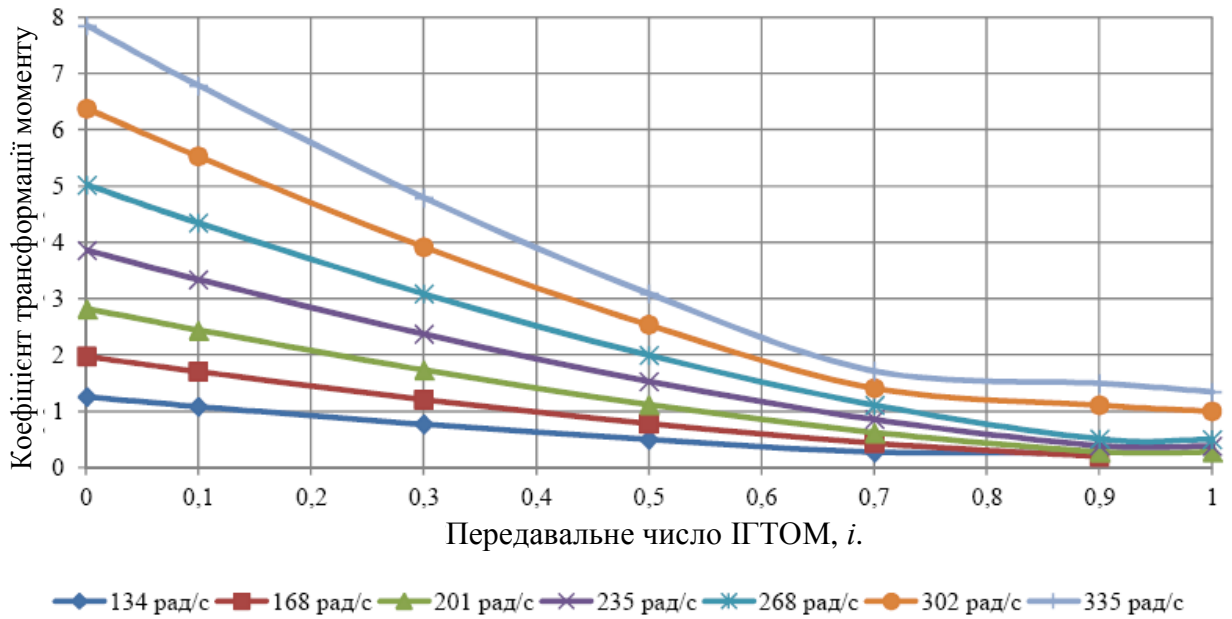


Рисунок 3. 6. Коефіцієнт трансформації обертового моменту в залежності від передавального відношення

Оцінку величини використання потужності двигуна проведемо за характеристикою, представленою на рис. 3.7. Коефіцієнт використання потужності двигуна, який тотожний ККД, досягає значення більше 0,9 вже за передавального відношення $i = 0,3$.

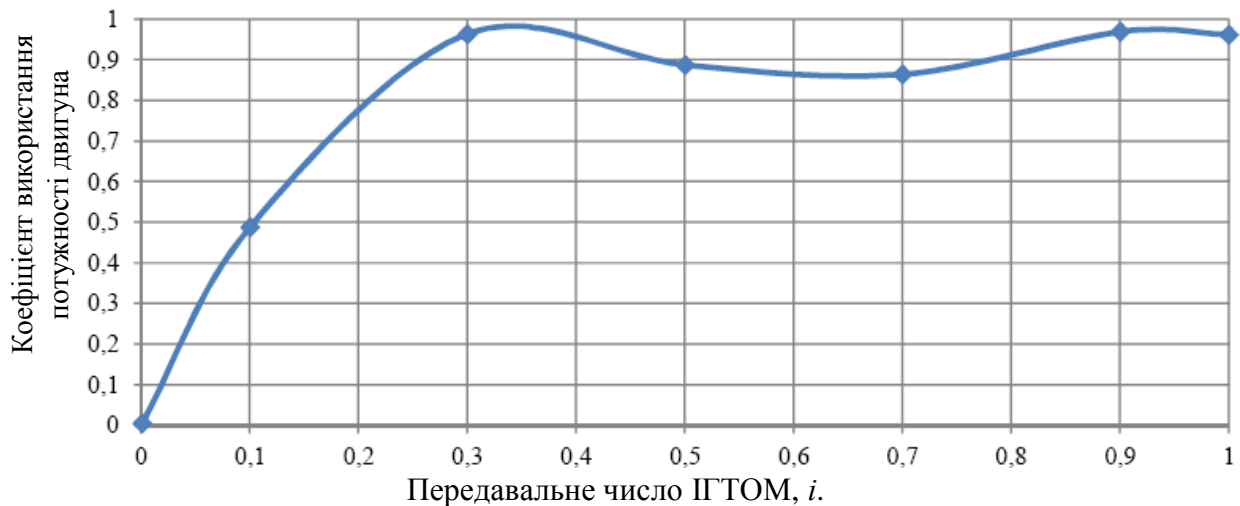


Рисунок 3. 7. Коефіцієнт використання потужності двигуна

Зменшення коефіцієнта η_d до 0,865 за передавального відношення $i = 0,7$, пояснюється перехідними процесами на режим динамічної муфти. А на останньому режимі роботи перетворювач моменту обертається як єдине ціле, без механічних втрат. Отже, залишаються тільки гідравлічні втрати, які значно менше, що і демонструє подальше зростання коефіцієнта використання потужності двигуна: в точках $i = 0,9$ та $i = 1,0$ він рівний відповідно $\eta_d = 0,97$ та $\eta_d = 0,963$.

Висновки до розділу

1. Виконані розрахунки ІГТОМ для автобуса показали, що коефіцієнт трансформації становить 7,85, кінематичне передавальне відношення змінюється від 0 до 1 і коефіцієнт завантаження двигуна в робочій зоні 0,865 ... 0,97, що відповідає характеристикам серійної ступінчастої трансмісії автобуса.

2. Застосована математична модель робочого процесу ІГТОМ автобуса, забезпечує можливість визначення динамічних навантажень в гідрогальмах гідродиференціального випрямляча інерційного моменту на різних режимах роботи.

3. Втрати на холосте прокручування гідрогальм на всіх режимах роботи ІГТОМ порівняно невеликі, тобто не перевищують 3,9 % від величини вихідного моменту для корпусного та 0,4 % для вихідного гідрогальм.

4. Максимальні значення моментів на валах гідрогальм при різних кутових швидкостях колінчастого валу ДВЗ знаходяться в зоні середніх передавальних відношень для корпусного та малих передавальних відношень для вихідного гідрогальм.

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1. Мета і завдання експериментальних досліджень

Метою проведення експериментальних досліджень інерційної гідродиференціальної автоматичної передачі є оцінка адекватності результатів математичного моделювання робочих процесів.

До завдань експериментальних досліджень віднесено: визначення функціональних характеристик автоматичної передачі; вивчення впливу внутрішніх процесів на режими роботи ІГТОМ.

Під час експериментальних дослідженнях необхідно отримати швидкісні та силові показники ІГТОМ на характерних режимах роботи.

До основних досліджуваних показників віднесено:

- а) величину обертового моменту на ведучому, веденому та проміжному валах ІГТОМ;
- б) частоти обертання валів;
- в) тиск робочої рідини в гідросистемах корпусного та вихідного гідрогальм ГВМ;
- г) коефіцієнт завантаження двигуна.

Ці параметри також при теоретичному дослідженні з використанням узагальненої математичної моделі ІГТОМ. Таким чином здійснюється перевірка адекватності математичної моделі та оцінка впливу прийнятих допущень.

4.2. Опис випробувального стенду та вимірювального обладнання

Для проведення експериментального дослідження інерційної гідродиференціальної автоматичної передачі застосовано випробувальний стенд гальмівного типу, загальний вигляд якого представлений на рис 4.1.



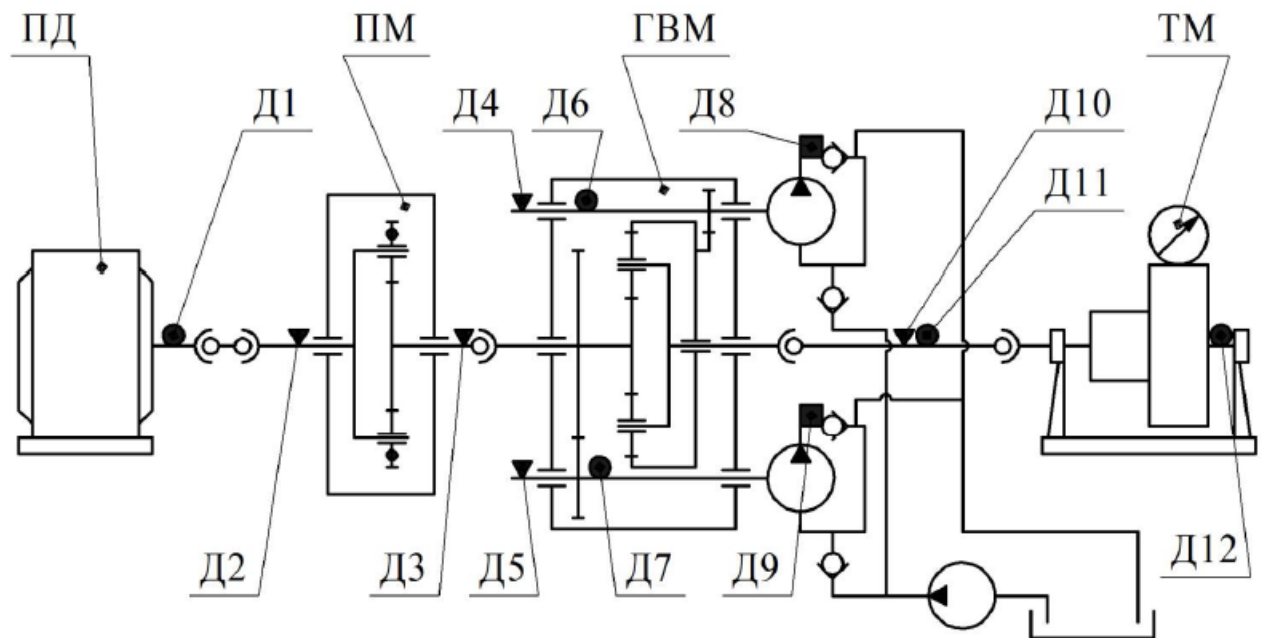
Рисунок 4. 1. Загальний вигляд стенду

Стенд складається з привідного асинхронного електродвигуна (ПД) змінного струму моделі А-82-8 потужністю 20 кВт, номінальна кутова швидкість якого складає 105 с^{-1} та гальмівного механізму (ГМ) балансірного типу. До стенду приєднано перетворювач моменту (ПМ) та гідродиференціальний випрямляч моменту (ГВМ), які скомпоновано у вигляді окремих блоків. Схема стенду ІГТОМ з нанесеними на неї місцями установки сенсорів представлено на рис 4.2.

Привідний двигун за допомогою карданної передачі приводить в дію маховик ПМ, виконаний у вигляді двох ланкового диференціального механізму з трьома нерівноваженими сателітами з привідною ланкою - водилі, веденій - центральній (сонячній) шестерні. Реактор через хрестоподібну муфту з'єднаний з вхідним валом ГВМ, опорними ланками якого по черзі стають сонячна або коронна шестерні.

Гальмування опорних елементів здійснюється корпусним та вихідним гідрогальмами, закріпленими на задній стінці картера ГВМ. Їх привід здійсню-

ється за допомогою шестерінчастих передач від реактора ПМ та коронної шестерні ДР ГВМ відповідно. Функцію гідрогальма виконують серійні шестерінчастими насосами НШ50Д-3. Всмоктуюча і напірна магістраль кожного насоса замкнуті за допомогою трубопроводу, в який підєднано зворотній гідро клапан КВРН з конічним закриваючим елементом.



Д1 та Д2- сенсори обертового моменту та кутової швидкості на привідній ланці ПМ; Д3 - сенсор кутової швидкості реактора ПМ; Д4 - сенсор кутової швидкості валу корпусного гідрогальма; Д5 - сенсор кутової швидкості валу вихідного гідрогальма; Д6 та Д7 - сенсори обертового моменту на валу корпусного та відповідно вихідного гідрогальма; Д8 та Д9- сенсори тиску в напірній магістралі вихідного та корпусного гідрогальма; Д10 - сенсор кутової швидкості вихідного валу ІГТОМ; Д11 - сенсор обертового моменту на вихідному валу ІГТОМ; Д12 - сенсор обертового моменту на балансірі ТМ.

Рисунок 4. 2. Схема стенду ІГТОМ та розташування сенсорів

Для забезпечення безперебійної роботи та відсутності ефекту кавітації до всмоктуючих магістралей гідромашин за допомогою зворотних клапанів підведена магістраль підживлення. Застосування клапанів виключає можливість пе-

ретікання робочої рідини з контурів гідрогальм в магістраль підживлення за негативних перепадів тиску. Для випуску повітря з магістралей гідрогальм у вищій точці кожної з них передбачений перепускний отвір малого діаметру. Під час роботи стенду постійно подається на злив незначна кількість робочої рідини, яка може бути у вигляді повітряно-бульбашкової емульсії. Тиск підживлення може змінюватися в межах від 0 до 0,25 МПа. Магістралі підживлення та змащування елементів конструкції підключені до гідростанції типу Г 48-9.

Потужність на виході ІГТОМ поглинається механічним балансірним фрикційним гальмом.

Для проведення досліджень застосовано інформаційно-реєструючу апаратуру, яка дозволяє: реєструвати осцилограми тиску в напірних магістралях гідрогальм; контролювати температуру і тиск оливи в магістралях підживлення гідрогальмах ГВМ; реєструвати на персональному комп'ютері (ПК) величини кутових швидкостей і обертових моментів на валах ІГТОМ та балансірі гальмівного механізму.

Середнє значення моменту сил опору, прикладеного до вихідного валу ІГТОМ, встановлюється і візуально контролюється регулюючим пристроєм гальмівного механізму.

Кутові швидкості привідного двигуна, реактора, валів гідрогальм та вихідного валу ІГТОМ вимірюються за допомогою багатоканального оптичного тахометра, який виконаний на базі мікро контролера ATmega168 виробництва Atmel. Фотодіод підключений так, щоб створювався на вході мікро контролера логічний нуль за умови освітленні світло діодом та логічну одиницю без освітлення. Перекриття фото пари виконується за допомогою шторок, закріплених на валах. Для виключення помилок, пов'язаних з нерівномірним обертанням, та підвищення точності вимірювань, на кожному валу змонтовано від 3 до 8 шторок, рівномірно розподілених по колу. Кількість підбиралася обернено пропорційно частоті обертання.

Таймер нуля мікроконтролера налаштований так, щоб формувати переривання кожні 64 такти. Програма мікроконтролера в основному циклі постійно порівнює поточне значення порту з попереднім його значенням. Якщо відбувається зміна значення на якомусь з каналів тахометра, то на основі поточного значення змінної-лічильника розраховується частота обертання на даному каналі.

Таймер одиниці налаштований так, щоб формувати переривання десять разів в секунду. У електричній схемі переривання першого таймера, мікроконтролер відправляє розраховані дані на UART інтерфейс.

Мікроконтролер підключений до ПК за допомогою інтерфейсу USB за допомогою USB-UART перетворювача FT232. З боку ПК дані приймаються через COM термінал Putty.

Величини обертових моментів вимірюються за допомогою тензорезисторів, які наклеєні на відповідні вали під кутом 45° до твірної. Вони розташовані на відстані чверті кола один від одного так, щоб діаметрально протилежні тензорезистори піддавалися дії однойменної деформації. Таке розташування сенсорів також забезпечує компенсацію температурної похибки.

Застосовано напівмостову схему підключення сенсорів. Для комутації тензорезисторів з вимірювальною апаратурою використані ртутно емульсовані струмознімні пристрої. Сигнали з сенсорів обробляються за допомогою тензометричного модуля LTR 212 з процесором (DSP) ADSP-2185M, підключеного до ПК за допомогою інтерфейсу USB 2.0.

Для оцінки адекватності показів сенсора встановленого на вихідному валу ственду додатково розташовано резервним сенсор на балансірі гальмівного механізму. Сигнал з нього поступає на підсилювач марки 8АНЧ-26, який підключено до ПК за допомогою інтерфейсу ISA.

В напірних магістралях гідрогальм вимірюється тиск робочої рідини методом перетворення деформації пружної мембрани сенсора тиску в зміну опору тензорезисторів. Цей спосіб характеризується відсутністю гістерезису та лінійністю характеристик. Тиск вимірювався та реєструвався за допомогою вимірю-

вального комплексу Parker, який складається з двох сенсорів SCPT-040-0-02 з двома діапазонами вимірювання: 0 ... 3 МПа і 0 ... 6 МПа та графічного принтера SCGP-100-1-01. Для забезпечення точності вимірювання на різних режимах роботи встановлювалися наступні настройки устаткування: тривалість запису - 1 с. з інтервалом відміток часу - 0,2 с.; тривалість запису - 3 с. з інтервалом відміток часу - 0,5 с.

Для контролю температури оливи в магістралі підживлення використовувався ручний вимірювальний прилад SCM-100-1-01, який входить у комплектацію вимірювального комплексу Parker.

4.3. Методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження ІГТОМ передбачають визначення швидкісних і силових динамічних характеристик на різних режимах роботи передачі.

Застосована методика проведення експерименту передбачає наступну послідовність дій: запуск привідного електродвигуна; повне гальмування вихідного валу передачі (ІГТОМ працює на стоянковому режимі; запис процесу навантаження. Після цього гальмо звільняється на деяку величину та встановлюється кутова швидкість вихідного валу передачі, яка відповідає певному передавальному відношенню: 0,05; 0,10; 0,15; 0,20 від кутової швидкості привідного двигуна. Режими встановлюються та контролюються за показами тахометрів.

Під час експериментів реєструвалися наступні показники: кутова швидкість та момент на привідному валу за допомогою сенсорів Д1 і Д2 (рис. 4.2); кутова швидкість реактора ПМ - сенсор Д3; кутова швидкість і момент на привідному валу корпусного гідрогальма - сенсори Д4 і Д6 та відповідно вихідного гідрогальма - сенсори Д5 і Д7; тиск в напірних магістралях корпусного та вихідного гідрогальма - сенсори Д8 і Д9; кутова швидкість та обертовий момент на вихідному валу ІГТОМ - сенсори Д10 і Д11; реактивний момент на балансири ТМ - сенсор Д12.

Розпочинались дослідження з вмикання інформаційно-реєструючої апаратури. Наступною дією було вмикання гідростанція підживлення - здійснюється заповнення гідросистеми ІГТОМ оливою з одночасним відокремленням повітря. В процесі досліджень здійснюється контроль за температурою робочої рідини в контурах гідрогальм і за умови відхилення від прийнятих величин - здійснюється коректування: прогрівання роботою стенду з малим навантаженням, або виконується додаткова перерва в досліді для охолодження. Вмикання гальмівного механізму на максимальну величину моменту забезпечує повну зупинку вихідного валу передачі. Одночасно у реєструючій апаратурі розпочинається процес запису сигналів, що надходять з сенсорів. Запускається привідний двигун та здійснюється розгін ведених елементів інерційної передачі до номінальної кутової швидкості. За показами тахометрів встановлюється фіксоване передавальне відношення шляхом зміни величини гальмівного моменту та виконується запис параметрів на принтері для реєстрації величин тиску, а на іншій фіксуєчій апаратурі реєструється відмітка часу, необхідна для синхронізації.

Експериментальні дослідження проводилися на всіх вказаних вище режимах роботи ІГТОМ з 3 ... 5 кратним повторенням, для отримання достовірних результатів. Весь комплекс досліджень виконано за 12 ... 20 включень, розбитих на 4 серії.

Тривалість кожного з експериментів підбиралася так, щоб забезпечувалась стійка робота стендової установки на заданий режим і виконувалась реєстрація необхідних силових та кінематичних параметрів, які циклічно змінюються.

4. 4. Результати експериментальних досліджень

Для підвищення точності обчислень та мінімізації похибки, розрахунки математичної моделі виконувалися з використанням параметрів, отриманих експериментальним шляхом.

Під час експериментальних досліджень були визначені вихідні характеристики ІГТОМ, та залежності зміни величин тиску в магістралях гідрогальм і навантажень на елементах гідродиференційного вирівнювача моменту на різних режимах роботи.

На рис. 4. 3. показано приклад екранної форми запису обертових моментів з тензOMETричного модуля LTR 212 при роботі трансмісії з передавальним відношенням $i = 0,21$.

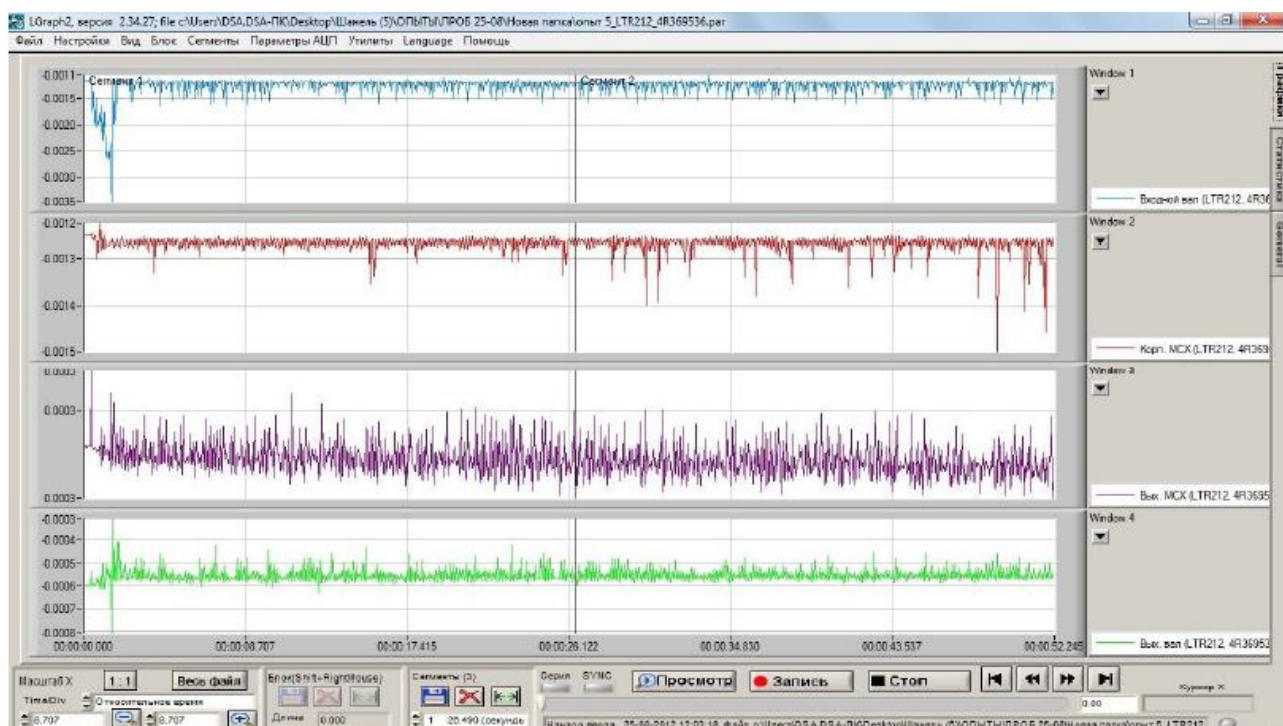


Рисунок 4. 3. Екранна форма запису обертових моментів з тензOMETричного модуля LTR 212

Аналогічно записувалось навантаження на балансир гальмівного механізму, що фіксується за допомогою пристрою LA-70, показано на рис. 4. 4, а осцилограма зміни тиску в магістралях гідрогальм - на рис. 4. 5.

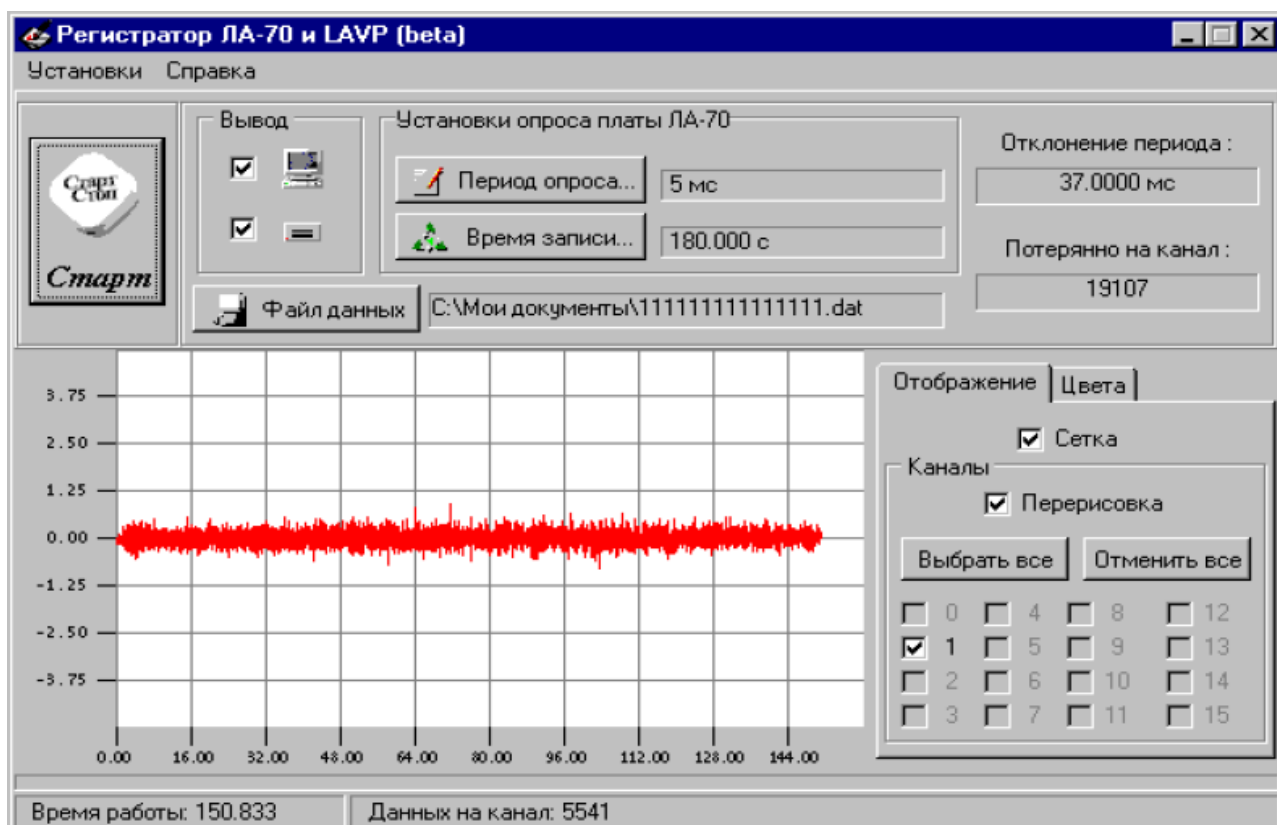


Рисунок 4. 4. Екранна форма запису навантаження на балансир гальмівного механізму

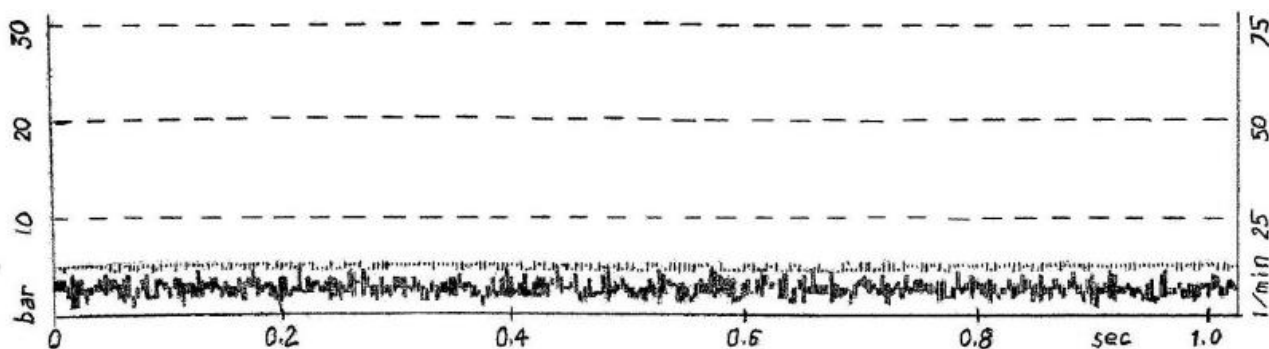


Рисунок 4. 5. Осцилограма зміни тиску в магістралях гідрогальм

Характеристика стенду ІГТОМ в безрозмірному вигляді представлена на рис. 4.6.

Через технологічні труднощі, які виникли на стадії монтажу стенду, його параметри мають відхилення від оптимальних: величини моменту інерції і кутової швидкості вантажних ланок ПМ не узгоджені з величинами моментів інерції

решти основних частин ІГТОМ (реактор, опорні ланки ГВМ), які значно перевищують тих, що вимагаються для забезпечення його нормальної роботи у всіх режимах.

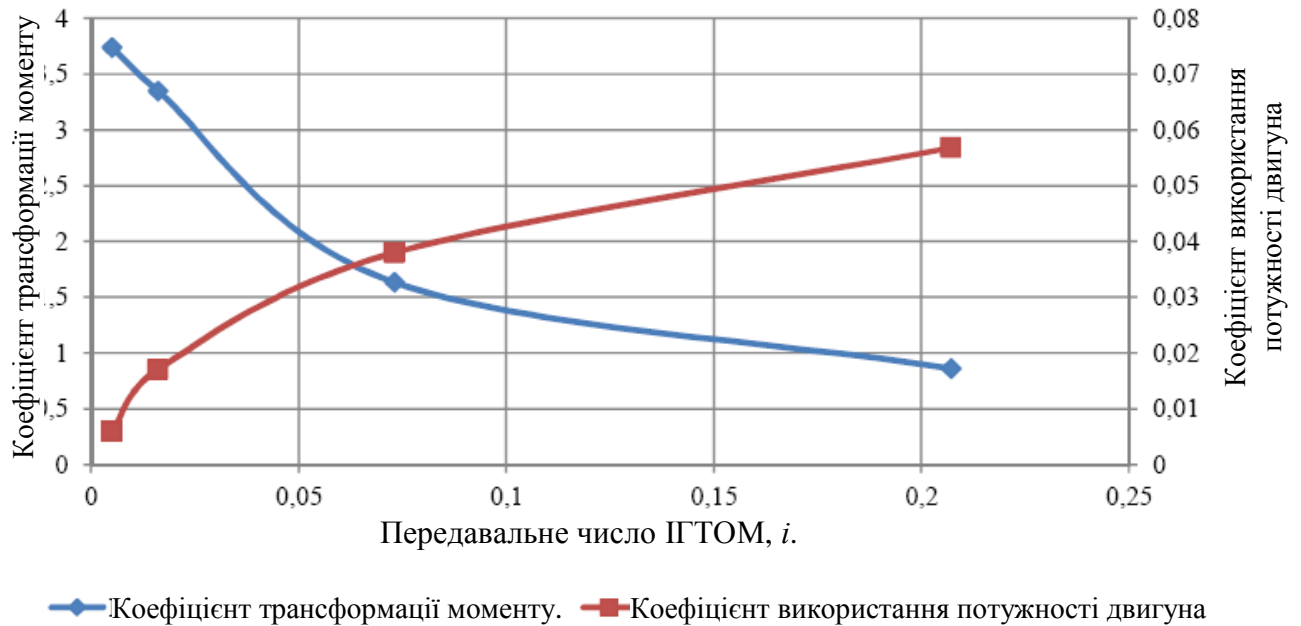


Рисунок 4. 6. Безрозмірні характеристики стенду ІГТОМ

Цим пояснюється те, що режим динамічної муфти недосяжний, а трансформація моменту обмежена передавальним відношенням $i \sim 0,21$. Саме цією обставиною пояснюються малі значення коефіцієнта використання потужності двигуна η_d . Тобто вся енергія інерційних імпульсів витрачається тільки на розгін та гальмування реактора.

У зв'язку з існуючими дефектами зворотних гідро клапанів для магістралей гідрогальм, стоянковий режим роботи повною мірою реалізований не був. Тобто відбувалося незначне повертання реактора при повністю загальмованому вихідному валу стенду ІГТОМ. Це викликано витіканням оливи в гідро клапані вихідного гідрогальма. Одночасно величина кутової швидкості реактора була незначною тому мало вплинула на отримані результати.

На рис. 4. 7 представлені вихідні характеристики стенду ІГТОМ, отримані теоретичним та експериментальним способами. Ці залежності мають схожі характеристики. Під час роботи стенду поблизу стоянкового режиму з переда-

вальними відносинами $i \rightarrow 0$ різниця між ними становить 12,7 %; на режимі трансформації моменту різниця знаходиться в межах 12,3 ... 18,8 %.

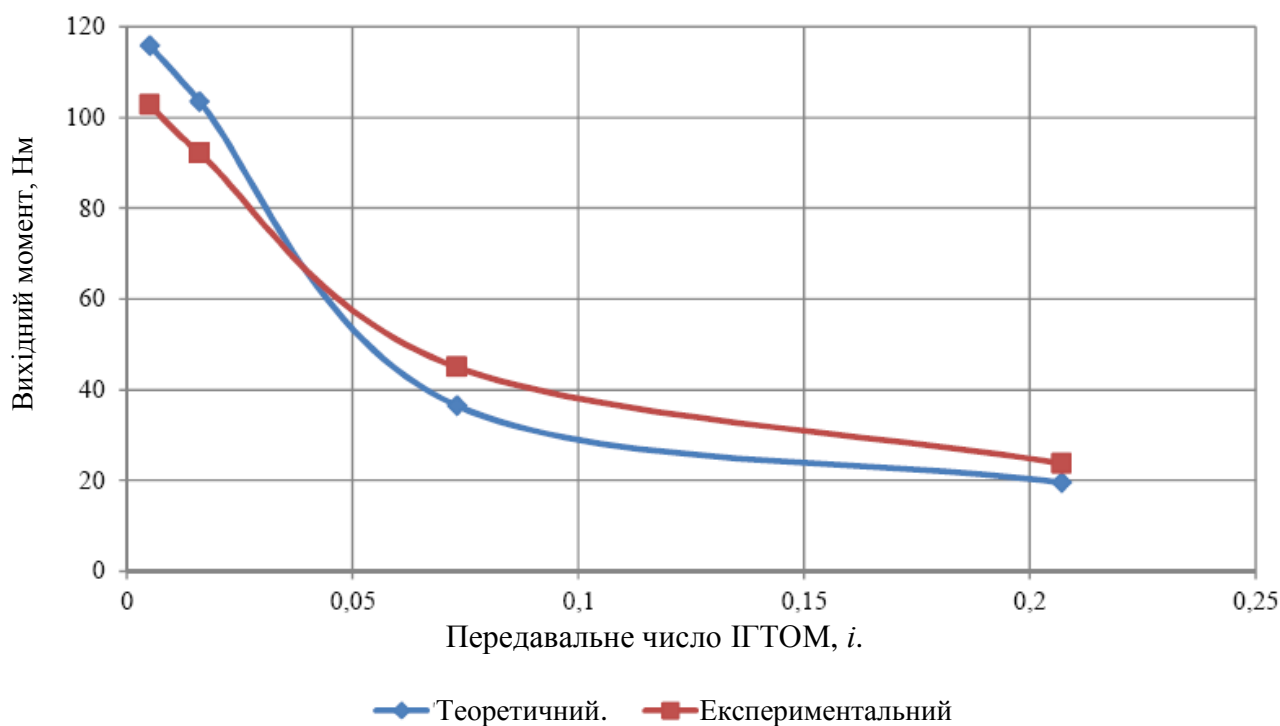


Рисунок 4. 7. Вихідна характеристика стелу ІГТОМ

Наявні розбіжності в результатах моделювання та експериментальних даних зумовлені нестабільною роботою фрикційного гальмівного механізму, що не дозволяє отримати рівномірного зусилля навантаження та постійної кутової швидкості вихідного валу. За цих умов в крайніх точках даного діапазону точність підвищується. За передавального відношення $i \rightarrow 0$ обертання вихідного валу практично відсутнє, тому погрішність мінімальна, а при $i = 0,21$ гальмівний механізм повністю відпущено, момент опору забезпечується тільки втратами на тертя в опорах. Відповідно, у вказаних умовах розбіжність результатів мінімальна.

Зміну величини обертових моментів на ведених валах корпусного та вихідного гідрогальм стелу ІГТОМ відображено на рис 4. 8. Ці залежності мають однаковий характер зміни а їх розбіжність середніх величин моментів на ведених валах гідрогальм під час роботи стелу поблизу стоянкового режиму з

передавальними відношенням $i \rightarrow 0$ для корпусного гідрогальма складає 3,1 %, а для вихідного - 8,1 %; на режимі трансформації моменту у корпусного гідрогальма - 5,9 ... 18,9 %, у вихідного - 12,9 ... 16,8 %.

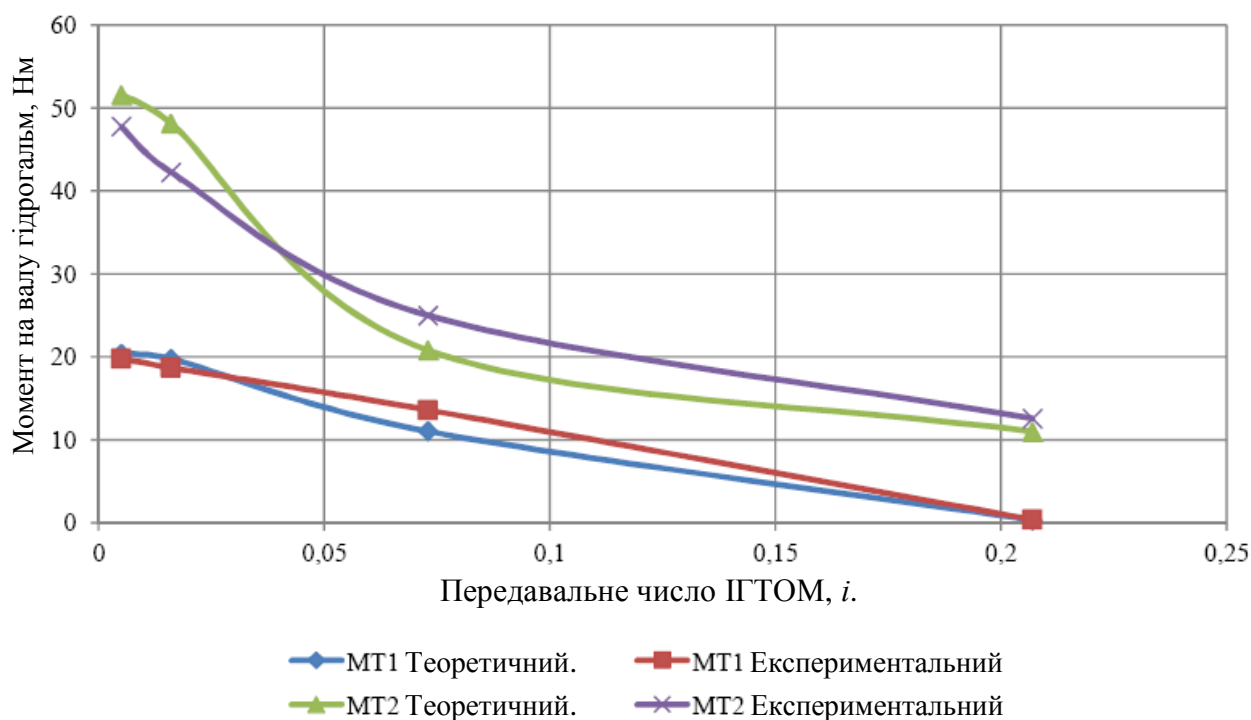


Рисунок 4. 8. Моменти на привідних валах корпусного та вихідного гідрогальма стенду ІГТОМ

Вимірюючи величину тиску в контурах гідрогальма фіксувалися максимальні та мінімальні значення для кожного режиму роботи, але для коректного перерахунку величин (при визначенні моментів) отримані результати усереднювалися.

Наприклад, для режиму роботи з передавальним відношенням $i = 0,005$ мінімальні та максимальні значення тиску знаходилися в межах відповідно 0,04 ... 0,15 МПа (отримана величина повністю обумовлена тиском підживлення) і 1,52 ... 3,11 МПа для корпусного гідрогальма; 1,16 ... 2,52 МПа та 1,64 .. 2,99 МПа - для вихідного. При середніх величинах 0,84 МПа та 1,90 МПа відповідно.

Графік залежності зміни величин тиску в контурах гідрогальма від передавального відношення i показаний на рис. 4. 9.

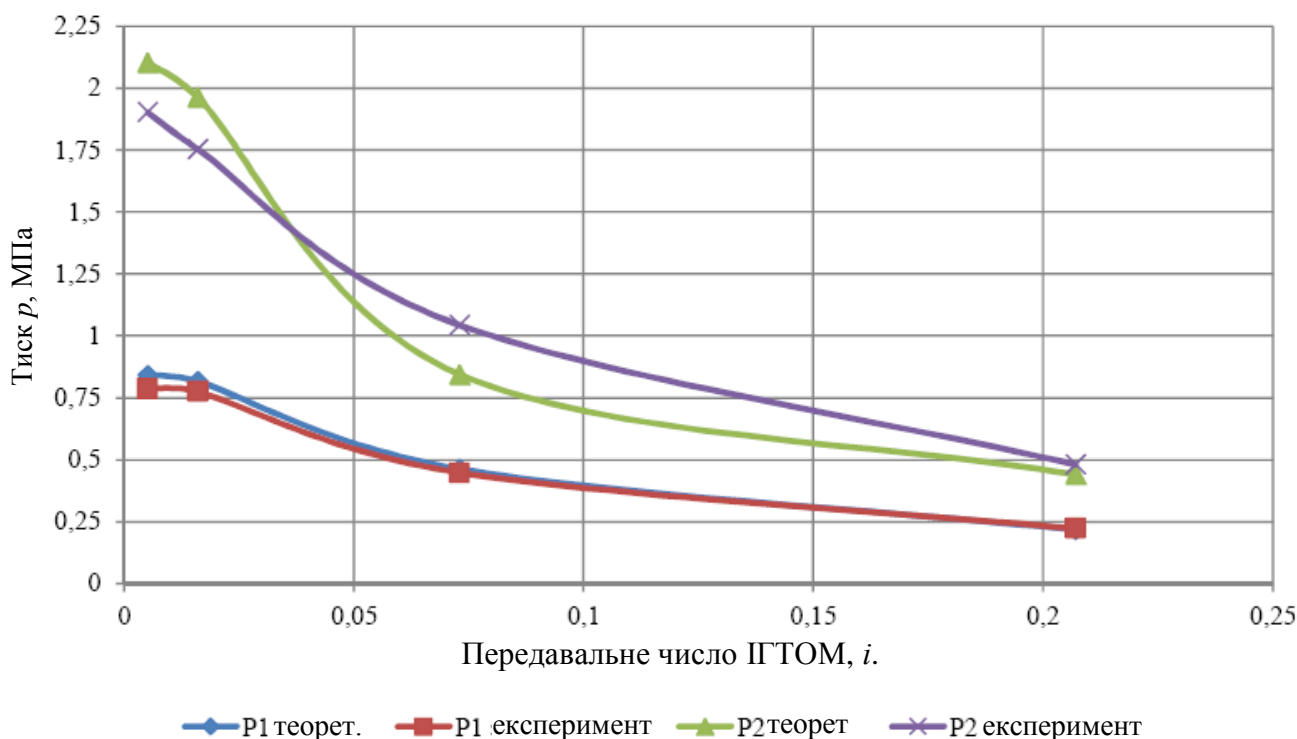


Рисунок 4. 9. Середні значення тиску в контурах корпусного та вихідного гідрогальма

Незначні розбіжності отриманих результатів для вихідного гідрогальма пояснюються нерівномірністю навантаження, що прикладається до вихідного валу стану. Для величин тиску в гідросистемі корпусного гідрогальма значно менша погрішність пояснюється особливостями роботи ІГТОМ, тобто гідродиференційний вирівнювач моменту роз'єднує коливальну систему на незв'язані частини.

Існуючі незначні похибки також викликані застосуванням ртутно емульсованих струмоміernih пристроїв та низькою роздільною здатністю друкуючого пристрою вимірювальної апаратури через обмежену тривалість проведення вимірів.

Отримані результати експериментальних дозволяють підтверджують адекватність застосованої математичної моделі. Цей висновок зроблений на основі величин неспівпадіння, що знаходяться в діапазоні 3,1 ... 18,9 % під час визначення навантажень на різних елементах стану та в діапазоні 2,2 ... 19,0 % в процесі моделювання роботи гідросистем гідрогальма.

Висновки до розділу

1. В результаті експериментальних досліджень була встановлена фактична працездатність стенду ІГТОМ на характерних режимах роботи.

2. Основний вплив на вихідні характеристики ІГТОМ роблять масово-інерційні параметри перетворювача моменту, реактора і опорних ланок гідродиференціального випрямляча моменту.

Отримані результати теоретичних та експериментальних досліджень доводять відповідність параметрів робочого процесу стенду ІГТОМ. Величина неспівпадіння результатів складає 3,1 ... 18,9 % для обертових моментів на основних елементах стенду та 2,2 ... 19,0 % для тиску в гідросистемах гідрогальм, що свідчить про адекватність розроблених математичних моделей.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Основні завдання охорони праці

До основного завдання відносять створення та постійна підтримка високого рівня у підприємствах здорових та безпечних умов праці, що запобігають виробничому травматизму та захворюванням, підвищення і продовження працездатності людей.

Без поліпшення санітарно-гігієнічних умов і техніки безпеки, підвищення культури виробництва, скорочення ручної, малокваліфікованої і важкої фізичної праці не можливе збільшення продуктивності праці кожного працівника та ефективності транспортної галузі в цілому.

Насичення транспортних процесів енергетичними потужностями, швидкісними високопродуктивними машинами вимагає своєчасного виявлення потенційних небезпек на виробництві, попередження професійних захворювань працюючих, створення безпечних та здорових умов праці [22, 23].

5.2. Аналіз стану охорони праці в транспортному підприємстві

Згідно чинного законодавства, відповідальність за стан охорони праці у підприємстві покладена на керівництво, яке несе відповідальність за організацію роботи з охорони праці, та своїм рішенням назначає відповідального за охорону праці.

В нашому випадку цю функцію виконує заступник директора. Рішенням правління призначається відповідальні за стан охорони праці по галузях виробництва – головні спеціалісти, а по виробничих підрозділах – керівники підрозділів. Щоденний догляд за виконанням заходів по охороні праці і їх фінансування в транспортному підприємстві здійснює інженер по техніці безпеки. Він здійснює і складає разом з головними спеціалістами план заходів по охороні праці, веде облік і звітність виробничого травматизму, аналізує його причини.

Інженер по техніці безпеки веде контроль за забезпеченням працівників спецодягом, індивідуальними засобами захисту.

Кожного року всі спеціалісти проходять курсове навчання з наступною перевіркою знань комісією, в склад якої входять головний інженер, інженер по техніці безпеки і голова профспілки. Крім цього спеціалісти проводять пропаганду безпечних прийомів роботи, організують лекції з наведенням конкретних прикладів, вивішують плакати на видних місцях.

Для пропаганди правил безпеки і охорони праці в ремонтній майстерні, на пунктах ТО обладнані стенди з охорони праці. Тут зібрані основні наочні засоби, що відображають найконкретніші для даної галузі вимоги техніки безпеки та виробничої санітарії.

В транспортному підприємстві є, у визначеній начальником пожежно - сторожової охорони кількості інвентар (лопати, сокири, відра, вогнегасники), з яким в разі пожежі працівники повинні приймати участь у її ліквідації. На охорону праці в підприємстві щорічно асигнуються кошти. Розміри асигнувань з року в рік зростають. І це дає можливість значно попереджувати виробничий травматизм та професійні захворювання у підприємстві.

ТАБЛИЦЯ 5.1. ФІНАНСУВАННЯ ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ У
ТРАНСПОРТНОМУ ПІДПРИЄМСТВІ

Показник	Роки		
	2018	2019	2020
Кількість працівників, чол..	321	262	209
Асигнування на охорону праці та протипожежні заходи, тис. грн..	32,9	39,6	44,3
В тому числі на одного працюючого, грн..	9,8	7,2	10,0
Витрати на придбання спецодягу, тис. грн..	10,9	12,3	14,5
Витрати на миюче дезінфікуючі засоби	8,2	10,8	12,6
Витрати на протипожежні заходи, тис.грн.	7,5	8,8	9,2
Інші витрати	3,2	5,8	5,9

При скороченні кількості працюючих через реорганізацію підприємства, загальні асигнування на охорону праці та протипожежні заходи зросли на

34,4 %. Аналогічно, спостерігається ріст затрат на окремі складові, зокрема, на спецодяг (33%), на миюче дезінфікуючі засоби (53,6%), на протипожежні заходи (22,6%).

Таблиця 5.2. Статистичні показники травматизму

Показник	Роки		
	2018	2019	2020
Кількість нещасних випадків	6	9	4
Сумарна кількість днів тимчасової непрацездатності	85	123	37
Показник частоти травматизму	15,7	23,5	6,2
Показник важкості травматизму	11,8	23,2	5,9
Показник втрат	198,2	253,4	99,3
Сумарні грошові втрати від виробничого травматизму. грн.	2358,9	5632,6	754,3

Кількість нещасних випадків за три останні роки в підприємстві зменшилась. В основному, це пов'язане із зменшенням кількості працюючих та інтенсивності виробництва. Також, спостерігається зменшення показника травматизму з 15,7 до 6,2 та показника важкості травматизму з 11,8 до 5,9. Сумарні грошові втрати від виробничого травматизму, при рості у 2019 році на 41,8% у 2020 році зменшились на 31,9% у порівнянні із 2018 роком.

5.3. Організація охорони праці

Основним завданням організації охорони праці є створення здорових і безпечних умов праці. Організація охорони праці у транспортному підприємстві здійснюється згідно Законів України “Про охорону праці”, “Про пожежну безпеку”. Керівництво і відповідальність за організацію роботи по охороні праці у підприємстві покладено на власника.

Провівши аналіз стану охорони праці у підприємстві, відмічено ряд важливих недоліків. Насамперед, працівники підприємства не пройшли такі види інструктажу як вступний та на робочому місці, і не ведеться журнал інструктажів з техніки безпеки. В документальному плані немає всіх розроблених і затверджених інструкцій згідно з положенням про розробку інструкцій з охорони праці.

Оглядаючи територію підприємства, було виявлено, що як на площадці для стояки транспортних засобів так і в майстерні та деяких пунктах ТО не має достатньої кількості протипожежних щитів та вогнегасників.

Територія підприємства не відокремлена від житлової забудови санітарно-захисною зоною і не відгороджена парканом, що не відповідає вимогам до улаштування та утримання території підприємства.

Майстерня, яка розміщена у дворі підприємства, обігривається газовим примусом, що є небезпечним. У приміщенні майстерні не передбачена вентиляція, що спричиняє загазованість приміщення, а це негативно впливає на здоров'я працівників. Слід зазначити також, що майстерня не має загального рубильника для відключення електроенергії, а використання електропродовжувачів саморобного виготовлення спричинили два випадки травматизму. Потрібно відзначити те, що не всі транспортні засоби забезпечені аптечками першої допомоги.

У гаражних приміщеннях вікна виготовлені із склоблоків, які створюють в приміщенні недостатнє природне освітлення, особливо в осінньо-зимовий період. При цьому існує потреба в штучному освітленні, яке на даний час є недостатнім.

Отже, існує необхідність щодо покращання умов праці та дотримання правил техніки безпеки, що певним чином впливає як на стан здоров'я працівників, так і на продуктивність праці.

Підприємству слід звернути увагу на пожежну безпеку, тобто всі приміщення повинні забезпечуватись первинними засобами пожежегасіння, у кількості, як визначається розрахунками, викладених у Правилах пожежної безпеки на Україні. Для їх розміщення потрібно встановити спеціальні пожежні щити, а вогнегасники розмістити на висоті не вище 1,5 м від рівня підлоги до нижнього торця вогнегасника і на відстані від дверей, достатній для їх повного відчинення.

У майстерні потрібно вдосконалити систему опалення. Крім цього необхідно вмонтувати природну вентиляцію.

Для збирання сміття повинен бути встановлений контейнер-сміттезбірник з кришкою, який потрібно встановити на відстані на менше 25 м від господарських будівель, на площадці із твердим покриттям.

З метою покращення стану охорони праці та виробничої санітарії у автопарку підприємства розроблено ряд пропозицій. Зокрема, запропоновано покращити освітлення у приміщенні майстерні технічного обслуговування та ремонту автомобілів, ущільнити візні ворота та очистити проходи у оглядових ямах. Передбачувана сума затрат на ці роботи орієнтовно становить 3 тис. грн.

Для оцінки ефективності запропонованих заходів з покращання умов і охорони праці у автопарку порівняємо наслідки травматизму у грошовому виразі, а також затрати на ці заходи до і після їх впровадження.

Загальні матеріальні витрати внаслідок травматизму і захворювань обчислюємо за формулою:

$$M_3 = P_T + P_L, \quad (5.1)$$

де P_T – матеріальні наслідки травматизму;

P_L – матеріальні наслідки захворювань, пов'язані із несприятливими умовами праці, грн.

На основі звітів та облікових документів складемо таблицю показників матеріальних наслідків травматизму і таблицю матеріальних наслідків в результаті захворювань (табл. 5.3 і 5.4)

Отже, сумарні матеріальні витрати в результаті травматизму і захворювань, обчислені за формулою 2.1 становлять:

$$M_3 = 47360 + 112640 = 160 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 5.3. Показники матеріальних наслідків травматизму в автопарку в 2020 році

№ n/n	Показники	значення показників
1	Дні непрацездатності, які виникли в наслідок виробничого травматизму, дні	37

2	Середньоденна заробітна плата одного працівника, грн.	480
3	Витрати на оплату лікарняних листків, грн.	17760
4	Середньоденна вартість виробітку одного працівника, грн.	1760
5	Вартість недоданої продукції, грн.	47360

Таблиця 5.4. Розрахунок матеріальних наслідків в результаті захворювань пов'язаних із несприятливими умовами праці в автопарку

№ п/п	Показники	Значення показників
1	Затрати праці в результаті захворювань, дні	64
2	Середньоденна заробітна плата одного працівника, грн.	480
3	Витрати на оплату лікарняних листків, грн.	30720
4	Середньоденна вартість виробітку одного працівника, грн.	1760
5	Вартість недоданої продукції у результаті захворювання, грн.	112640

Внаслідок впровадження рекомендованих заходів з охорони праці, втрати за статистичними даними повинні зменшуватися на 25 відсотків. Таким чином, матеріальні витрати також зменшуються на 25 відсотків.

$$P_{\text{тп}} = P_{\text{т}} \times 75\% = 47360 \times 0,75 = 35520 \text{ грн.}$$

$$P_{\text{лп}} = P_{\text{л}} \times 75\% = 112640 \times 0,75 = 85510 \text{ грн.}$$

Звідси загальні матеріальні витрати на перспективу у транспортного підприємства становитимуть:

$$M_{\text{зп}} = P_{\text{тп}} + P_{\text{лп}} = 35520 + 85510 = 120,3 \text{ тис. грн.}$$

Економічний ефект заходів з покращання умов праці можна визначити за формулою:

$$E = \Pi_d + C_d - K, \quad (5.2)$$

де Π_d – додаткова продукція, отримана в результаті зниження виробничого травматизму, грн., ($\Pi_d=40,8$ тис грн.);

C_d - кошти, зекономлені на оплату лікарняних листів, грн., ($C_d=28,6$ тис грн.);

K - сума коштів, затрачених на заходи по попередженню нещасних випадків і захворювань у підприємстві, грн., ($K=30$ тис. грн.).

Підставивши дані у формулі (3) одержимо:

$$E = 40,8 + 28,6 - 30 = 39,4 \text{ тис. грн.}$$

Окупність вкладень визначаємо за формулою:

$$C = \frac{K}{E};$$

(5.3)

$$C = \frac{30}{39,4} = 0,76.$$

Одержані показники розрахунку заносимо в табл. 5.5.

Таблиця 5.5. Економічна ефективність заходів з покращання умов охорони праці у автопарку

№ п/п	Показники	Значення показників
1	Дні непрацездатності, які виникли в наслідок виробничого травматизму та захворювань, дні	101
2	Затрати на оплату лікарняних листків, тис. грн.	48,6
3	Вартість недоданої продукції, тис. грн.	160
4	Економічна ефективність від запровадження заходів по покращанню умов праці, тис. грн.	39,4
5	Капіталовкладення на покращання умов і охорони праці, тис. грн.	30
6	Термін окупності вкладених капіталовкладень, роки	0,76

Отже, економічна ефективність від впровадження заходів по покращанню умов праці у автопарку підприємства становить 39,4 тис грн.

5.4. Техніка безпеки при автомобільних перевезеннях

Перед випуском автомобілів і причепів на лінію механік зобов'язаний старанно перевірити їх придатність до роботи і зробити відповідну відмітку в шляховому листі. Керівництво не має права заставити, а шофер не повинен виїздити на несправному автомобілі, стан якого не відповідає правилам технічної експлуатації і техніки безпеки. Перед виїздом на лінію водій повинен бути повідомлений про особливості їзди в тумані, при ожеледиці, а також про характер вантажу [23].

Використовувати водіїв на розвантажувально-навантажувальних роботах забороняється. Якщо водій або люди, які знаходяться в автомобілі при виконанні тих чи інших робіт ставляться в умови, небезпечні для життя і здоров'я, водій повинен негайно довести це до відома керівництва і зробити відповідну відмітку у шляховому листі. Продовження роботи після такої заяви може бути тільки з дозволу керівництва. Буксирування несправних автомобілів, як правило дозволяється тільки на автомобілях технічної допомоги, які обладнані причіпним пристосуваннями.

На звичайних вантажних автомобілях можна буксирувати тільки в тих випадках, коли необхідна невідкладна допомога. При несправності рульового керування і переднього моста необхідно автомобіль перевозити на платформі іншого автомобіля. При буксирові на легкій зчипці дозволяється транспортувати тільки один автомобіль, а жорсткій – два автомобіля. Швидкість руху автомобіля при буксируванні несправного автомобіля не повинна перевищувати 30 км/год [23].

3.4. Пожежна профілактика при автомобільних перевезеннях

Автомобілі, які працюють на збиранні врожаю повинні бути обладнані іскрогасниками на вихлопній трубі і кожухом з листової сталі. Крім того їх треба забезпечити вогнегасниками і штиховою лопатою.

Автоцистерни, причепа і бортові автомобілі, які призначені для перевезення горючих рідин, необхідно забезпечити вогнегасниками, баграми і штиховою лопатою. Задні стінки кабін повинні бути оббиті сталлю. Глушники таких автомобілів повинні бути захищені азбестовими кожухами, винесеними вперед до радіатора і повернути таким чином, щоб вихлопні гази мали напрямок до землі під кутом 45°. На автомобілях, які призначаються для перевезення врожаю і паливно-мастильних матеріалів забороняється курити.

При тимчасовому розміщенні автомобілів в польових умовах необхідно дотримуватись наступних правил протипожежної безпеки:

- стоянки автомобілів влаштовувати на очищеній від стерні і сухої трави площадках;
- обороти круг смугою 1 м і розміщувати не ближче ніж 100 м до будівель, лісових масивів, скирт соломи, сіна і на площадках автомобілі необхідно влаштовувати колонами при їх числі не більше 10 і при розриві між автомобілями не менше 1 м та між колонами не менше 10 м.

Паливно-мастильні матеріали для автомобілів необхідно розміщувати на очищеній від стерні площадці на віддалі не менше 100 м від місць збирання і обмолочення посівів, скирт соломи, стоянок автомобілів і не менше 50 м від будівель. На стоянках автомобілів і місцях зберігання паливно-мастильних матеріалів забороняється курити, розводити вогнища.

5.5. Захист населення у надзвичайних ситуаціях

Одним із найважливіших завдань служби охорони праці є забезпечення захисту населення у випадку виникнення надзвичайних ситуацій. З метою захисту населення, зменшення матеріальних втрат у випадку виникнення надзвичайних ситуацій повинен проводитись комплекс заходів:

оповіщення та інформування, яке досягається утриманням в постійній готовності систем оповіщення, які переважно інформують про прогноз погоди;

евакуаційні заходи, які проводяться на території господарства та за його межами переважно під час виникнення пожеж;

обов'язки гасіння пожеж покладені на плечі добровільної пожежної дружини;

медичний захист проводиться для зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання допомоги потерпілим.

Працівники станції ТО отримали інструктаж з надання першої медичної допомоги під час ураження людини пожежею, електричним струмом чи удару блискавки.

Система попередження пожеж - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання виникненню та розвитку пожежі. Вона передбачає виявлення початкової стадії пожежі, своєчасну інформацію й, у разі необхідності, включення автоматичних систем пожежогасіння.

Як відомо, основною умовою горіння є наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача та джерела вогню. Для того щоб сталося горіння, горюча речовина, окислювач та джерело запалювання повинні мати певні критичні рівні (температуру, концентрацію, енергію).

Оскільки в умовах виробництва завжди є горючі речовини, а у повітрі - достатня кількість кисню, то для виникнення горіння бракує лише джерела займання.

До джерела запалювання належать відкрите полум'я, розжарені предмети, іскри від ударів та тертя, сонячна радіація та ін.

Горюча речовина з окислювачем утворює так зване горюче середовище, яке здатне горіти при наявності джерела запалювання. Тому заходи системи попередження пожежі спрямовані на дотримання безпечної поведінки з

джерелом запалювання та запобігання утворенню горючого середовища.

Запобігання появі у горючому середовищі джерела запалювання можна досягти дотриманням Правил пожежної безпеки, використанням електроустаткування, що відповідає за вимогам класу пожежовибухонебезпечних приміщень та зон, ліквідацією умов для самоспалахування речовин (матеріалів) тощо.

Запобігання утворенню горючого середовища досягається дотриманням наступних вимог: заміна, по можливості, у технологічних процесах горючих речовин (матеріалів) на негорючі; ізоляція горючого та вибухонебезпечного середовища; використанням інгібіторних та флегматизаційних добавок; застосуванням в установках з горючими речовинами пристроїв захисту від пошкоджень та аварій; жорстким контролем за станом повітря в приміщеннях та якістю вентиляції тощо.

Система попередження пожеж також передбачає зниження пального навантаження в приміщеннях, проведення пожежотехнічних обстежень, використання знаків безпеки, своєчасне виявлення початкової стадії пожежі, передачу інформації про місце і час її виникнення й, у разі необхідності, включення автоматичних засобів пожежогасіння.

Установки автоматичної електричної пожежної сигналізації монтують на складах, базах та інших пожежовибухонебезпечних об'єктах. Основними складовими частинами цих установок є: датчики (сповісники), що монтуються в будівлях або на території об'єктів і призначені для подання сигналу про пожежу; приймальні апарати (станції), що забезпечують приймання сигналів від датчиків, а також автоматичні системи пожежогасіння.

Датчики можуть бути тепловими, димовими, світловими. Принципи роботи їх будуються на дії тепла, продуктів згорання й ультрафіолетових променів.

Вибір пожежних сповіщувачів здійснюється в залежності від характе-

ристики виробництв, технологічних процесів, приміщень.

При виборі димових датчиків не рекомендується використовувати такі, що працюють з радіо затоками, у приміщеннях з довготривалим перебуванням людей (лікарні).

Органами чуття також можна виявити початок горіння за такими показниками, як дим, його дія на очі та дихання, специфічний запах горючих речовин та газів, які утворюються при горінні (фосген, окис азоту, сірководень та ін.), світло, язика полум'я тощо.

Висновки за розділом

Забезпечення стану охорони праці у підприємстві є на достатньому рівні, але є і суттєві недоліки. В розділі розроблено ряд заходів на покращення стану охорони праці і пожежної безпеки для автопарку підприємства.

Для загального поліпшення стану охорони праці та запобігання виробничого травматизму у підприємстві необхідно:

- запровадити регулярну перевірку автомобілів перед виїздом на лінію;
- своєчасно та у повному обсязі укомплектовувати автомобілі засобами пожежогасіння;
- своєчасно та якісно проводити інструктажі з техніки безпеки
- виконати ряд заходів направлених на поліпшення умов праці робітників як автопарку, так і інших виробничих підрозділів підприємства.

Виконання перелічених заходів поліпшить стан охорони праці в підприємстві, створить належні умови роботи водіїв, буде сприяти пожежній профілактиці.

РОЗДІЛ 6. РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИБОРУ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНЕРЦІЙНОЇ ГІДРОДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ АВТОМАТИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ АВТОБУСА

Вибір основних параметрів ГВМ розпочинається з сформування початкових даних, які включають наступну інформацію:

- а) Технічне завдання на проектування ІГТОМ та компоновку автобуса;
- б) Кінетичний та силовий розрахунки ІГТОМ;
- в) Характеристики перетворювача моменту двигуна;
- г) Конструкцію та характеристики серійного гідравлічного устаткування:

гідроклапанів, гідророзподільника, гідронасосів та властивості застосованої в них робочої рідини.

На основі проведених досліджень рекомендуємо спочатку провести вибір кінематичної схеми гідродиференціального вирівнювача моменту та визначити параметри ТДМ. Одночасно необхідно вибрати передавальні відношення диференціального ряду.

Проектуючи ІГТОМ для автобуса з повздовжнім розташуванням двигуна і серійним привідним мостом доцільно застосувати для диференціального ряду ГВМ схему, що включає простий трьох ланковий диференціальний механізм з привідною епіциклічною шестернею, веденим водилом та опорною ланкою - сонячній шестерні.

Застосовуємо трьохланковий диференціальний механізм по можливості з найбільшим значенням параметра планетарного ряду k . Це забезпечить збереження швидкісних характеристик автобуса без змін передавального числа головної передачі.

Перевагою представленої схеми є можливість використання прямого приводу гідромашин, що дозволяє обійтися без проміжних передач, що знижує металоємність та габаритні розміри (особливо - радіальні), спрощує конструкцію, зменшує робочий об'єм вихідного гідрогальма і підвищує загальний ККД.

Основним недоліком схеми є труднощі з отриманням необхідної величини приведенного моменту інерції реактора перетворювача моменту двигуна для забезпечення переходу ІГТОМ на режим динамічної муфти (прямої передачі). Для усунення проблеми необхідно максимально полегшити епіциклічну шестерню гідродиференціального вирівнювача моменту.

Проектуючи ІГТОМ для автобуса з поперечним розташуванням двигуна, який замінить собою всю трансмісію, включаючи головну передачу привідного моста, для ДР ГВМ раціональною є схема у вигляді диференціального механізму змішаного зачіплення з двох вінцевими сателітами та привідній сонячній шестерні, веденим водилом і опорній ланці - епіциклічній шестерні.

Перевагою даної схеми є можливість відмови від застосування головної передачі, де її функції виконуватиме ДР ГВМ. Відповідно, з'являються гнучкіші можливості компоновки автобуса завдяки скороченню осьових розмірів трансмісії.

Проте дана схема вимагає обов'язкової наявності проміжних передач, що підвищують, в приводі вихідного гідрогальма. Інакше його робочий об'єм буде надмірно великим, що збільшить втрати на холосте прокручування та відповідно зменшить КПД.

Для гальмування опорних ланок випрямляча моменту найраціональнішою є гідромашина, виконана за схемою, в якій декілька малих периферійних шестерень знаходяться в зачіпленні з одним привідним центральним зубчатим колесом великого діаметру, що дозволяє розташувати її співісно привідному валу.

Виходячи із специфіки роботи гідрогальма, серійні шестеренчасті гідромашини не в повній мірі відповідають вимогам, тому потребують деяких доробок.

Для зменшення між зубових перетікань перевагу слід віддавати зубчатим колесам з великою кількістю зубів малого модуля. При цьому конструкція механізму компенсації зазорів та розвантажувальних порожнин перед ущільнюючими пристроями повинна проектуватися з урахуванням реверсивного характе-

ру роботи гідрогальм, а канали для розвантаження між зубового простору повинні бути виключені.

Параметри гідрогальм доцільно підбирати так, щоб мінімізувати величину робочого об'єму, що дозволить зменшити втрат на холостих обертах, а також зменшити нагріву робочої рідини.

Визначення необхідного робочого об'єму виконується для стоякового режиму роботи ІГТОМ з урахуванням короткочасності даних навантажень. Допустиму величину середнього робочого тиску слід приймати в межах $\Delta p_{\text{cp}} = 7 \dots 10$ МПа, це забезпечить під час пікових величин інерційного моменту максимальний тиску $\Delta p_{\text{max}} \approx 30$ МПа.

Для підвищення механічної жорсткості гідрогальм перевагу слід віддавати робочій рідині з високим модулем пружності. А розташування клапанної коробки необхідно вибрати так, щоб мінімізувати об'єм замкнутої порожнини, в якому відбуватиметься стиснення рідини. Цей об'єм не повинен перевищувати робочий об'єм гідромашини більш ніж в 2 рази. З цією ж метою обов'язкова наявність системи підживлення.

Враховуючи те, що основні втрати потужності в гідрогальмах відбуваються під час холостого прокручування, гідравлічний опір його контуру (канали гідророзподільника, клапанної коробки та магістралі) потрібно мінімізувати. Це досягається зменшенням довжини, збільшенням прохідного перетину та максимально можливим усуненням місцевих опорів. Ця рекомендація найбільш актуальна для корпусного гідрогальма, яке схильне до найбільших втрат під час роботи ІГТОМ в режимі динамічної муфти (прямої передачі).

У клапанній коробці раціонально використовувати гідророзподільник золотникового типу та зворотні гідроклапани з конічним закриваючим елементом. В даному випадку специфічних вимог до конструкції не пред'являється, отже, серійна продукція може використовуватися без доробок. Параметри елементів підбираються з урахуванням забезпечення працездатності за частоти спрацьовувань в межах 50 ... 60 Гц.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На онові проведених досліджень під час виконання магістерської роботи отримані наступні основні результати та висновки:

1. Проведені дослідження дозволили розробити методику вибору і розрахунку основних параметрів гідродиференціального випрямляча моменту для застосування в трансмісії автобуса, тим самим дозволивши вийти на рішення одного з якнайменше вивчених питань, присвячених теорії, розрахунку і обґрунтуванню можливості використання ІГТОМ.

2. Застосована узагальнена математична модель, яка описує робочий процес ІГТОМ автобуса, відмінна від відомих способом визначення реактивних навантажень в гідрогальмах гідродиференціального випрямляча моменту в загальмованому стані. Це враховує специфіку роботи в даному режимі. В математичній моделі розкриті переваги обліку характерних відмінностей у роботі гідрогальм в період загальмованого стану, що дозволяє отримати точніший опис внутрішніх процесів ІГТОМ.

3. Досліджено, що для ІГТОМ автобуса зі збереженням серійного привідного моста для диференціального ряду випрямляча моменту раціональною є схема, яка включає простий трьох ланковий диференціальний механізм з привідною епіциклічною шестернею, веденим водилом і опорною ланкою - сонячною шестернею. Для автобуса з повною заміною трансмісії, включаючи головну передачу привідного моста, у диференціальному ряді випрямляча моменту раціональною є схема у вигляді диференціального механізму змішаного з'єднання двох вінцевих сателітів при привідній сонячній шестерні, веденому водилі та опорній ланці - епіциклічній шестерні.

4. В процесі холостого прокручування гідрогальм, його робота аналогічна роботі насоса, а перепад тиску в замкнутому контурі циркуляції визначається тільки його сумарним гідравлічним опором. Основні втрати потужності в гідрогальмах відбуваються на цьому режимі роботи. За умови вмикання гідро-

гальм втрати потужності мінімальні та визначаються тільки незначним дроселюванням рідини, пов'язаним з можливими витоками з робочої порожнини.⁷⁷

5. Результати експериментальних досліджень підтвердили працездатність досліджуваної схеми і конструкції ПГОМ на характерних режимах роботи, а також відповідність параметрів робочого процесу застосованого стенду ПГОМ розрахунковим завдяки математичного моделювання.

Список використаних джерел

1. George Constantinesco: his torque converter and other inventions [Text]. W. Models, 1989. - 38 p.
2. Новожилов, Б. А. Обоснование и выбор параметров гидродифференциального выпрямителя момента инерционной автоматической бесступенчатой передачи мобильных машин. Харьков: Основа, 2003. 216 с.
3. Мальцев, В. Ф. Механические импульсные передачи [Текст]. Москва.: Машиностроение, 2008. 367 с.
4. Дедяев, М. И. Выбор и обоснование параметров инерционного бесступенчатого автоматического трансформатора момента городского автобуса [Текст]: дис. ... канд. тех. наук: 05.05.03: защищена 18.12.2008 Донецк, 2008. 181 с.
5. Ion, I. George Constantinescu' torque converter analysis by Simulink [Text] / I. Ion // SISOM 2007 and Homagial Session of the Commission of Acoustics, Bucharest 29-31 May. - Bucharest, 2007. - P. 83-87.
6. Mailloux, M. Design of the Constantinesco torque converter used as a mechanical transmission for agricultural tractors [Text] / M. Mailloux, M. Ene // International Symposium, ISB-INMA TEH' 2018, Agricultural and mechanical engineering, Bucharest, Romania, 1-3 November 2018. - Bucharest, 2018. - P.57-66.
7. Morales, F. A review of dynamic CVT-IVT transmissions [Text] / F. Morales, F. Benitez // SAE Technical Paper 2014-01-1734. - 2014. - 11 p. - Published 01.04.2014.
8. Patent 5833567 US, Int. Cl. F16H 3/74. Inertial power transmission [Text] / Fernandez A.; inventor: Fernandez A. - № 824280; filed 26.03.1997; date of Pat. 10.11.1998. - 12 p.
9. Petrov, D. An investigation on the dynamics of a stepless automatic inertial mechanical transmission by means of the application of the second sort Lagrange's differential equations [Text] / D. Petrov // International conference «Power transmission'03», section I «Theory, calculation and design of transmission elements». - 2003. - P. 99-103.

10. Morales, F. Influence of the rectifier mechanism in the performance of an inertial continuous variable transmission [Text] / F. Morales, F. Benitez // Mechanism and machine theory. - Volume 134. - April 2019. - P. 197-212.
11. Оsepчугов, В. В. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» [Текст]. Москва: Машиностроение, 2012. 388 с.
12. Гащук П. М., Дубно М. В., Нефьодов О. Ф. Ідентифікація і нормування потенціалу автомобіля. Львів: Тріада ПЛЮС, 2007. 240 с.
13. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
14. Вікович І. А. Теорія руху транспортних засобів. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. 672 с.
15. Благонравов, А. А. Механические бесступенчатые передачи [Текст]. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. 202 с.
16. Кондаков Л. А. и др.; под ред. Прокофьева В.Н. Машиностроительный гидропривод [Текст]. Москва: Издательский центр «Академия», 2006. 495 с.
17. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ: Арістей, 2006. 176 с.
18. Александров Е. Е., Волонцевич Д. О., Карпенко В. А Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. Харьков: ХГАДТУ, 2001. 642 с.
19. Лобос Л. Г., Вербицкий В. Г., Качественный и аналитический методы в динамике кольосных машин. Київ: Наукова думка, 1990. 196 с.
20. Шенеленко Г. И. Основы теории самоходных машин. Харьков: Основа, 1993. 216 с.
21. Баженов, С. П. Бесступенчатые передачи тяговых и транспортных машин: учеб. пособие [Текст]. Липецк: ЛГТУ, 2003. 81 с.
22. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці. Львів: "Афіша", 2005. 316 с.
23. Войналович О. В., Марчишина Є. І., Кофто Д. Г. Охорона праці в галузі (автомобільний транспорт). Київ: Центр навчальної літератури, 2018. 695 с.