

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Куций Петро Вікторович

УДК 656.13

ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМАХ
ОПТИМІЗАЦІЄЮ СПОСОБУ РЕГУЛЮВАННЯ ДИЗЕЛІВ

Спеціальність: 05.22.20 — «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Говорун Анатолій Григорович

кандидат технічних наук,

професор

Київ – 2015

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	5
Вступ	6
РОЗДІЛ І. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДИЗЕЛІВ КТЗ, ВПЛИВ СПОСОБУ РЕГУЛЮВАННЯ ДИЗЕЛЯ НА ЙОГО ЕКОНОМІЧНІ І ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.	12
1.1 Режими роботи двигунів транспортних засобів в процесі експлуатації.	12
1.2. Необхідність та способи регулювання потужності дизелів.	28
1.3 Висновки до 1-го розділу.	43
РОЗДІЛ ІІ. УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ З МЕХАНІЧНИМ ГРАНИЧНО-ВСЕРЕЖИМНИМ РЕГУЛЯТОРОМ.	45
2.1. Розробка універсального регулятора на базі паливного насосу 4УТН-М з можливістю перемикавання на однорежимне, всережимне, гранично-всережимне та комбіноване регулювання	45
2.2. Зовнішня швидкісна характеристика зміни координати рейки паливного насосу високого тиску 4УТНМ-М..	50
2.3. Математична модель системи автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала дизеля з гранично-всережимним регулятором.	52
2.4. Складання програми розрахунку перехідних процесів в САРЧ дизеля КТЗ з гранично-всережимним регулятором і визначення втрат енергії на розсіювання при русі.	63
2.5 Розрахунок масових викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах..	67
2.6 Розрахунково-експериментальна методика визначення коефіцієнта розсіювання енергії КТЗ в умовах неусталених режимів руху.	70

2.7 Висновки до 2 розділу.	74
РОЗДІЛ III. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
МЕХАНІЧНОГО РЕГУЛЯТОРА З ПАРАМЕТРАМИ, ЩО	
ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ	
ЗАСОБІВ ЗА НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ.....	
3.1. Мета і задачі експериментальних досліджень.	76
3.2. Методика експериментальних досліджень	77
3.3. Об'єкт експериментальних досліджень	80
3.4. Прилади, обладнання, апаратура, використані для проведення експериментальних досліджень.	83
3.5. Результати експериментальних досліджень всережимного, однорежимного, гранично-всережимного і комбінованого регуляторів паливного насосу 4УТНМ на безмоторному і моторному стендах.	86
3.6. Визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей динамічної математичної моделі САРЧ (двигуна, паливного насосу, регулятора), перевірка адекватності математичної моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля з всережимним і гранично- всережимним механічними регуляторами.	95
3.8. Визначення коефіцієнта в'язкого тертя регулятора.	104
3.9 Висновки до 3-го розділу.	107
РОЗДІЛ IV. РЕЗУЛЬТАТИ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ ТРАКТОРА	
МТЗ-80 З РІЗНИМИ ТИПАМИ РЕГУЛЯТОРІВ ЧАСТОТИ	
ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ	
4.1. Мета і задачі дорожніх випробувань..	108
4.2. Об'єкт дорожніх випробувань.	109
4.3. Прилади, обладнання, апаратура, використані для проведення експериментальних досліджень	112
4.4. Результати дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 з різними способами регулювання дизеля та визначення впливу неусталених	115

навантажень на паливну економічність.	
4.5 Висновки до 4-го розділу.	127
Розділ V. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЯХ КОЕФІЦІЄНТА РОЗСІЮВАННЯ ЕНЕРГІЇ, ВИТРАТИ ПАЛИВА І ВИКИДІВ ШР З ВГ.	129
5.1 Результати розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії в коливальній системі (трансмисії).	129
5.2 Визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей витрати палива й масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля в умовах усталених і пр врахуванні неусталених режимів руху.	143
5.3. Перевірка адекватності поліноміальних залежностей, які описують дизель Д-241 як джерело енергії, викидів ШР з ВГ, споживач палива та повітря математичної моделі трактора МТЗ-80 при русі з постійною швидкістю.	152
5.4. Розрахунок на математичній моделі масових викидів ШР з ВГ дизеля КТЗ в режимі дискретного 8-ми ступеневого випробувального циклу за усталеного режиму і при врахуванні неусталених режимів роботи дизеля.	157
5.5 Висновки до 5-го розділу.	162
Загальні висновки.	164
Додаток А.	166
Додаток Б.	173
Додаток В.	181
Додаток Д.	183
Додаток Ж.	189
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.	191

Перелік умовних позначень

НТУ	- Національний транспортний університет
КТЗ	- колісний транспортний засіб
ДВЗ	- двигун внутрішнього згоряння
МТА	- машино-тракторний агрегат
ВИМ	- всеросійський науково-дослідний інститут механізації сільського господарства
НАТИ	- науково-дослідний тракторний інститут
ВГ	- відпрацьовані гази
ШР	- шкідливі речовини
ПНВТ	- паливний насос високого тиску
САРЧ	- система автоматичного регулювання частоти
ККД	- коефіцієнт корисної дії
CO	- оксид вуглецю
CO_2	- двооксид вуглецю
CH	- вуглеводні
NO_x	- оксиди азоту
C	- тверді частки (сажа)

ВСТУП

Життя теперішнього суспільства неможливо уявити без транспорту. Сучасна людина використовує транспорт у всіх своїх справах: щоб перевести товари чи вантажі, щоб доїхати в необхідне місце, щоб виконати певні роботи. З усіх видів транспорту найбільш поширеними є колісні транспортні засоби, які мають цілий ряд переваг перед іншими видами, а саме: мобільність, зручність при використанні, невисока вартість, функціональність. Саме колісні транспортні засоби, в теперішній час, стали незамінними для існування людини, але експлуатація транспортних засобів приводить до забруднення навколишнього середовища та витрат великої частини енергетичних ресурсів, тому однією з основних проблем на сучасному етапі розвитку всього суспільства є збереження навколишнього середовища та економне використання енергетичних ресурсів.

Найпоширенішими джерелами енергії на колісних транспортних засобах (КТЗ) є двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), які використовуються на автомобілях, комбайнах і тракторах. В майбутньому процес вдосконалення ДВЗ повинен бути направлений на підвищення паливної економічності, що дасть змогу підвищити їх експлуатаційні властивості, і забезпечити зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу.

Сучасні тенденції розвитку автомобілебудування направлені на розширення використання дизелів на колісних транспортних засобах, так як вони мають низку переваг, зокрема нижча витрата палива на 20-30 % в порівнянні з бензиновими двигунами. Отже основним завданням в подальшому розвитку двигунобудування є покращення екологічних та економічних показників двигунів шляхом вдосконалення процесів паливоподачі та згорання.

Актуальність теми. Підвищення паливної економічності двигунів (КТЗ) при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій є одним

з основних напрямків діяльності, що забезпечить зниження собівартості сільськогосподарської продукції.

Відомо, що система двигун-споживач КТЗ при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій є коливальною системою, що виконує роботи в неусталених режимах. Неусталені навантаження спричиняють пружні коливання в елементах трансмісії, що призводять до незворотного розсіювання частини енергії двигуна, яка витрачається на подолання цих коливань. Такі втрати енергії є нецільовими. Величини і характер коливань впливають на економічні і екологічні показники двигуна КТЗ, які, в свою чергу, залежать від способу регулювання частоти обертання колінчастого вала двигуна.

В наш час на універсальних КТЗ сільськогосподарського призначення найбільшого поширення отримали всережимні регулятори частоти обертання, які підтримують приблизно постійну швидкість при русі КТЗ під час виконання технологічних сільськогосподарських операцій.

Але, досвід проектування і дослідження систем автоматичного регулювання частоти (САРЧ) дизелів, накопичений на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» НТУ, свідчить, що застосування на дизелях КТЗ всережимних регуляторів не завжди виправдане, а найдоцільнішим є застосування універсальних регуляторів.

Для розширення можливостей ефективного використання КТЗ, підвищення їх економічних та екологічних показників, при роботі за неусталених режимів з врахуванням специфіки виконання технологічних сільськогосподарських операцій проведення досліджень в цьому напрямку є актуальною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно плану науково-дослідних робіт «Поліпшення паливної економічності та екологічних показників транспортних засобів удосконаленням систем регулювання та використання альтернативних палив» №0110U000128 та «Використання альтернативних палив та

удосконалення систем регулювання та живлення двигунів колісних транспортних засобів. Розробка та дослідження систем живлення двигунів колісних транспортних засобів» №0112U008409, які виконуються кафедрою «Двигуни і теплотехніка» НТУ.

Метою роботи є підвищення паливної економічності і зменшення викидів шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ) дизелів за неусталених режимів роботи КТЗ зменшенням нецільових втрат вибором оптимального способу регулювання частоти обертання колінчастого вала.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі задачі:

- розробка макетного зразка універсального регулятора на базі паливного насосу високого тиску (ПНВТ) 4УТН-М, який забезпечує: всережимне; однорежимне; комбіноване; гранично-всережимне регулювання;
- уточнення динамічної математичної моделі САРЧ дизеля з всережимним та гранично-всережимним регуляторами при роботі КТЗ за неусталених режимів;
- складання статичної математичної моделі КТЗ з дизелем для визначення економічних і екологічних показників КТЗ сільськогосподарського призначення відповідно до вимог Правил ЄЕК ООН №96;
- проведення безмоторних досліджень ПНВТ з універсальним регулятором та моторних випробовувань дизеля Д-241 з різними системами регулювання;
- проведення дорожніх випробовувань трактора МТЗ-80 з різними типами САРЧ;
- розробка методики визначення коефіцієнта розсіювання енергії;
- перевірка адекватності математичних моделей САРЧ дизеля.

Об'єктом досліджень є вплив типу САРЧ обертання колінчастого вала дизеля на паливну економічність і викиди ШР з ВГ в неусталених режимах руху КТЗ.

Предметом досліджень є паливна економічність та екологічні показники трактора з дизелем при роботі за неусталених режимів з різними типами САРЧ.

Методи досліджень, що використовувались при виконанні роботи, включали в себе експериментальні методи, за допомогою яких було визначено: на безмоторному стенді - швидкісні характеристики ПНВТ 4УТН-М при застосуванні різних типів регуляторів; на моторному гальмівному стенді - паливо-економічні та енергетичні показники дизеля Д-241 при використанні різних типів регулювання його потужності в широкому діапазоні зміни швидкісних та навантажувальних режимів. За отриманими даними вдосконалено математичні моделі роботи дизеля. Проведено дорожні випробовування трактора МТЗ-80 для визначення впливу типу регулювання потужності дизеля на паливну економічність. Розрахунковими методами визначено коефіцієнт розсіювання енергії та екологічні показники при врахуванні величини розсіювання енергії при русі КТЗ з різними типами САРЧ ґрунтовою дорогою з різними значеннями нерівностей мікропрофілю.

Наукову новизну отриманих результатів роботи складають:

- уточнена математична модель руху КТЗ в умовах неусталених режимів, що враховує розсіювання частини енергії в коливальному процесі. В моделі вперше запропоновано метод розрахунку сумарного коефіцієнта розсіювання енергії в коливальному процесі при коливаннях крутного моменту двигуна.
- визначено, що обмеження коливань рейки ПНВТ в сторону збільшення подачі палива покращує паливну економічність і знижує викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами при роботі КТЗ за умов неусталених режимів руху.
- розроблена методика оцінювання економічних і екологічних показників двигуна при імітації руху КТЗ за неусталених режимів.

Практичне значення отриманих результатів роботи становлять:

- розроблений та виготовлений макетний зразок універсального регулятора на базі всережимного регулятора ПНВТ 4УТН-М;
- показники витрати палива дизелем Д-241 трактора МТЗ-80 під час руху дорогою з різними ступенями нерівностей її мікропрофіля при русі трактора з всережимним і гранично-всережимним регуляторами.
- отримані числові значення коефіцієнтів розсіювання енергії, що враховують величину втраченої енергії при русі КТЗ, який обладнаний всережимним та гранично-всережимним регуляторами.

Результати роботи прийняті для використання в ПАТ «АвтоКрАЗ» та ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ».

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що подані до захисту, отримані здобувачем самостійно та опубліковані в 23 наукових працях. Робота [5] виконана одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належить: проведення досліджень по впливу типу регулятора на витрату палива дизелем за неусталених режимів руху [2, 3, 16, 17, 21, 22]; уточнення методики визначення коефіцієнта в'язкого тертя [4]; проведення випробувань на безмоторному та моторному стендах універсального регулятора ПНВТ та дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 з різними типами САРЧ [1, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 13, 15, 18, 19, 20, 23]; розробка математичної моделі по визначенню впливу типу регулятора на сумарну токсичність дизеля за методикою Правил ЄЕК ООН №96 [12]; розробка схеми універсального регулятора частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння, на яку в співавторстві отримано патент України на корисну модель №58405 [14].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації доповідалися та обговорювалися на: 9-12 Міжнародній науково-технічній конференції «НАУКА – освіті, виробництву, економіці» Білоруського національного технічного університету в 2011-2014рр. (м. Мінськ), 68-70 науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу,

аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ 2012-2014 р.р. (м. Київ), 1-й Міжнародній науково-технічній конференції «Комп'ютерно-інтегровані технології у виробництві та освіті», в Луцькому національному технічному університеті 2012р. (м. Луцьк), 7 Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» в Житомирському державному технологічному університеті 2014 р. (м. Житомир).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 23 роботи, в тому числі 12 у фахових виданнях України, 1 – у іноземному виданні 8 – у матеріалах апробаційного характеру, отримано 1 патент на корисну модель, та 1 свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір. Одну роботу виконано без співавторів.

Обсяг і структура дисертації. Робота складається з вступу, п'яти розділів, загальних висновків, додатків і списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації становить 206 сторінок, включаючи 165 сторінок основного тексту, 22 таблиці, 78 рисунків, 5 додатків та список використаних джерел з 152 найменувань.

РОЗДІЛ І. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДИЗЕЛІВ КТЗ, ВПЛИВ СПОСОБУ РЕГУЛЮВАННЯ ДИЗЕЛЯ НА ЙОГО ЕКОНОМІЧНІ І ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.

1.1 Режими роботи двигунів транспортних засобів в процесі експлуатації.

Широкого поширення в сільському господарстві та інших галузях господарської діяльності людини отримали універсальні колісні трактори, які використовуються приблизно однаковий період часу, як для виконання технологічних операцій так і для транспортних робіт. На таких тракторах використовуються всережимні регулятори частоти обертання дизеля для підтримання приблизно постійної швидкості обертання колінчастого вала при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій. Для двигунів універсальних колісних тракторів характерна їх робота за неусталених режимів, як при технологічних, так і при транспортних роботах.

Дослідженню режимів роботи двигунів транспортних засобів за різних умов їх експлуатації присвячено багато робіт [1-38].

Найгрунтовніші дослідження роботи двигунів провели: Д.А. Рубець [2,3], Г.Н. Злотин [4], Б.С. Фалькевич [6], Болтінський В.І. [7,17], Веліканов Д.І. [2,3], В.М. Архангельський [8], Н.К. Куликов [9,10], В.С. Мусатов [11], М.І. Лур'є [12] та ін.

Цими дослідженнями доведено, що основними режимами роботи двигуна при русі транспортних засобів за різних умов є часткові навантажувальні та швидкісні режими, які безперервно змінюються.

Вищезгадані автори проводили дослідження на транспортних засобах, як з бензиновими двигунами, так і з дизелями. З аналізу цих робіт робимо висновок, що всі двигуни працюють основний час в часткових режимах з

використанням потужності біля 50%, і тільки при русі на позаміських магістралях ступінь використання автомобіля збільшується.

Дослідження режимів роботи, що були проведені під керівництвом Д.І. Веліканова [1] показали, що при русі по місту двигун автомобіля до 88%, а за містом при русі по шосе до 70% часу працює на часткових швидкісних режимах.

Авторами роботи [39] було встановлено, що при експлуатації автомобіля з дизелем в міських умовах руху переважають режими роботи двигуна з невисокою частотою обертання колінчастого вала двигуна і невеликим навантаженням, які характеризуються погіршенням паливної економічності. Крім того, велику частину складають неусталені режими роботи, які відрізняються від усталених режимів значенням коефіцієнта надміру повітря, температурного режиму камери згорання і паливною економічністю.

В залежності від призначення дизелів вони експлуатуються за різних режимів. Для транспортних дизелів найбільш характерними умовами експлуатації є робота в умовах швидкозмінних навантажень, переважно за неусталених режимів (наприклад міські перевезення) і робота при відносно стабільному навантаженні, переважно за усталених режимів (рух в умовах магістралі). Згідно з дослідженнями [40,41] біля 90% часу двигуни працюють за неусталених режимів. Це зумовлюється постійно змінними умовами руху і частою дією на важіль керування з боку водія. Автори [42,43] встановили, що в залежності від умов руху транспортного засобу, дизелі можуть мати практично будь-які швидкісні і навантажувальні режими в області, що обмежується характеристиками 1, 2, 5, які зображені на рис 1.1.

Такий же діапазон частот обертання і навантажень характерний і для автотракторних дизелів сільськогосподарських машин, які експлуатуються в транспортних умовах. Дизелі сільськогосподарських машин, що виконують технологічні операції, працюють в основному на режимах граничної [44] регуляторної характеристики рис 1.1

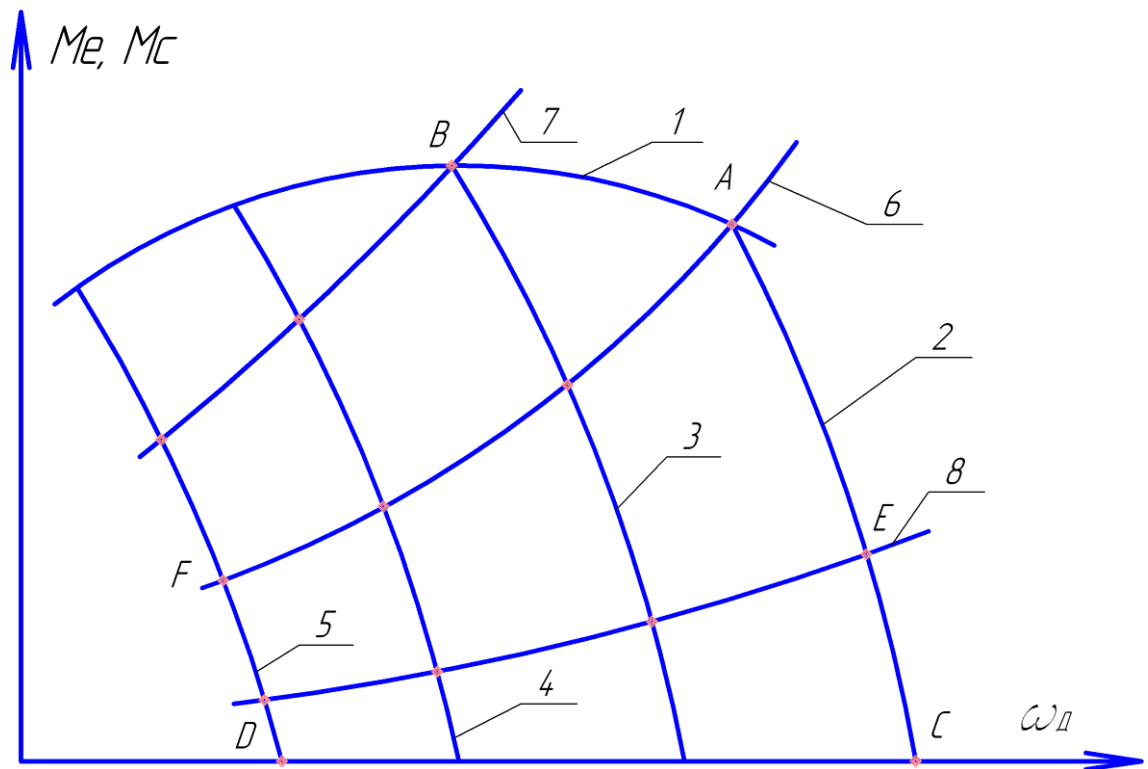


Рисунок 1.1 - Швидкісні характеристики дизеля

Згідно з дослідженнями [45] дизеля КамАЗ-740 повністю завантаженого автомобіля КамАЗ-5320 повною масою 16т. в умовах інтенсивного міського руху, 62% часу двигун працює в діапазоні частот обертання 0,48-0,67 від номінальної частоти, а в області номінальної частоти обертання – не більше 2,5%. Аналогічний розподіл режимів роботи отриманий [46] дослідниками для дизелів вантажних автомобілів КамАЗ-5320 (крива 1 на рис. 1.2) і МАЗ-500 (крива 2 на рис. 1.2). Тривалість роботи цих дизелів на режимах номінальної потужності не перевищує 1,5% під час міжміських перевезень і знижується до 0,4-0,5% в умовах міського циклу. В міських умовах двигуни працюють з середньою частотою обертання, що дорівнює 60-70% від номінальної, і з навантаженням, що дорівнює 40-60% від повного навантаження рис 1.2.

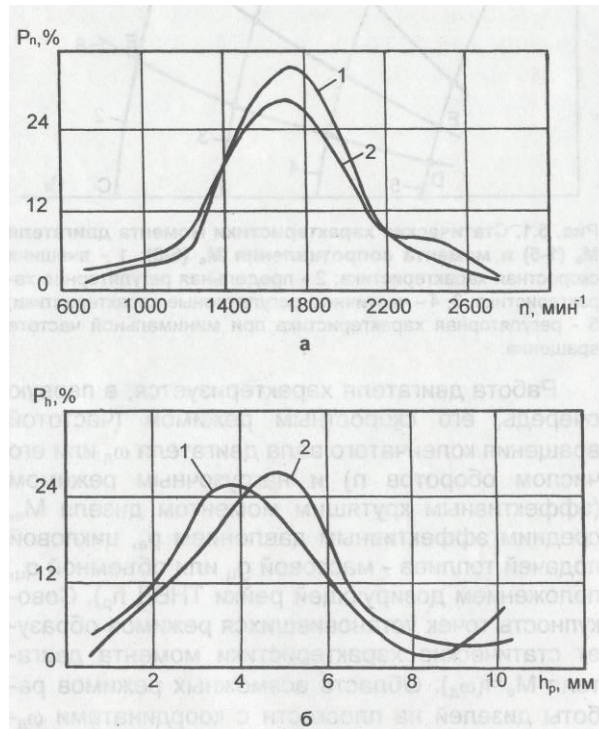


Рисунок 1.2 - Розподіл режимів роботи дизеля

В роботі [47] встановлено, що високий рівень завантаження міських магістралей і постійні зупинки автомобіля приводять до того, що протяжність руху з усталеною швидкістю в загальному балансі часу в місті складає біля 30%, а протяжність ділянок розгону і гальмування складає 30-80% загального шляху, який пройшов автомобіль.

Автори робіт [48, 49] вважають, що за неусталених режимів роботи, наприклад при розгоні, зміна значень ефективних показників двигуна визначається зміною індикаторних показників і затрат на зміну кінетичної енергії при розгоні обертових мас двигуна. При цьому відносні величини зміни затрат кінетичної енергії у колісних транспортних засобів з дизелями значно вищі, ніж у колісних транспортних засобів з бензиновими двигунами, через значні маси маховика, деталей циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму.

Дослідження утворення шкідливих речовин в двигунах за різних умов роботи, проведене авторами [50] показало, що найінтенсивніше утворення

оксидів азоту (NO_x) спостерігається за навантажувальних та неусталених режимів руху.

Отже, при русі КТЗ постійно змінюється швидкісний режим та навантаження на двигун. Якщо взяти до уваги специфіку експлуатації двигунів сільськогосподарських машин і автомобілів, які задіяні на транспортних роботах в сільському господарстві, можна зробити висновок, що частка усталених режимів дуже незначна, а основний час дизелі сільськогосподарських машин працюють за неусталених режимів.

В роботі [51] відзначається, що неусталені режими є найбільш типовими режимами роботи для всіх типів автотракторних двигунів, що відрізняються великою різноманітністю. В процесі експлуатації двигунів найчастіше зустрічаються неусталені режими роботи, які супроводжуються одночасною зміною таких показників: частоти обертання, навантаження і теплового стану двигуна.

Дослідженням автомобільних двигунів за неусталених режимів роботи і зокрема на режимах розгону [48, 49] встановлено, що основними причинами погіршення енергетичних та економічних показників двигуна є невідповідність теплового стану двигуна і показників роботи окремих його систем новому режиму роботи, погіршення процесів наповнення циліндрів, порушення сумішоутворення і процесу згоряння, вплив інерції рухомих мас. Ступінь погіршення показників двигуна залежить від початкового положення органа керування подачі палива або горючої суміші, та закону його зміни переміщення.

Дослідженням режимів роботи автотракторних двигунів, а також впливу режимів роботи на динамічні і економічні показники, а також на надійність та довговічність автомобілів та тракторів присвячені роботи Е.А. Чудакова, В.Н. Болтінського, В.С. Фалькевича, Л.В. Клименко, Д.А. Рубця, В.М. Архангельського, М.І. Лурье та ін.

На режим роботи тракторного двигуна значний вплив має закон зміни навантаження на зчіпному пристрої, при використанні трактора в складі

машинно-тракторного агрегата (МТА). За даними НАТИ [52] тягові зусилля на зчїпному пристрої трактора в МТА змінюються за законом Гаусса-Лапласа і коливаються в широких межах. Наприклад, частотний спектр тягового опору плуга змінюється від 0 до 10 Гц.

Для тракторних агрегатів степінь нерівномірності навантаження коливається за даними роботи [53] в межах від 0,12 до 0,35, при цьому навантаження змінюється по амплітуді та частоті.

Дослідженнями проведеними ВИМом встановлено розподіл затрат часу та енергії на виконання різних сільськогосподарських робіт. Їх результати приведені в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 - Затрати часу та енергії на виконання різних типів сільськогосподарських робіт

Вид робіт	Затрати часу, %	Затрати енергії, %
Оранка	6,9-10	15,5-24,5
Лущення	1,7-2,9	2,9-5,7
Культивація	3,5-4,8	6,5-14,2
Боронування	2,2-2,8	4,2-5,9
Посів	1,6-6,4	2,6-8,7
Прикатування посівів	0,3-1,6	0,5-2,3
Міжрядний обробіток	1,9-7,2	1,6-8,8
Збирання врожаю	11,6-22,2	12,5-20
Транспортні роботи	29,7-36,7	16,1-24,8
Інші роботи	13,9-27,3	10,4-15,2

Згідно з дослідженнями В.І. Болтінського [36, 37, 38] були встановленні аналітичні вирази, які дозволяють розрахунковим шляхом, за неусталених режимів, визначити показники та побудувати характеристику дизеля, що працює в неусталених режимах. В.І. Болтінським було також встановлено,

що при сільськогосподарських роботах використання потужності двигуна складає біля 60-95 %. Причому ця величина має тенденцію до зниження [54].

Необхідно відзначити, що частка використовуваної потужності на різних видах робіт, яка отримана різними авторами відрізнялась, це можна пояснити різними умовами їх проведення.

Багато науковців займалися пошуками шляхів зниження питомої витрати палива і оптимізації роботи дизелів з точки зору паливної економічності. Серед них такі як: П.І.Андрусенко, К.Є.Долганов, Ю.Ф.Гутаревич, А.Ф.Головчук, І.Є.Каньковський, В.Н.Болтінський, А.А.Болотін, Ю.К.Киртабай, А.А.Грунауер, В.Н.Емінбейлі, А.Є.Агеев, Н.С.Ждановський, А.В.Ніколаєнко, Є.А.Козмодемьянов, Л.Г.Гром-Мазнічевський, В.І. ахарчук, Л.Ф.Кормаков, В.Н.Шалягін та інші. Вони встановили, що найкращу паливну економічність дизель показує тоді, коли його завантаженість складає 80-90 % і носить рівномірний характер.

За даними автора роботи [55], середнє експлуатаційне значення завантаження дизеля енергонасичених тракторів зазвичай не перевищує 50%, а найбільша частка енерговитрат припадає на транспортні та інші низько енергоємні роботи. Приблизний розподіл робіт по їх енергоємності наведено на рис. 1.3.

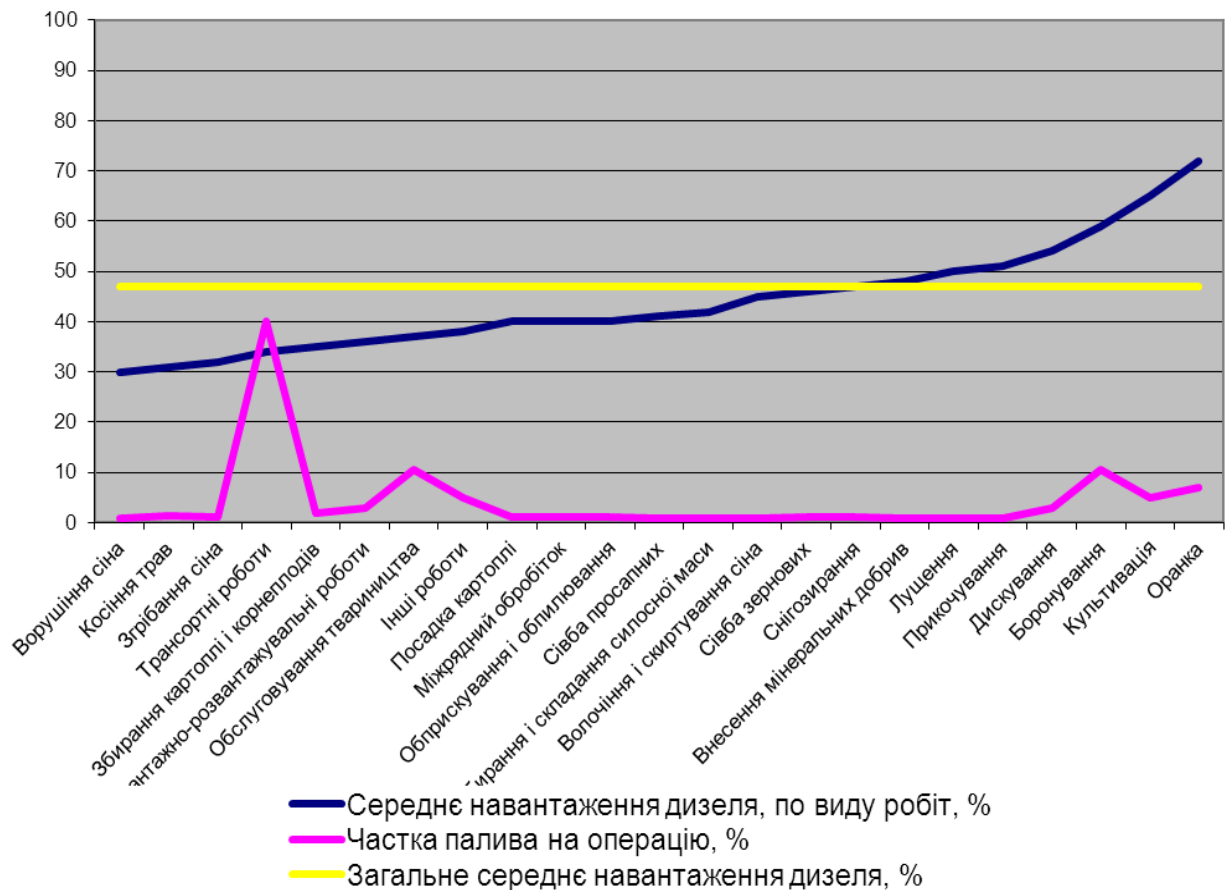


Рисунок 1.3 - Середньорічні завантаження дизеля трактора.

За результатами досліджень автор [56] для підвищення завантаженості дизеля під час польових робіт пропонує: 1) підвищити використовувану потужність машинно-тракторного агрегата до номінального (максимального) значення, що розвиває дизель; 2) знизити номінальну потужність дизеля до ефективного значення.

Щоб вибрати режим роботи дизеля під час експлуатації, використовують в основному всережимний автоматичний регулятор частоти обертання колінчатого вала, яким оснащуються дизелі та який є невід'ємною частиною паливної апаратури. Цей напрям досліджували Н.Н. Настенко, А. Янте, П.І. Андрусенко, Є.М. Блаженів, К.Є. Долганов, Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, А.Ф. Головчук, В.Н. Болтинський, Б.Б. Чагар, В.І. Шестухин, та ін.. Вони запропонували на польових роботах для вибору експлуатаційних режимів роботи дизеля використовувати всережимний регулятор, а на транспортних

роботах і холостих переїздах – однорежимне або дворежимне регулювання шляхом переключення на цей режим універсального регулятора.

Однак, на польових роботах зниження частоти обертання колінчастого вала дизеля для тягово-приводних агрегатів, які використовують вал відбору потужності, є недоцільним, тому що це призводить до порушення технологічного процесу при виконанні агротехнічних операцій. Для таких агрегатів доцільно переходити на часткові режими без порушення частоти обертання колінчастого вала дизеля шляхом всережимного регулювання.

Висновком з наведених даних на рис. 1.3, є те, що найбільша частина робіт КТЗ припадає на виконання транспортних робіт. Частка використання тракторів на транспортних роботах невинно зростає, за даними деяких досліджень, на теперішній час вона в середньому складає 60-75%. Зокрема, транспортні роботи, що виконуються тракторами у США більше 35%, у Німеччині цей показник становить 75%, а у Франції майже 90%.

При такому завантаженні питома витрата палива дизеля не обмежена будь-якими стандартами і технічними умовами та значно вища за номінальну. Так, за даними НАТИ, при завантаженні дизеля на 90% питома витрата палива у 1,09 рази нижча, ніж при завантаженні на 50%.

В Україні основна маса тракторів використовується при обробці земель сільськогосподарського призначення. За даним ДЕРЖКОМСТАТУ УКРАЇНИ [57,58, 59,60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67], посівні площі в Україні за останні 20 років майже не змінилися, при цьому кількість тракторів, що задіяні при обробці земель значно зменшилася майже в 1,5 рази.

Витрати палива при цьому для оброблення посівних площ змінювалося згідно з графіком на рис. 1.4, і в останні п'ять років кількість палива, що споживається у сільському господарстві майже незмінна.

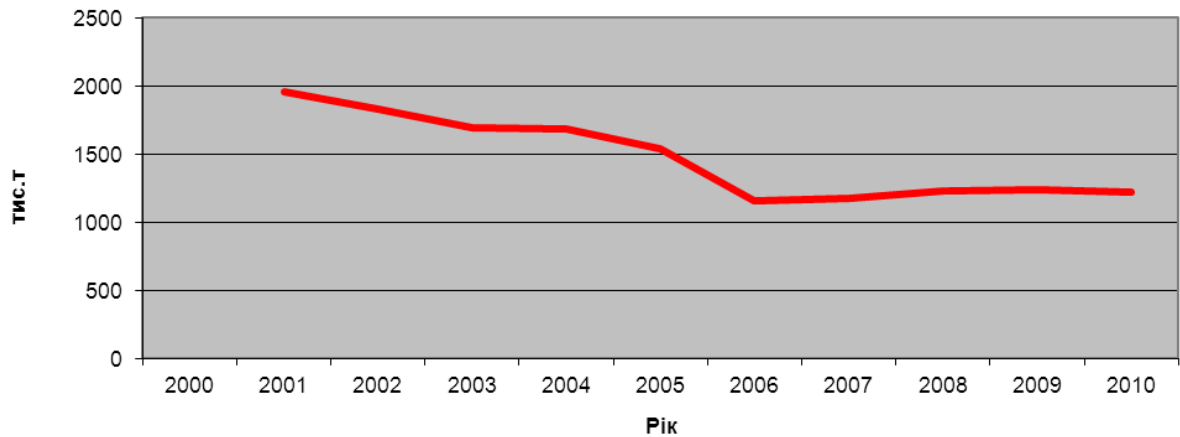


Рисунок 1.4 - Графік споживання палива у сільському господарстві.

Науковими дослідженнями, проведеними різними авторами [68,69,70,71,72], встановлено, що під час виконання транспортних та польових робіт дизель більшу частину часу працює за неусталених режимів, які призводять до збільшення витрати палива.

Дослідження режимів роботи тракторних дизелів, а також види і характеристики навантажень були проведені Болтинським В.І.

Дослідження таких вчених, як Долганов К.Є., Гутаревич Ю.Ф., Головчук А.Ф., Каньковський І.Є. та багатьох інших, довели значне підвищення експлуатаційної витрати палива при роботі дизеля транспортного засобу при неповному завантаженні.

В роботі В.І. Болтинського, показано, як за неусталених навантажень змінюється робочий процес двигуна і порушується робота системи регулювання подачі палива. Це впливає на величину крутного моменту, що розвиває двигун та його потужність. Тому за думкою авторів [36] характеристика двигуна за неусталених режимів значно відрізняється від статичних режимів.

В роботі [73] відмічено, що при роботі двигуна по коректорній гілці (з перевантаженням) на величину крутного моменту практично впливає лише порушення робочого процесу. Тому, як при прискоренні так і при сповільненні, в цьому випадку, крутний момент, який розвиває двигун, зменшується.

Вплив порушення робочого процесу при розгоні більш значний, ніж при гальмуванні за однакових абсолютних значень кутового прискорення. Це можна пояснити погіршенням наповнення циліндрів при прискоренні через зменшення інерційного наддуву, а також збідненням робочої суміші через велику інерційність частинок палива.

Як показують результати експериментальних досліджень, годинна витрата палива при усталених і неусталених режимах з однаковими середніми навантаженнями приблизно однакові [70]. Але потужність, що розвивається за неусталених режимів менша. Тому питома витрата палива за неусталених режимів руху вища, ніж при стаціонарних режимах. Встановлено, що питома витрата палива дизеля, який працює за неусталених режимів, збільшується на 30-50% в порівнянні з питомою витратою палива при роботі за стаціонарних режимів [68].

Дослідження, які були проведені А.В. Златопольским, показали, що статичні характеристики дизелів, за реальних умов роботи, не співпадають з динамічними характеристиками, в першу чергу, через інерційність системи регулювання подачі палива [73].

За результатами досліджень [19, 20, 21, 22] було встановлено, що динамічні характеристики відхиляються від статичних майже при всіх режимах роботи двигуна.

Автори робіт [73] намагаються пояснити ці невідповідності шляхом штучного введення понять статичних і динамічних характеристик.

Проте, це доволі просто пояснюється, якщо прослідкувати закон зміни координати рейки паливного насосу при зміні налаштування регулятора під навантаженням. Але в цьому випадку слід говорити про миттєве значення потужності (N_e). Миттєві значення N_e визначаються координатою рейки ПНВТ, вони можуть значно відрізнятися від середнього значення, навіть при фіксованому положенні важеля керування регулятором.

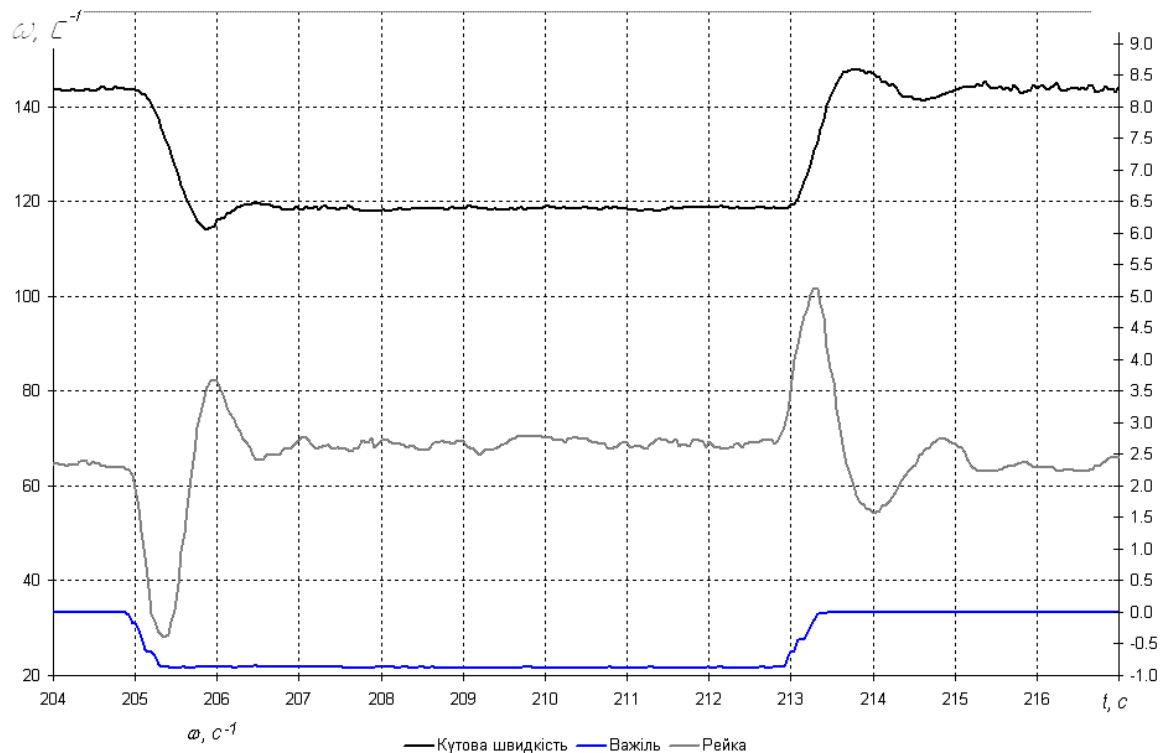


Рисунок 1.5 - Експериментальні перехідні процеси дизеля Д-241 при зміні налаштування все режимного регулятора під навантаженням

З рис. 1.5 видно, що в певний момент часу при роботі двигуна під навантаженням, зміна налаштування регулятора через невідповідність координати рейки ПНВТ (тобто крутного моменту $M_{кр}$) її статичному положенню має місце, як зменшення навантаження так і його збільшення, через коливання рейки в перехідному процесі.

Як показали дослідження [19,74] визначальне значення на характеристику дизеля при роботі за неусталених навантажень має інерційність регулятора, тому підбір параметрів регулятора відіграє дуже важливу роль. Але, згідно з результатами досліджень [75], основну роль в «запізнюванні» переміщення муфти регулятора має не інерційність регулятора, а в'язке тертя.

При цьому необхідно враховувати, що великий вплив на економічні показники КТЗ за неусталених режимів руху мають, як суб'єктивний фактор (майстерність водія) так і тип регулятора. Виконання технологічних

сільськогосподарських операцій здійснюється за фіксованого положення важеля регулятора, що керує подачею палива (за виключенням рушання КТЗ з місця), тобто залежить не від людського фактору, а від типу та параметрів регулятора. Як показали дослідження [76] трактора МТЗ-80 з двигуном Д-241, обмеження вимушених коливань рейки паливного насосу забезпечує зниження експлуатаційної витрати палива до 15 % при виконанні КТЗ транспортних операцій.

В результаті невідповідності динамічних якостей існуючих тракторів та їх двигунів при змінних навантаженнях, які зазвичай доводиться долати трактору при виконанні сільськогосподарських робіт, як було встановлено в роботі [38] і є основним режимом роботи трактора, приводить до зниження потужності двигуна та відповідно втрат енергії.

В.Н. Болтинський сформулював основні умови, які, на його думку, можуть привести до покращення показників тракторного двигуна за неусталених режимів:

- 1 – покращення протікання безрегуляторної гілки швидкісної характеристики;
- 2 – збільшення, приведенного до вала двигуна, моменту інерції маховика;
- 3 – розширення ступеня “нечуттєвості” регулятора в допустимих межах.

На нашу думку, не можливо погодитись з такими підходами, так як умови 2 і 3 можуть спричинити суттєве погіршення якості перехідного процесу.

В результаті численних досліджень режимів роботи двигунів за неусталених навантажень, було зроблено висновок, що економічні показники залежать від процесу «перерегулювання», який викликаний впливом неусталеного режиму роботи двигуна.

Під час досліджень неусталених режимів роботи двигунів в умовах експлуатації, більшість авторів практично одноголосно відмічають, що за неусталених режимів руху має місце збільшення питомої витрати палива і

зміна потужності двигуна, проте, кожен з дослідників має власне пояснення причин появи даного явища.

Автори робіт [72,77], збільшення витрати палива за неусталених режимів роботи двигуна пояснюють зміною теплового стану, тобто погіршенням індикаторних показників двигуна, а в роботах [36, 37, 38] це явище пояснюється порушенням (зміною) динамічних властивостей регулятора двигуна, в результаті проходить невідповідність статичних і динамічних характеристик.

Збільшення витрати палива, за неусталених режимів роботи дизеля, пояснюється зниженням індикаторного ККД через зміну теплового стану двигуна (його теплової інерції), але навряд чи можна рахувати таке твердження об'єктивним, так-як характер впливу на індикаторний ККД не є однозначним. За певних умов зміни навантаження двигуна (наприклад, в перехідному коливальному процесі), тепла інерція може як збільшувати, так і зменшувати індикаторний ККД.

В роботі [78] показано, що за умов розгону дизеля з всережимним регулятором, орган керування подачею палива (рейка ПНВТ) знаходиться значну частину часу на зовнішній швидкісній характеристиці, що призводить до збільшення витрати палива. Однак, таке явище інтенсифікує перехідний процес і не являється причиною втрати енергії. Потужність, що витрачається на прискорення КТЗ, йде на збільшення його кінематичної енергії, але вона повертається КТЗ при сповільненні його руху.

Автори робіт [41, 76, 79, 80, 81,] прийшли до висновку, що за умов неусталених режимів роботи двигуна, в системі автоматичного регулювання, виникають коливальні процеси, що приводять до розсіювання енергії, яка поглинається основою КТЗ. Одним з перших, хто звернув увагу на це явище був А.Зоммерфельд [82], який дослідив розсіювання енергії машини при роботі за явища резонансу. Під час дослідів А.Зоммерфельд закріпив невеличкий електричний двигун постійного струму до поверхні столу. До двигуна був прикріплений вантаж ексцентрично відносно його осі, тому при

обертанні двигуна виникала збуджуюча сила, яка діяла на стіл. При поступовому збільшенні швидкості обертання двигуна було встановлено, що при 310 хв^{-1} мало місце велике горизонтальне переміщення столу. Це вказувало на виникнення резонансу для системи, що складалася з дошки стола та його ніжок. При цих коливаннях дошка стола вела себе, як тверде тіло, а горизонтальний рух відбувався лише внаслідок згину ніжок столу. Це свідчило про виникнення явища резонансу. Поступово збільшуючи напругу, було показано, що двигун зберігає постійну швидкість обертання, яка відповідає стану резонансу, тому було зроблено висновок, що додаткова енергія викликає лише подальше збільшення амплітуди вимушених коливань, яка поглинається фундаментом. Лише після того, як значно була збільшена напруга, двигун зміг збільшити свою швидкість обертання вище критичної границі резонансу, після чого вимушені коливання згасли.

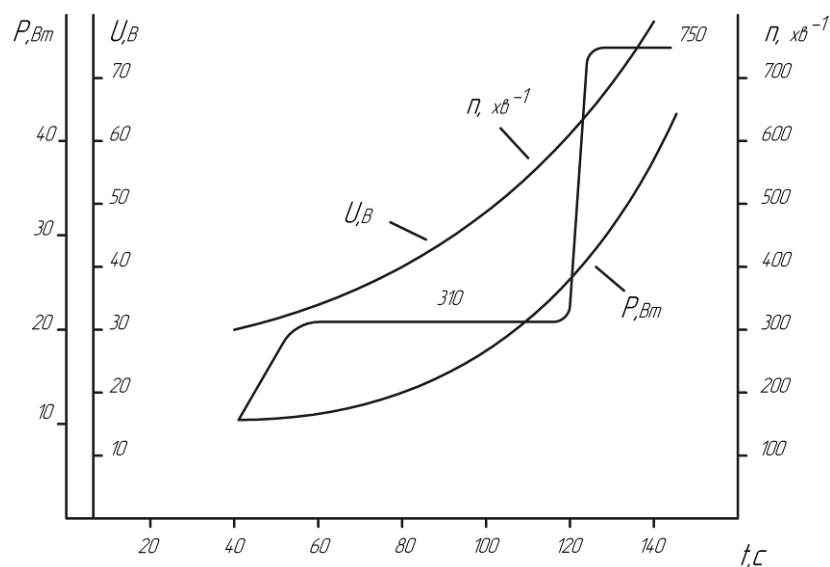


Рисунок 1.6 - Дослід А. Зоммерфельда

Електродвигун, закріплений на гнучкій сталевій балці на двох опорах, в режимі коливань викликав коливання, що її згинали. У випадку примусової фіксації балки, її коливання припинялись, а електродвигун збільшував частоту обертання без зміни величини напруги, що подавалася.

Цей дослід свідчить про те, що в режимі коливань частина енергії, що приводиться до двигуна, поглинається основою, на якій він встановлений, а не йде на виконання корисної роботи.

Автори роботи [76], крім розглянутих вище причин втрати енергії за неусталених режимів руху, вважають також причиною втрати енергії в умовах ненавмисного примусового холостого ходу при зміні налаштування регулятора в напрямку зменшення (збільшення) навантаження в тяговому режимі.

При зміні налаштування регулятора в бік зменшення чи збільшення навантаження рейка ПНВТ в перехідному режимі в певний момент повністю вимикає подачу палива, викликаючи ненавмисний холостий хід двигуна в перехідному процесі, що веде до порушення балансу енергії двигуна, який працює в тяговому режимі, і, як наслідок, до збільшення витрати палива за період перехідного процесу для встановлення заданого швидкісного режиму.

В своїй роботі О.Б. Леонов [83] пояснює збільшення витрати палива до 25% на одиницю виробленої роботи двигуном за неусталених режимів зниженням індикаторного та механічного ККД. Зниження індикаторного ККД двигуна за неусталених режимів в основному стосується бензинових двигунів. Для дизелів збільшення витрати палива в таких режимах пояснюється зменшенням механічного ККД [84].

Для КТЗ з дизелем, що працює в умовах часто і швидкозмінних навантажень, виникають коливання крутного моменту двигуна, які призводять до розсіювання (поглинання) частини енергії, що виробляється двигуном. Це в кінцевому результаті, призводить до підвищення експлуатаційної витрати палива.

1.2. Необхідність та способи регулювання потужності дизелів.

Особливості робочого процесу та специфічні умови роботи дизелів на КТЗ з дизелями призвели до необхідності встановлення на них систем автоматичного регулювання частоти (САРЧ) обертання колінчастого вала. Всережимний регулятор забезпечує на часткових режимах роботу двигуна лише на регуляторних гілках. Внаслідок цього відбувається підвищення експлуатаційної витрати палива через високу амплітуду коливань рейки паливного насоса при виконанні транспортним засобом основних технологічних операцій при фіксованому положенні важеля налаштування регулятора, коли потрібно підтримувати відповідний швидкісний режим у вузьких межах.

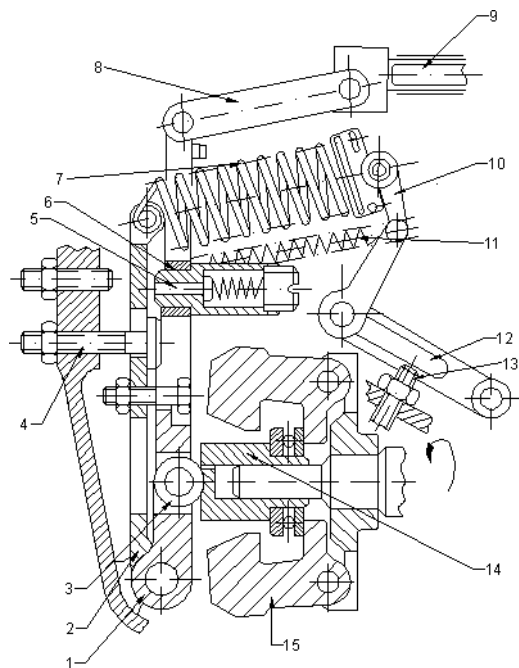


Рисунок 1.7 - Принципова схема всережимного регулятора УТНМ.

Всережимний регулятор частоти обертання колінчастого вала складається з проміжного важеля (1), основного важеля (2), упорного ролика (3), регулювального болта номінального режиму (4), штока коректора (5), корпусу коректора (6), пружини регулятора (7), тяги (8), що з'єднує

проміжний важіль з рейкою паливного насосу (9), важеля зміни налаштування пружини регулятора (10), пружини пускового збагачувача (11), зовнішнього важеля управління регулятором (12), обмежуючого болта максимальної частоти обертання муфти регулятора (13), муфти регулятора (14) і вантажів регулятора (15).

Регулятор працює наступним чином. Проміжний і основний важелі зв'язані між собою обмежувачем ходу і мають спільну вісь коливання. В корпусі регулятора встановлені два жорсткі упори (обмежувачі ходу), один з яких обмежує переміщення основного важеля в сторону збільшення подачі палива, другий – в сторону її зменшення. Пружина регулятора з'єднана з основним важелем регулятора і важелем керування регулятором. Все режимний регулятор числа обертів колінчастого вала працює наступним чином: після пуску двигуна зі збільшенням частоти обертання вала, відцентрова сила тягарців чутливого елемента зростає, і коли вона перевищує силу попереднього натягу пружини пускового збагачувача, проміжний важіль разом з рейкою паливного насосу переміщується в сторону зменшення подачі палива в межах обмежувача ходу. В процесі збільшення частоти обертання двигуна, відцентрова сила продовжує зростати і коли вона перевищить силу попереднього натягу пружини коректора, проміжний важіль жорстко з'єднується з основним важелем. Під час подальшого збільшення частоти обертання, під дією відцентрової сили переміщуються блоковані основний і проміжний важелі разом з рейкою паливного насосу розтягуючи основну пружину регулятора.

Так як в умовах експлуатації двигуни автомобілів та дизелі колісних тракторів, що виконують транспортні роботи, працюють за неусталених режимів за умов неповного навантаження при частих і швидко змінних навантажувальних та швидкісних режимах. При цьому двигуни зазвичай працюють на часткових режимах. Часткові характеристики дизеля визначаються типом регулятора та положенням важеля його керування.

У відповідності з функціональними задачами для КТЗ використовуються регулятори різних типів:

- дворежимний регулятор, що обмежує максимальну частоту обертання та підтримує мінімальну частоту обертання холостого ходу. У діапазоні від мінімальної до максимальної частот обертання колінчастого вала зміна циклової подачі відбувається безпосередньо з допомогою зміни положення органа керування подачею палива;

- всережимний регулятор, цей тип регулятора окрім мінімальної та максимальної частот обертання колінчастого вала здійснює регулювання частоти обертання у всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала;

- комбінований регулятор, являється комбінацією двохранежимного та всережимного регуляторів і має ступінчасті регуляторні характеристики;

- універсальний регулятор;

Швидкісні характеристики регуляторів наведені нижче:

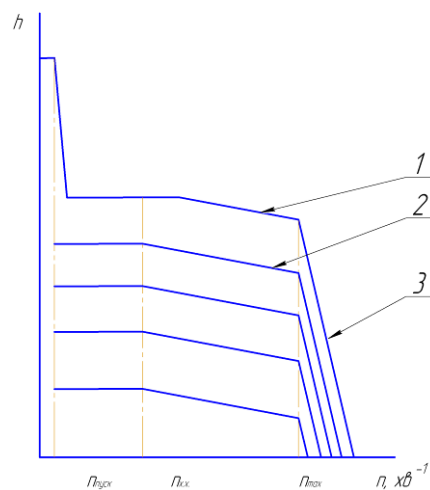


Рисунок 1.8 - Швидкісна характеристика зміни координати рейки ПНВТ з дворежимним регулятором

1 – зовнішня коректорна гілка; 2 – часткова регуляторна гілка; 3 – зовнішня регуляторна гілка

Дворежимний регулятор забезпечує роботу дизеля в режимі холостого ходу, щоб двигун не зупинявся через зниження частоти обертання колінчастого вала, крім того, регулятор обмежує максимальну частоту обертання колінчастого вала.

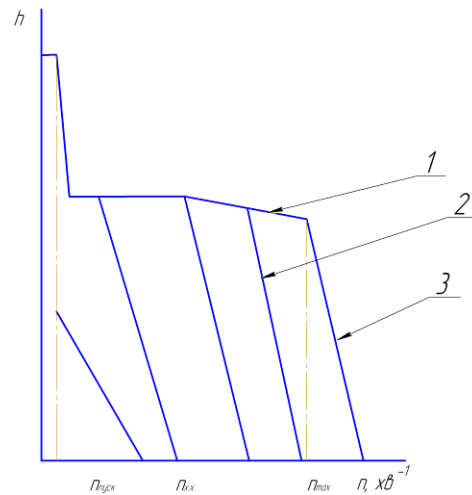


Рисунок 1.9 - Швидкісна характеристика зміни координати рейки ПНВТ з
всережимним регулятором

1 – зовнішня коректорна гілка; 2 – часткова регуляторна гілка; 3 –
зовнішня регуляторна гілка

Всережимний регулятор комплектують дизелі колісних транспортних засобів, які повинні довгий час рухатися з постійною швидкістю. Всережимний регулятор регулює частоту обертання колінчастого вала на всіх режимах роботи двигуна, не залежно від його навантаження.

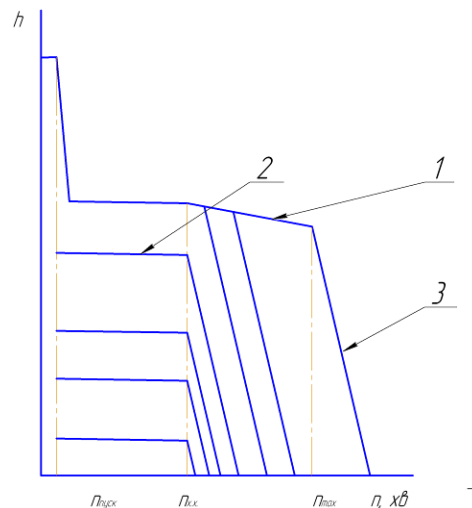


Рисунок 1.10 - Швидкісні характеристики зміни координати рейки
ПНВТ з комбінованим регулюванням

1 – зовнішня коректорна характеристика; 2 – часткова характеристика 2-х
режимного регулювання; 3 – зовнішня регуляторна характеристика;

У випадках, коли з технологічних міркувань потрібне підтримання стабільної частоти обертання колінчастого вала двигуна в діапазоні підвищених чи понижених частот обертання, а для інших частот статичний нахил швидкісної характеристики надто великий для конкретних умов роботи, на дизелі КТЗ встановлюють ступінчаті регулятори дворежимно-всережимні чи всережимно-дворежимні. В результаті, в одному діапазоні частот обертання вала ПНВТ регулятор працює як дворежимний, в іншому – як всережимний.

На сільськогосподарських машинах, в переважній більшості, використовуються всережимні регулятори, оскільки специфіка виконання сільськогосподарських робіт вимагає підтримання постійної заданої швидкості руху, яка забезпечується лише при всережимному регулюванні дизеля. При цьому дизель, в основному, працює на часткових швидкісних режимах.

Дослідження по застосуванню різних типів регуляторів проводилися багатьма вченими: П.І. Андрусенком, К.Є. Долгановим, В.І. Шестухіним, Є.І. Блаженовим, Ю.Ф. Гутаревичем, А.Г. Говоруном, А.Ф. Головчуком, А.С. Жерновим, І.Є. Каньковським, В.І. Мельниченком, В.І. Захарчуком, В.Г. Лясковським, Р.М. Хараком, В.В. Чекменьовим [85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 55]. В процесі виявлено, що застосування всережимного регулятора веде до збільшення експлуатаційної витрати палива.

В.І. Захарчук проводив дослідження впливу характеру протікання часткових швидкісних характеристик на витрату палива в залежності від способу регулювання тракторного дизеля за неусталених режимів руху [93, 97]. За результатами цих досліджень було встановлено, що застосування однорежимного регулювання, при нестаціонарних режимах, дозволяє керувати інтенсивністю розгону в залежності від навколишньої обстановки. Таким чином витрата палива зменшується приблизно на 22,3% за період розгону, при цьому не має значення, який кут нахилу часткових швидкісних характеристик.

В.В.Чекменьов досліджував можливості підвищення ефективного використання потужності дизеля у складі МТА [56]. Автор розробив і досліджував універсальний регулятор частоти обертання дизеля, який складався з базового всережимного регулятора і незалежного механізму вибору режимів потужності дизеля корекцією подачі палива. Механізм вибору режимів потужності дизеля корекцією подачі палива розташовується між регулятором і паливним насосом, не впливаючи на їх взаємозалежність між собою рис. 1.11.

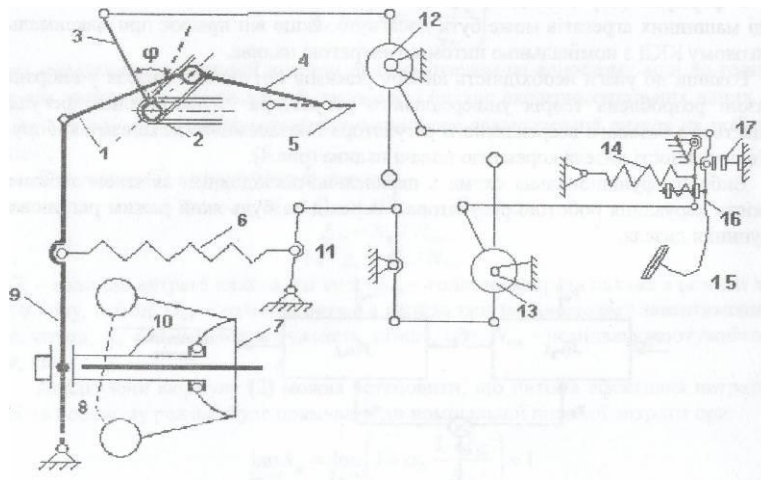


Рисунок 1.11 - Схема регулятора з механізмом керування

Така схема також дає можливість застосувати узгоджуючий механізм керування обома способами регулювання: всережимним і механізмом корекції подачі палива. При цьому подача палива здійснюється за такою характеристикою, що подібна до однорежимного регулювання. Економія палива, при застосуванні даного регулятора на тракторі, при виконанні всіх видів сільськогосподарських робіт, в тому числі транспортних, складає в середньому 5-10% [55].

Дослідження, проведені В.І. Шестухіним [98, 99, 100] на дизелі ЯМЗ-238 з різними типами регуляторів, показали, що при проведенні дорожніх випробувань витрата палива за умов використання дворежимного регулятора на 6,5% нижча, ніж при використанні всережимного регулятора.

Дослідження, проведені А. Янте, В.І. Шестухінін та ін. показали, що найбільш доцільним на автомобілях з дизелями є застосування однорежимного регулятора, що забезпечує гіперболічний характер протікання кривих крутних моментів на часткових режимах. Такий регулятор має певні переваги, перед всережимним в порівнянні із однорежимним. Але його використання є недоцільним на тракторах, що працюють в сільському господарстві, адже для виконання певних технологічних сільськогосподарських операцій (посів чи збір урожаю) необхідно підтримувати постійну швидкість руху трактора в дуже вузьких межах, а це дає змогу зробити лише всережимний регулятор, який обмежує частоту обертання колінчастого вала двигуна на всіх режимах.

В дослідженнях Ю.Ф. Гутаревича [101], що проводились на тракторі МТЗ-50Л з дизелем Д-50, який був обладнаний гідравлічним одно- та всережимним регуляторами частоти обертання, показано, що при використанні однорежимного регулювання на транспортних засобах забезпечується економія палива до 50% в порівнянні з всережимним.

А.Г. Говорун в своїх дослідженнях [102] на автомобілі МАЗ-503Б, показав, що при нестационарних режимах роботи паливна економічність автомобіля з однорежимним гідравлічним регулятором в залежності від умов руху і характеру виконуваної роботи на 3-7% вища, ніж із всережимним регулятором.

Отже, можна зробити висновок, що паливна економічність залежить від способу регулювання дизеля. Саме це відобразив у своїх роботах В.І. Болтінський [38, 36]. Він дослідив, що під час роботи дизеля в неусталеному режимі коли рейка паливного насоса нерухома перевитрата палива становить 10,8% відносно усталеного режиму роботи, а при всережимному регулюванні – до 25%. При переході на часткові режими, шляхом зменшення частоти обертання колінчастого вала, при використанні всережимного регулятора можна досягти економії палива до 20-25%, як це показано в працях [38, 53, 103, 104].

Така зміна паливної економічності пояснюється тим, що при всережимному регулюванні під час перехідних процесів рейка паливного насосу здійснює «закиди» і виходить на максимальну подачу палива, що призводить до більш інтенсивного прискорення КТЗ і збільшення витрати палива. Але при цьому необхідно пам'ятати, що потужність, яка затрачається на прискорення руху КТЗ, йде на збільшення кінематичної енергії КТЗ, але вона повертається назад при сповільненні його руху.

Результати досліджень траєкторії руху дозуючого органу паливного насосу високого тиску НД 22/6Б4, які виконав А.Ф. Головчук [89], доводять, що «закиди» рейки в паливному насосі із всережимним регулятором більші, ніж з однорежимним регулятором.

В.І. Шестухін, Е.І. Блаженів, А.Ф. Головчук, І.В. Смірнов, А.С. Жерновий в своїх роботах досліджували способи регулювання частоти обертання дизеля та їх вплив на паливну економічність та токсичність відпрацьованих газів дизеля. Дані автори встановили, що за різних типів регулювання характер зміни руху рейки паливного насосу також різний, при однакових діях водія, що в свою чергу впливає на паливну економічність та екологічні показники дизеля. Так, з всережимним регулятором у всіх випадках розгону відбувається «закидання» рейки паливного насосу, що приводить до роботи дизеля на зовнішній швидкісній характеристиці з підвищеною витратою палива та токсичністю відпрацьованих газів. Однак, подальші дослідження стосовно «закидання» рейки паливного насосу дизеля [76] показали, що обмеження цього коливального процесу може покращити економічні та екологічні показники роботи дизеля.

Дослідження в цьому напрямку не проводились, тому доцільно провести дослідження, які були б спрямовані на аналіз закону переміщення рейки паливного насосу та вдосконалення САРЧ дизеля.

Відомо [76], що підвищенні коливання рейки ПНВТ і відповідно крутного моменту з всережимним регулятором за умов неусталених режимів руху викликають збільшення експлуатаційної витрати палива. Всережимний

регулятор підсилює коливання рейки ПНВТ і відповідно крутного моменту, це обумовлено відносно невеликою жорсткістю основної пружини регулятора, величина якої визначається з технічних умов забезпечення необхідної степені нерівномірності регулятора і технологічних призначення конкретного КТЗ.

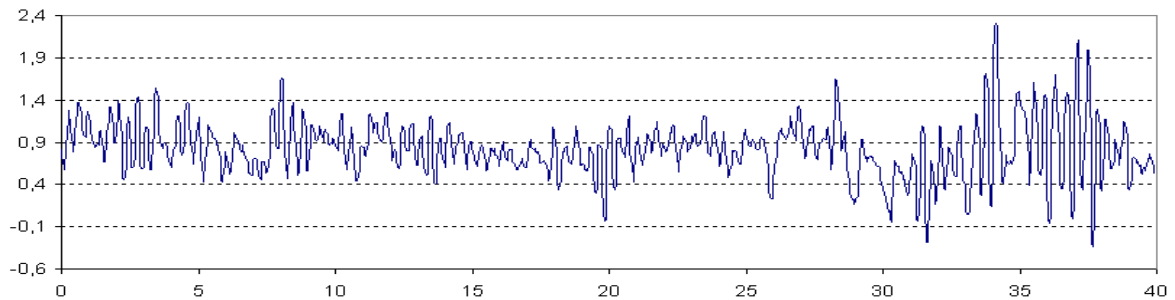


Рисунок 1.12 - Осцилограма коливань рейки паливного насоса з
всережимним регулятором

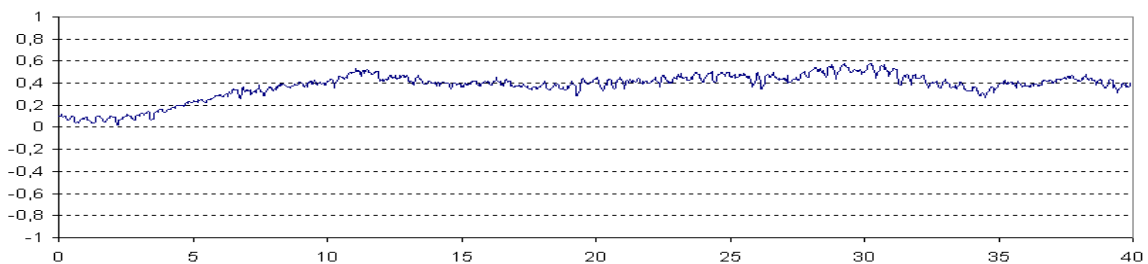


Рисунок 1.13 - Осцилограма коливань рейки паливного насоса з
дворегимним регулятором

На рис 1.12 та рис. 1.13 зображені приклади осцилограм коливань рейки паливного насоса при русі трактора МТЗ-80 з причепом мірною ділянкою поля з всережимним і дворегимним регуляторами.

З рис 1.12 та рис. 1.13 видно, що амплітуда коливань рейки ПНВТ зі всережимним регулятором в 5 разів більша, ніж з дворегимним, тобто, якщо прийняти, що крутний момент на колінчастому валові двигуна змінюється пропорційно переміщенню рейки ПНВТ, то можна констатувати, що зміна

крутного моменту двигуна зі всережимним регулятором в 2,5 рази більша, ніж з дворежимним.

При цьому витрата палива з дворежимним регулятором на $15,7 \pm 4\%$ менша, ніж з всережимним регулятором [76].

В процесі досліджень, які проводилися Чекменьовим В.В. [56] були отримані осцилограми (рис. 1.14), зняті з важеля регулятора і рейки паливного насосу в реальних умовах експлуатації під час виконання польових робіт при виборі режиму 50% потужності, що забезпечував роботу дизеля в інтервалі частот близьких до номінальної частоти обертання колінчатого вала двигуна.

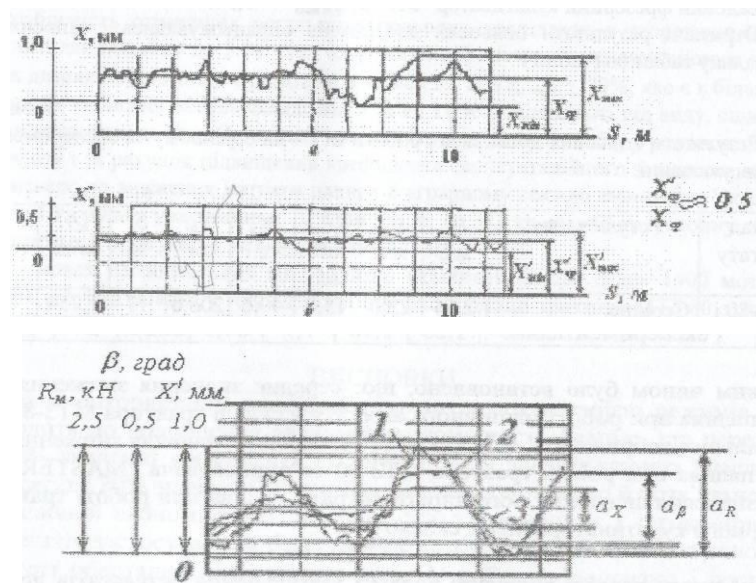


Рисунок 1.14 - Осцилограми впливу неусталених навантажень на коливання рейки паливного насосу

Так як при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій, необхідно підтримувати постійну швидкість КТЗ, що можливо лише за умови використання всережимного регулятора частоти обертання колінчастого вала, тобто, застосування всережимного регулятора для КТЗ сільськогосподарського призначення є найдоцільнішим.

Компанія Р.Бош [105] проводила дослідження раптової зміни навантаження та крутного моменту двигуна, які викликають коливання в трансмісії транспортного засобу. Пасажири сприймають ці коливання як неприємні періодичні зміни прискорення (рис.1.15. крива а). Основним завданням досліджень було здійснення активних демпфуваль (поглинать) коливань трансмісії для зменшення змін прискорення/сповільнення (крива б). Це здійснювалось двома різними методами:

1) при раптових змінах заданого водієм крутного моменту, коливання трансмісії зменшуються з допомогою точно визначеної фільтрувальної функції, тобто шляхом корекції закону подачі палива.

2) коливання трансмісії визначаються за сигналом коливань частоти обертання колінчастого вала і корегуються активним регулюванням, яке зменшує величину циклової подачі палива при збільшенні частоти обертання колінчастого вала і збільшує циклову подачу при зменшенні частоти обертів колінчастого вала, щоб протидіяти виникаючим коливанням.

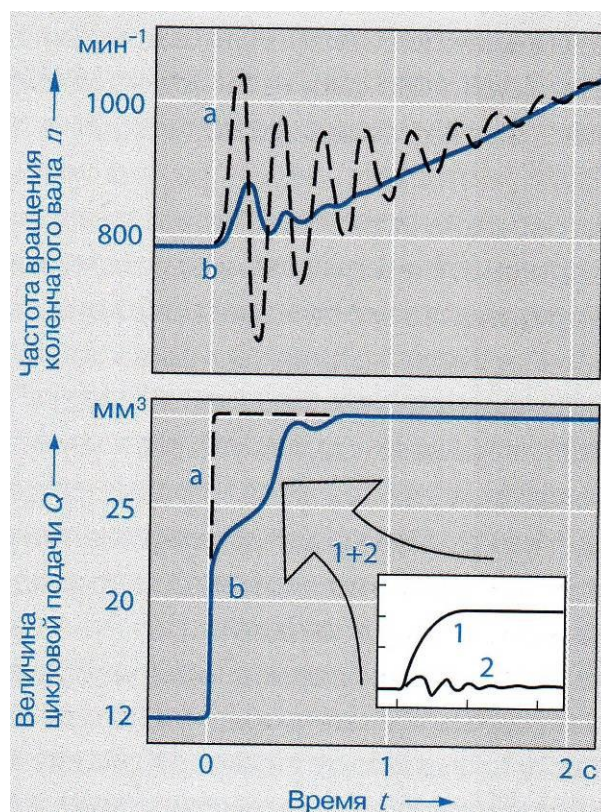


Рисунок 1.15 - Активне коригування коливань трансмісії

Також дослідженнями коливань трансмісії займався Ротенберг Р.В., [106] який встановив, що основними джерелами коливань автомобіля можуть бути:

- нерівності поверхні дороги;
- ексцентриситет і нерівномірність обертання коліс;
- незбалансованість коліс, обертових частин двигуна, трансмісії;
- зміна навантаження на двигун та коливання крутного моменту.

В процесі досліджень були отримані графіки коливань підвіски автомобіля (рис.1.16) при русі по дорозі.

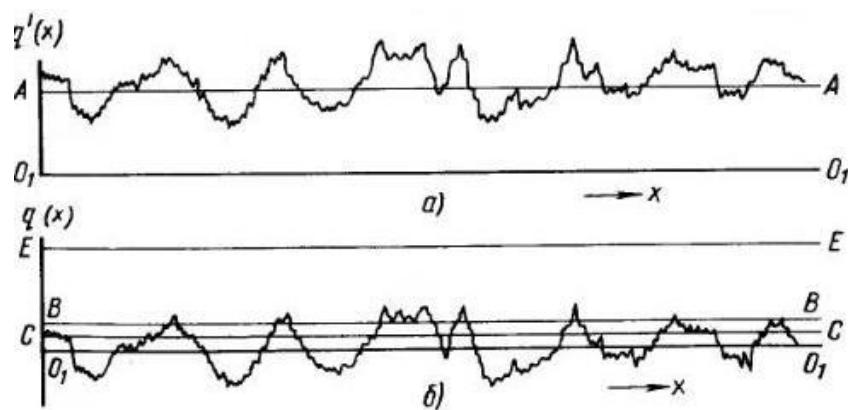


Рисунок 1.16 - Графік коливань підвіски автомобіля при русі по дорозі

Зміна опору викликає періодичні коливання кутової швидкості колінчастого вала двигуна, що викликають процес «перерегулювання», а це в свою чергу приводить до погіршення динамічних та економічних показників роботи КТЗ [107].

За даними роботи [108], іноді при роботі головного суднового двигуна з всережимним регулятором частоти обертів колінчастого вала, для обмеження переміщень рейки паливного насоса встановлюється програмований упор, який зменшує подачу палива по мірі зменшення регульованого швидкісного режиму. Тоді характеристика судового двигуна має вид зображений на рис. 1.17

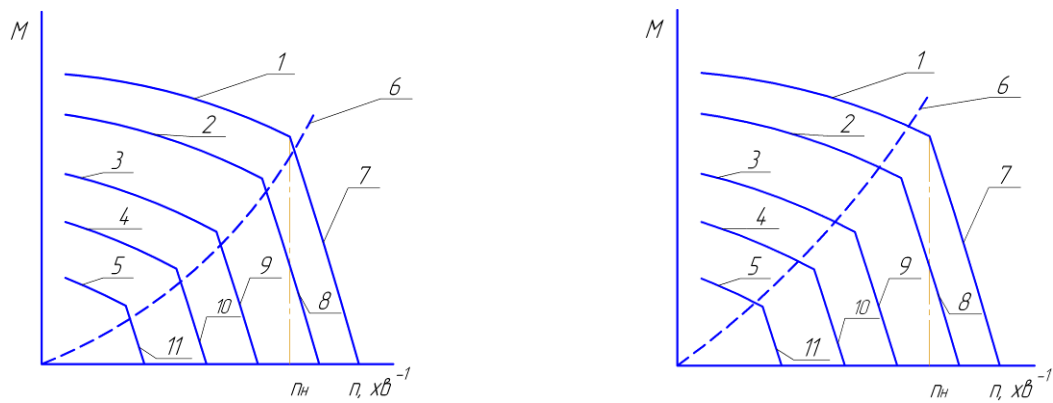


Рисунок 1.17 - Характеристика судового двигуна з всережимним регулятором з програмованим упором рейки паливного насосу.

1 - зовнішня характеристика; 2 – 5 – часткові характеристики; 6 – гвинтова характеристика споживача; 7 – 11 – регуляторні характеристики

Встановлення програмованого обмежувача переміщення рейки паливного насосу дозволяє за неусталених режимів роботи зменшити коливання теплового навантаження на двигун за рахунок обмеження переміщення рейки в сторону збільшення подачі палива по мірі зменшення швидкісного режиму.

Дослідження, направлені на покращення стійкості роботи дизеля ЯМЗ-236 з серійним всережимним регулятором, були проведені Е.І. Блаженовим [109, 110]. В результаті досліджень встановлено, що при всережимному регулюванні рейка паливного насосу здійснює коливання, амплітуда яких приблизно обернено пропорційна ступеню нерівномірності регулятора на даному режимі. Коливання рейки паливного насосу приводять до коливань кутової швидкості двигуна, а перерегулювання погіршує перехід регуляторної характеристики в безрегуляторну та стійкість роботи на часткових режимах і холостому ході.

Для зменшення шкідливого впливу коливань рейки паливного насосу автор пропонує збільшити ступінь нерівномірності регулятора на часткових режимах.

Дослідження причин коливань рейки паливного насосу, характеру коливань і результатів їх впливу на роботу дизеля присвячено цілий ряд робіт. В результаті експериментальних досліджень [111] встановлено, що у всережимних регуляторів число максимальних ходів рейки в 2 рази більше, ніж у однорежимних, коливання приводять до короткочасної зміни сумішоутворення і збільшення токсичності відпрацьованих газів.

Коливання рейки паливного насосу призводять до того, що припинення подачі палива в різних циліндрах відбувається при різних положеннях рейки [112]. В результаті погіршується рівномірність подачі палива по циліндрам і робота окремих циліндрів може переходити в зону димності [113].

Все це приводить до утворення великої кількості сажі та інших продуктів неповного згоряння [114], які забруднюють навколишнє середовище. Крім того, коливання збільшують зношування деталей "чуттєвого" елемента в результаті чого порушується стабільність налаштування регулятора.

Також відомо, що високочастотні коливання знижують нечуттєвість регулятора і покращують динамічні показники регулювання. Нечуттєвість регулятора знижується тому, що сила тертя за кожне коливання муфти двічі змінює знак і як наслідок, не може зрівноважити будь-яку різницю приведених зусиль вантажів регулятора і пружини. Знижується також негативний вплив зазорів в з'єднаннях [115].

Недоцільність повного усунення коливань рейки паливного насосу, через можливість неконтрольованої роботи дизеля в разі обмеження мінімальної подачі палива, описується в роботі [116].

Розробкою механізмів активної корекції коливань рейки паливного насосу займалися інженери компанії BOSCH [105]. Вони використовували механізм активної корекції при коливаннях потоку палива, що виникали в системі впорскування через миттєві зміни навантаження на двигун в регуляторах моделі RSF. Активна корекція коливань потоку палива виконується з допомогою електронного блоку керування, датчика частоти

обертів колінчастого вала і силового електромагніту. Блок керування фіксує сигнали датчика і оцінює їх величину, після цього приводить в дію електромагніт, який розміщений на кришці регулятора (рис. 1.18). Електромагніт, діючи в протифазі коливанням рейки ПНВТ, що виникають, незначно зміщує нижню частину регулювального важеля, тобто рейку паливного насосу. Завдяки цьому відповідним чином зменшується величина циклової подачі, тобто відбувається протидія коливанням рейки паливного насосу.

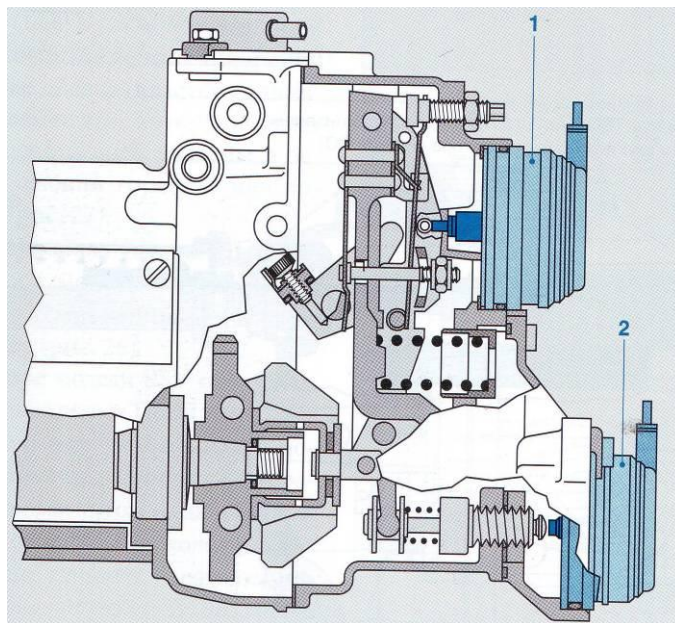


Рисунок 1.18 - Регулятор з механізмом активної корекції коливань рейки паливного насосу

Також інженерами компанії BOSCH при дослідженнях дизель-генераторних установок, для підтримання їх стабільної частоти обертання колінчастого вала і забезпечення мінімальних коливань цієї частоти, а також для зменшення нахилу статичних характеристик регулятора, застосовувався стабілізатор. Стабілізатор з гідравлічним приводом пружно з'єднаний з картером складається з плунжера 7 (рис 1.19), який з невеликим зазором встановлений в корпус 6, з'єднаний болтами з кришкою регулятора. Камера над плунжером з'єднується з масляним резервуаром 5 через дроселюючий

отвір. Пружина під плунжером зв'язана з пересувним валом. Масляний резервуар, з'єднаний з системою змащування двигуна, виконаний таким чином, щоб при будь-яких умовах виключити появу повітряних пробок в камері над плунжером. При зміні частоти обертання або її коливаннях переміщення відцентрових тягарців демпфується пружиною стабілізатора. Це підвищує динамічну характеристику регулятора. Після того, як при зміні режиму частота обертів знову стає стабільною пружина стабілізатора відключається. Таким чином, на статичний нахил характеристики регулятора робота стабілізатора не впливає. При розходженні або сходженні відцентрових тягарців жорсткість пружини стабілізатора додається до жорсткості регулювальної пружини. В результаті збільшується нахил характеристики регулятора, що стабілізує весь замкнутий контур регулювання. Так як другий кінець пружини стабілізатора закріплений на гідравлічному плунжері, останній рухається доти доки протидія пружини стабілізатора не зникне. Демпфуюча дія стабілізатора залежить від характеристики пружини стабілізатора і дроселюючого отвору в масляній системі між камерою над плунжером і масляним резервуаром.

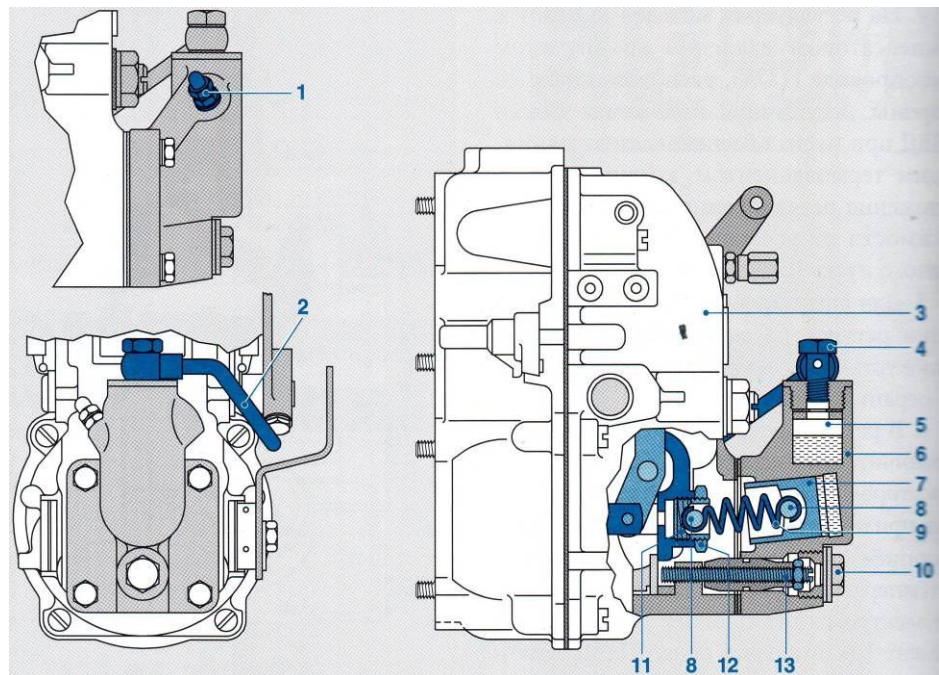


Рисунок 1.19 - Регулятор частоти обертання з стабілізатором.

1.3 Висновки до 1-го розділу.

1. Основними експлуатаційними режимами роботи КТЗ є неусталені режими з частковим використанням потужності. При роботі на цих режимах погіршується паливна економічність двигуна, яка викликана безперервним перехідним процесом в САРЧ дизеля, якість яких, залежить від статичних та динамічних параметрів ланок САРЧ дизеля.

2. Незважаючи на явні переваги та недоліки всіх існуючих типів регуляторів, неможливо вибрати метод регулювання, який підходив би для всіх дизелів, які використовуються на КТЗ. Під час вибору методу регулювання необхідно виходити з специфіки умов експлуатації, в яких буде використовуватись дизель, умов руху і характеру виконуваних робіт.

3. Періодичні коливання рейки паливного насосу приводять до виникнення коливань крутного моменту, викликають розсіювання частини виробленої енергії, що приводить до підвищеної витрати палива та до підвищення викидів ШР в ВГ.

4. Відомо, що при підвищенні коливань рейки ПНВТ і відповідно крутного моменту з всережимним регулятором за умов неусталених режимів руху викликає збільшення експлуатаційної витрати палива. Всережимний регулятор підсилює коливання рейки ПНВТ і відповідно крутного моменту, це обумовлено відносно невеликою жорсткістю основної пружини регулятора, величина якої визначається з технічних умов забезпечення необхідної ступені нерівномірності регулятора та технологічного призначення конкретного КТЗ.

РОЗДІЛ II. УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ З МЕХАНІЧНИМ ГРАНИЧНО-ВСЕРЕЖИМНИМ РЕГУЛЯТОРОМ.

2.1. Розробка універсального регулятора на базі паливного насосу 4УТН-М з можливістю перемикавання на однорежимне, всережимне, гранично-всережимне та комбіноване регулювання.

Широке поширення в сільському господарстві отримали універсальні колісні трактори, що використовуються практично однаковий час як на польових так і транспортних роботах. На цих тракторах, в залежності від виду виконуваних робіт, бажано використовувати різні САРЧ обертання колінчастого вала дизеля. В наш час на КТЗ використовуються всережимні регулятори, які забезпечують приблизно постійну швидкість руху КТЗ при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій.

Досвід розробки регуляторів для тракторних дизелів, який накопичений на кафедрі «Двигуни та теплотехніка» НТУ, показує, що при відповідній зміні принципу керування регулятором в ньому можуть бути реалізовані: штатне всережимне регулювання; однорежимне регулювання; комбіноване регулювання (однорежимно-всережимне регулювання); гранично-всережимне регулювання.

Так як статичні властивості регулятора мають значний вплив на якість виконання сільськогосподарських технологічних операцій, для виконання більшості яких необхідно підтримання приблизно постійної швидкості руху, тобто постійної швидкості обертання колінчастого вала двигуна. Але при цьому динамічні якості системи регулювання можуть мати більш значний вплив на технологічний процес і економічність роботи двигуна ніж статичні властивості. Одним з методів зниження витрати палива в умовах неусталених режимів роботи є обмеження амплітуди коливань регулюючого органу подачі палива (рейки паливного насосу) при роботі двигуна в умовах

неусталених навантажень. Це можливо за допомогою застосування однорежимного, гранично-всережимного та комбінованого регуляторів.

На рис. 2.1 наведено закони переміщення рейки паливного насоса h в залежності від частоти обертання n вала двигуна при використанні різних типів регуляторів, а на рис. 2.2 - схема однорежимного, всережимного, гранично-всережимного та комбінованого регуляторів.

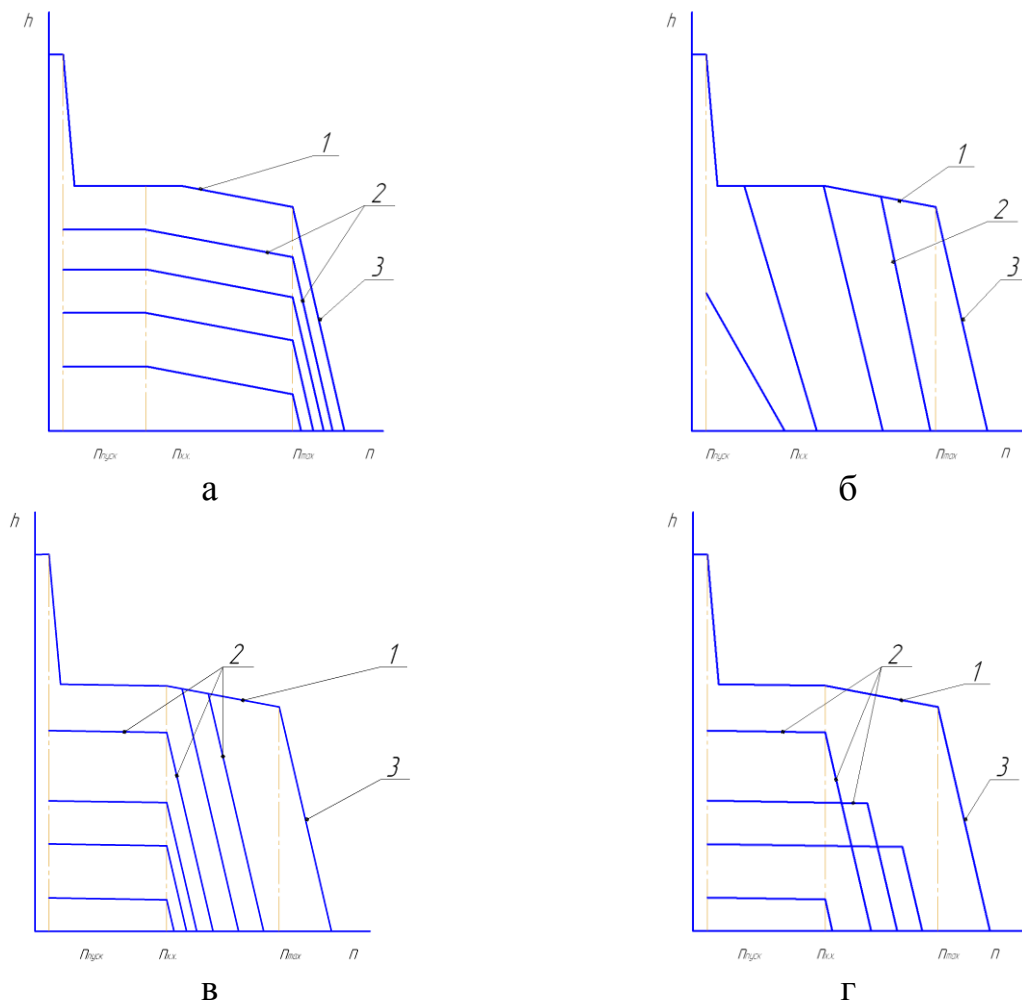


Рисунок 2.1 - Швидкісні характеристики регуляторів

- де: а) однорежимний регулятор: 1 – зовнішня коректорна гілка, 2 – часткові швидкісні та регуляторні характеристики, 3 – зовнішня регуляторна гілка;
 б) всережимний регулятор: 1 – зовнішня коректорна гілка, 2 – часткова регуляторна гілка, 3 – зовнішня регуляторна гілка;
 в) комбінований регулятор: 1 – зовнішня коректорна характеристика,

2 – часткові швидкісні та регуляторні характеристики, 3 – зовнішня регуляторна характеристика;

г) гранично-всережимний регулятор: 1 – зовнішня коректорна характеристика, 2 – часткові швидкісні та регуляторні характеристики, 3 – зовнішня регуляторна характеристика;

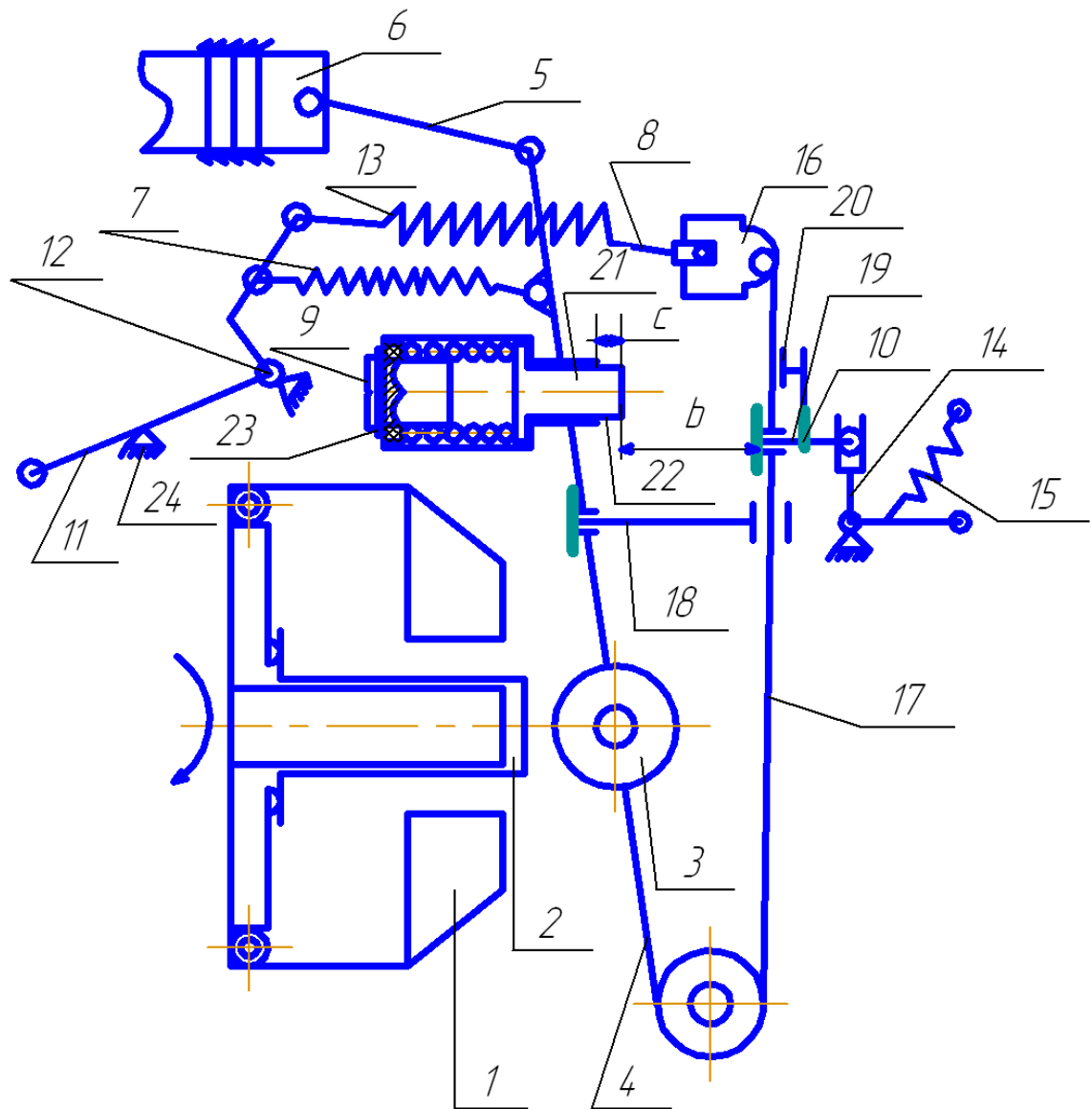


Рисунок 2.2 - Кінематична схема однорежимного, всережимного, гранично-всережимного та комбінованого регуляторів

с – хід штоку коректора

б – максимальний хід основного важеля

Регулятор зі зміною способу регулювання (рис 2.2) [117] дає можливість об'єднати технологічну необхідність використання на КТЗ сільськогосподарського призначення всережимного регулювання САРЧ з перевагами гранично-всережимного регулювання. У випадку роботи КТЗ в транспортному режимі це досягається зміною способу регулювання, який використовується. Наприклад, перемиканням на гранично-всережимне регулювання, при якому забезпечується зміщення зовнішньої коректорної характеристики на будь-якому частковому режимі роботи двигуна, паливний насос працює на регуляторній гілці поблизу нової зовнішньої коректорної характеристики, а рейка паливного насосу на кожному режимі має обмежувач її переміщення в сторону збільшення подачі палива.

Регулятор складається з чутливого елемента 1, зв'язаного через муфту 2, з упором 3 двоплечого важеля 4 і тяги 5 з органом дозування палива 6, регулятор обладнаний пружиною пускового збагачувача 7, пружиною регулятора 8 і пружиною коректора 9. Важелем керування 11, регулятор встановлено на вісі 12, шарнірно з'єднано з пружиною регулятора 8, що з'єднана з сергою 16. Остання шарнірно з'єднана з основним важелем регулятора 17, який, в свою чергу, зв'язаний з проміжним важелем 4, обмежувачем максимальної пускової подачі 18. В корпусі регулятора встановлено обмежувач номінальної подачі палива 19 з фіксатором 10 обмежувач 20 максимального ходу основного важеля 17. В корпусі коректора подачі палива 21 встановлено шток з фіксатором 22. Також в корпусі регулятора встановлено упор максимальної частоти обертання двигуна 24 і зворотна пружина 15 важеля 14.

Головна пружина регулятора працює на розтяг, а пружина коректора - на стиснення.

Регулятор працює наступним чином.

При всережимному регулюванні пружина регулятора може розтягуватися на будь-яку величину, що відповідає заданому швидкісному режиму роботи двигуна. Пружина 9 коректора подачі палива попередньо

стискається на необхідну величину. Регулятор працює як звичайний штатний всережимний регулятор. Для здійснення на штатному всережимному регуляторі однорежимного, гранично-всережимного та комбінованого регулювання в макетному зразку всережимного регулятора передбачено додатковий важіль 14 керування регулятором, що зв'язаний з однієї сторони з обмежувачем номінальної подачі 19, а з другої сторони з педаллю керування двигуном і пружиною 15. Штатний важіль регулятора 11 зв'язаний з сектором ручного налаштування швидкісного режиму. При однорежимному регулюванні важіль 11 встановлюється або в положення $n_{x.x.min}$, в цьому випадку всережимний регулятор забезпечує роботу двигуна в режимі *min* обертів холостого ходу, або максимальної частоти обертання двигуна, керування двигуном при зміні навантаження здійснюється важелем 14, що зв'язаний з ногоною педаллю керування і зворотною пружиною 15. При комбінованому регулюванні, керування двигуном здійснюється аналогічно однорежимному, лише з тією різницею, що швидкісне налаштування регулятора здійснюється на один з часткових швидкісних режимів.

При гранично-всережимному регулюванні одночасно змінюється налаштування швидкісного режиму, з допомогою важеля 11 та навантажувального режиму, з допомогою важеля 14 керування регулятором.

Використання різних систем автоматичного регулювання в залежності від виду виконуваних сільськогосподарських робіт дасть можливість підвищити ефективність використання КТЗ.

При роботі КТЗ в транспортному режимі з допомогою зовнішнього важеля 11 керування швидкісним режимом роботи двигуна встановлюється задана частота його обертання. Керування навантаженням двигуна здійснюється важелем 14 через обмежувач 19 еквідистантним зміщенням зовнішньої швидкісної характеристики. В цьому випадку регулятор працює як звичайний однорежимний.

2.2. Зовнішня швидкісна характеристика зміни координати рейки паливного насосу високого тиску 4УТНМ-М.

Базовим параметром при визначенні швидкісних характеристик паливного насосу є координата муфти регулятора паливного насосу z та кінематично пов'язана з нею координата рейки h паливного насосу від частоти обертання колінчастого вала n .

Характер зміни координати рейки паливного насосу і величина циклової подачі, відповідно, залежить від жорсткості пружин регулятора, які являють собою відновлюючу силу пружин регулятора (E) та підтримуючу силу регулятора (P_0), що характеризує зміну відцентрової сили вантажів регулятора від частоти обертання колінчастого вала n .

Нахил швидкісних регуляторних характеристик залежить від жорсткості пружин регулятора і закону зміни підтримуючої сили регулятора P_0 .

На рис 2.3 показана типова зовнішня швидкісна характеристика зміни координати рейки паливного насосу.

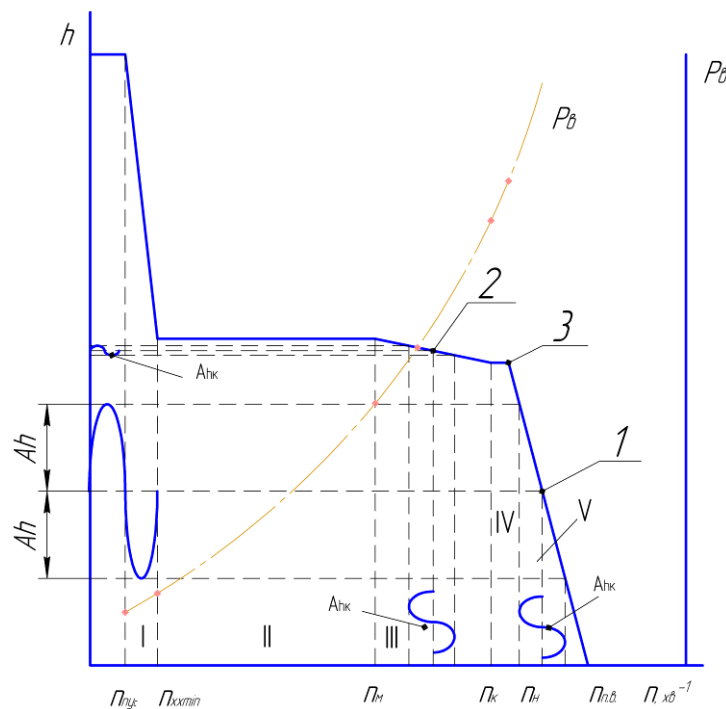


Рисунок 2.3 - Зовнішня швидкісна характеристика зміни координати рейки паливного насосу високого тиску з гранично-всережимним регулятором

У відповідності з рис 2.3 на зовнішній швидкісній характеристиці паливоподачі насосу є кілька ділянок.

На першій ділянці (I) працює пружина пускового збагачувача. На другій ділянці (II) горизонтальний відрізок (безкоректний) відображує зупинку муфти і рейки паливного насосу на проміжку між I та III відрізками. Третя ділянка (III) визначає формування зовнішньої коректорної гілки характеристики. Четверта горизонтальна ділянка (IV) відображає зупинку рейки паливного насосу між закінченням дії пружин коректора і початком дії основної пружини регулятора на зовнішній регуляторній гілці швидкісної характеристики.

На коректорній та зовнішній швидкісній гілках характеристики нанесені приклади змін коливань рейки ПНВТ за однакової зміни амплітуди частоти обертання колінчатого вала двигуна, які можуть бути викликані, наприклад, зміною зовнішнього опору руху. З рис 2.3 наглядно видно, що статично при однакових змінах зовнішньої збуджуючої дії в вигляді функції $\sin(\omega t)$, амплітуда коливань рейки A_h паливного насосу, тобто і амплітуда коливань ефективного крутного моменту на коректорній A_{Me} гілці (т.2) характеристики суттєво менше, ніж A_h на регуляторній гілці (т.1).

Робота двигуна з гранично-всережимним регулятором в будь-якому швидкісному і навантажувальному діапазоні здійснюється в зоні переходу регуляторної гілки характеристики в коректорну т.3 рис. 2.3.

Таке налаштування регулятора на робочий режим забезпечує зниження амплітуди коливань рейки паливного насосу в сторону збільшення подачі палива при коливаннях кутової швидкості колінчастого вала.

Із зазначеного вище можна зробити такий висновок:

Універсальний регулятор з можливістю зміни способу регулювання дає можливість об'єднати технологічну необхідність використання на КТЗ сільськогосподарського призначення всережимних регуляторів САРЧ з перевагами гранично-всережимних регуляторів. Це досягається шляхом

зміни способу керування регулятором, тобто зміщенням зовнішньої коректорної характеристики двигуна на будь-якому частковому режимі роботи, паливний насос працює на регуляторній гілці поблизу нової зовнішньої коректорної характеристики, а рейка паливного насоса на кожному режимі має обмежувач її переміщення в сторону збільшення подачі палива.

2.3. Математична модель системи автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала дизеля з гранично-всережимним регулятором.

Так як для більшості двигунів КТЗ сільськогосподарського призначення характерна їх робота за умов неусталених режимів руху, про що свідчать численні дослідження [41, 48, 74, 118, 119]. В результаті цих досліджень було встановлено, що за умов неусталених режимів руху КТЗ має місце збільшення витрати палива тобто нецільові витрати енергії і зниження ефективної потужності двигуна.

Відомо, що одна з особливостей роботи дизелів КТЗ сільськогосподарського призначення при виконанні технологічних операцій (за виключенням транспортних) полягає в тому, що вони працюють за фіксованого положення важеля керування всережимним регулятором.

Всережимний регулятор забезпечує приблизно постійну швидкість руху КТЗ при зміні зовнішнього опору руху, що необхідна за умовами виконання сільськогосподарських технологічних операцій.

Аналіз проведених досліджень показує, що існує ряд основних версій втрат енергії колісним транспортним засобом під час його руху в умовах неусталених навантажень. За однією з них, ряд авторів [42, 108] висловлюють думку, що основною причиною втрат енергії колісним транспортним засобом при його русі в умовах неусталених навантажень

можна вважати зниження індикаторного коефіцієнта корисної дії двигуна, що викликано зміною його теплового стану (теплової інерції).

Але проведені випробування [83] показали, що таке явище характерне лише для режиму розгону автомобіля з холодного старту.

Зокрема в роботі відмічається, що: «При тривалій роботі двигуна за усталеного теплового стану та умов неусталених режимів параметри робочих циклів і теплового стану в елементарному перехідному режимі в меншій мірі відрізняються від подібних циклів усталених режимів, ніж робочі цикли одиничного перехідного режиму. Теплова та механічна інерційності робочого тіла і системи двигуна зменшуються, в порівнянні з одиничним перехідним режимом, діапазон зміни параметрів робочого процесу при тій же зміні подачі палива за цикл. Чим більше неусталений режим наближається по характеру до циклічного чи коливального, тим менше відхилення параметрів робочого процесу і теплового стану відносно якогось середнього значення для кожного з них» [83].

Слід зазначити, що існує ще одна поширена точка зору відносно втрат енергії КТЗ за умов неусталених режимів руху, згідно з якою втрати викликані зміною опору кочення при русі по дорогах з значними нерівностями мікропрофілю. Цілий ряд дослідників [120, 121] вважають, що втрати енергії КТЗ в таких умовах руху зв'язані з збільшенням коефіцієнта опору кочення [121]. Але, аналіз [76] показує, що додаткові втрати енергії, викликані збільшенням коефіцієнта опору кочення дійсно мають місце, але вони є виробничо-технологічними і не відносяться до нецільових затрат енергії, викликаних конструктивними особливостями САРЧ дизеля, особливістю роботи КТЗ за неусталених режимів, непостійного крутного моменту і непостійної кутової швидкості.

Разом з тим існує й інша точка зору відносно втрат енергії КТЗ в умовах неусталених режимів руху. Автори робіт [42, 80, 120, 121] вважають, що втрати енергії та збільшення витрати палива двигунами КТЗ викликані

змінами сил тертя в ланках механізмів трансмісії, а також втратами енергії в них на розсіювання енергії при крутильних коливаннях (на опір коливанням).

Зокрема, в роботі [119] відмічається: «Так як за динамічних режимів роботи у всіх елементах механізмів машин виникають безперервно змінні механічні навантаження, викликаючи змінні деформації в рухомих деталях (зокрема деформація кручення у валах двигуна і трансмісії КТЗ), шинах та їх відносні коливання, що призводить до поглинання механічної енергії в незворотній формі (для випадку КТЗ – в двигуні, коробці передач, редукторі головної передачі) та шинах, а також змінні сили внутрішнього тертя в матеріалах ланок механізмів через додаткові динамічні тиски, які понижують загальний ККД (двигуна і трансмісії)». Однак через проблеми з їх обліком і їх якби невеликі розміри коливальних ланок втрати енергії на внутрішнє тертя в їх матеріалах порівняно малі і ними зазвичай нехтують [79]. Хоча як показує практика експлуатації КТЗ ці нецільові втрати можуть досягати суттєвих значень [76].

Зазвичай, оцінюючи тягово-швидкісні характеристики транспортного засобу, приймають, що центр ваги КТЗ здійснює плоский рух, копіюючи повздовжній профіль поверхні, по якій рухається КТЗ, без коливань, що викликаються її нерівностями.

Рівняння тягового балансу в цьому випадку, отримане на основі теореми моментів кількості руху, має вигляд:

$$I_{dd} \frac{\partial \omega}{\partial t} = M_{ed} - M_{\Sigma f}, \quad (2.1)$$

де I_{np} - приведений до вала двигуна момент інерції КТЗ;

$\frac{\partial \omega}{\partial t}$ - кутове прискорення колінчастого вала;

M_{ep} - приведений момент рушійних сил;

$M_{\Sigma f}$ - приведений до вала двигуна момент всіх сил опору.

Але такий підхід, при якому не враховується коливальний рух КТЗ, не дає повної картини розподілу потенційної енергії, що отримується при згорянні палива в двигуні і перетворення її в кінетичну енергію (поступального, обертального і коливального) руху КТЗ.

Рівняння тягового балансу з врахуванням коливального руху КТЗ, який викликаний нерівностями поверхні чи зміною моменту опору руху [41], має вид:

$$I_{np} \frac{\partial \omega}{\partial t} = M_{ep} - M_{\Sigma f} - M_{\partial}, \quad (2.2)$$

де M_{∂} - приведений до вала двигуна момент розсіювання енергії.

Для визначення впливу параметрів САРЧ КТЗ з дизелем на величину енергетичних втрат на розсіювання енергії в КТЗ за умов неусталених режимів руху з метою спрощення розрахунків доцільно розглядати колінчастий вал двигуна і вали трансмісії як одномасову систему.

З врахуванням втрат енергії на розсіювання рівняння тягового балансу КТЗ приведені до осі колінчастого вала двигуна [76], в загальному випадку має вигляд:

$$M_e - M_{\dot{n}\dot{e}} - \dot{E}_{\dot{a}\dot{e}} - \dot{E}_{\partial} = \dot{E}_{\Sigma f}, \quad (2.3)$$

де M_e - ефективний крутний момент двигуна;

M_{tm} та $M_{\dot{e}m}$ - моменти механічних втрат в трансмісії і приводі відбору потужності.

$$M_e = M_{ik} - M_{\partial m}, \quad (2.4)$$

де M_{ik} - індикаторний крутний момент двигуна;

$M_{\partial m}$ - момент механічних втрат в двигуні.

Моменти механічних втрат в двигуні, трансмісії і приводі відбору потужності для зовнішніх агрегатів M_{mm} , $M_{\partial m}$ та $M_{\partial m}$ визначаються за емпіричними залежностями від кутової швидкості колінчастого вала двигуна $\omega_{\partial n}$, що отримані за відповідними швидкісними характеристиками механічних втрат [123]:

$$M_{\partial m} = a + b \omega_{\partial n} ; \quad (2.5)$$

$$M_{mm} = c + d \omega_{\partial n} ; \quad (2.6)$$

$$M_{\partial m} = e + f \omega_{\partial n} , \quad (2.7)$$

де a, b, c, d, e, f – постійні дослідні коефіцієнти.

Індикаторний крутний момент двигуна визначаємо за емпіричною залежністю від кутової швидкості колінчастого вала двигуна $\omega_{\partial n}$ та циклової подачі палива q_{ψ} [123]:

$$M_{ik} = m_{112} \omega_{\partial n}^2 q_{\psi} + m_{12} \omega_{\partial n} q_{\psi} + m_2 q_{\psi} , \quad (2.8)$$

де m_{112}, m_{12}, m_2 – постійні дослідні коефіцієнти.

Циклова подача палива визначаємо за емпіричною залежністю від кутової швидкості вала ПНВТ $\omega_{nn} = 0,5 \omega_{\partial n}$ та координати рейки ПНВТ h :

$$q_{\psi} = q_{12} \omega_{id} h + q_1 \omega_{id} + q_2 h + q_0 , \quad (2.9)$$

де q_{12}, q_1, q_2, q_0 – постійні дослідні коефіцієнти.

Емпіричні залежності (2.8) та (2.9) отримуються за навантажувальними характеристиками двигуна.

Координата рейки ПНВТ пов'язана з координатою муфти регулятора z рівнянням:

$$h = u(z_{не} - z) , \quad (2.10)$$

де u – передаточне число важеля регулятора;

$z_{не}$ - максимальна координата муфти, що відповідає початку координат рейки ПНВТ при повному вимкненні подачі палива насосом.

Сумарний момент опору обертанню колінчастого вала в загальному випадку визначається з рівняння [123]:

$$M_{\sum f} = M_m + M_{nm} + M_f + M_w + M_r + M_j , \quad (2.11)$$

де M_m – момент опору ґрунтооброблюючих робочих органів (якщо КТЗ працює в складі з ґрунтооброблюючим знаряддям);

M_{nm} - момент, що витрачається на привід збиральних машин, які потребують відбору потужності (якщо КТЗ працює в складі зі збиральною машиною);

M_f, M_w - моменти, що витрачаються відповідно на подолання опору коченню та опору повітря;

M_r - момент, що витрачається двигуном КТЗ при його русі на підйом чи набувається при спуску;

M_j - момент, що витрачається двигуном КТЗ при його прискоренні чи набувається при сповільненні [123].

$$M_j = (I_{np} + I_{\partial}) \frac{\partial \omega_{\partial n}}{\partial t} , \quad (2.12)$$

$$I_{np} = \frac{(m_0 + m_s) r_{\partial}^2}{u_i^2 u_p^2} + \sum_1^n \frac{I_K}{u_i^2 u_p^2} , \quad (2.13)$$

де I_k – момент інерції колеса;

I_d - момент інерції двигуна;

r_o - динамічний радіус колеса;

u_i - передаточне число коробки передач;

u_p - передаточне число головної передачі;

m_0 - маса КТЗ;

m_e - маса вантажу;

Момент опору ґрунтооброблюючих органів визначається за залежністю [124]:

$$M_m = \frac{R_m r_o g}{u_i u_p}, \quad (2.14)$$

де g – прискорення вільного падіння;

R_m - тяговий опір робочих органів;

$$R_m = R_1 B, \quad (2.15)$$

де R_1 – питомий опір робочих органів;

B - ширина робочих органів.

Момент, що витрачається на подолання опору коченню, визначається за залежністю [123]:

$$M_f = \frac{(m_0 + m_e)(f_0 + AV_a^2 f_0) r_o g}{u_i u_p}, \quad (2.16)$$

де A – постійний коефіцієнт;

f_0 - коефіцієнт опору коченню;

V_a - швидкість КТЗ.

$$V_a = \frac{r_\partial \omega_{\partial n}}{u_i u_p}, \quad (2.17)$$

Момент, що витрачається на подолання опору повітря, визначається за залежністю:

$$M_w = \frac{kF V_a^2 r_\partial g}{u_i u_p}, \quad (2.18)$$

де kF – фактор опору повітря.

Момент, що витрачається двигуном КТЗ при русі на підйом чи набувається при спуску, визначається за залежністю:

$$M_r = \frac{(m_0 + m_\epsilon) r_\partial g \sin \alpha}{u_i u_p}, \quad (2.19)$$

де α – кут повздовжнього нахилу дороги.

Координата z муфти регулятора визначається з рівняння його динамічної рівноваги, приведеного до осі муфти [125]:

$$m_{np} \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + \nu \frac{\partial z}{\partial t} + E = P_\epsilon, \quad (2.20)$$

де m_{np} – приведена до муфти маса всіх рухомих деталей регулятора;

ν – коефіцієнт в'язкого тертя, що визначається за лінійною або поліноміальною залежністю від кутової швидкості або задається середнім значенням для діапазону кутових швидкостей;

P_ϵ – відцентрова сила вантажів регулятора;

E – відновлююча сила регуляторних пружин.

Для гранично-всережимного регулятора з обмежувачем коливань рейки паливного насосу коливання мають несиметричний характер так як при зростанні $m_{\Sigma f}$ збільшується приведена до муфти жорсткість пружин регулятора на коректорній гілці характеристики, зменшуючи амплітуду коливань при її переміщенні в сторону збільшення подачі палива (тобто в цьому випадку регулятор працює по коректорній характеристиці).

В результаті рівняння (2.16) можна записати у вигляді системи рівнянь: при збільшенні навантаження зовнішньої збуджуючої дії:

$$E_K = c_K (y_K + z), \quad (2.21)$$

де c_K – жорсткість пружин коректора;

y_K - попередній натяг коректорних пружин;

при зменшенні навантаження зовнішньої збуджуючої дії:

$$E_P = c_{np} (y + z), \quad (2.22)$$

де c_{np} – жорсткість пружини регулятора, що визначається за лінійною або поліноміальною залежністю від кутової швидкості або задається середнім значенням для діапазону кутових швидкостей;

y - попередній натяг пружини регулятора.

Відцентрова сила вантажів визначається за емпіричною залежністю від кутової швидкості вала, вантажів регулятора ω_{nn} та координати муфти регулятора z , що отримується за відповідними швидкісними характеристиками регулятора [123]:

$$P_g = p_{11} \omega_{nn}^2 + p_{12} \omega_{nn} z + p_1 \omega_{nn} + p_2 z + p_0, \quad (2.23)$$

де $p_{11}, p_{12}, p_1, p_2, p_0$ – постійні коефіцієнти.

При визначенні втрат на розсіювання енергії зазвичай допускають, що в пружній системі всі зміни опору, що викликані коливаннями зовнішнього навантаження, практично пропорційні швидкості, як при в'язкому терті [79], тобто момент розсіювання енергії, що діє на коливальні маси двигуна і КТЗ можна визначити з рівняння 2.24:

$$M_o = \xi \frac{\partial \varphi_z}{\partial t}, \quad (2.24)$$

де ξ – коефіцієнт розсіювання енергії;

φ_z - кут закручування одномасової системи КТЗ.

При роботі дизеля на регуляторній характеристиці зміна зовнішнього навантаження викликає зміну моментів, які скручують колінчастий вал двигуна, вали трансмісії та шини, що призводить до переходу системи в новий фазовий стан за коливальним чи аперіодичним законом. Рівняння руху, приведені до колінчастого вала одномасової системи під дією гармонічного моменту $M_{\Sigma f}$ має вид:

$$M_{jz} + M_o + M_n = M_{\Sigma f}, \quad (2.25)$$

де M_{jz} – приведений до осі колінчастого вала момент сил інерції, що виникає при зміні кута закручування;

M_n - момент пружних сил.

$$M_n = c_\phi \varphi_z, \quad (2.26)$$

де c_ϕ – приведена до осі колінчастого вала крутильна жорсткість одномасової системи КТЗ, Н·м.

Момент сил інерції, що виникає при зміні кута закручування, визначається за залежністю

$$M_{jz} = (I_{np} + I_{\partial}) \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2}, \quad (2.27)$$

В результаті перетворень рівняння (2.25) можна записати в наступному виді

$$(I_{np} + I_{\partial}) \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} + \xi \frac{\partial \varphi_z}{\partial t} + c_{\partial} \varphi_z = M_{\Sigma f}, \quad (2.28)$$

Вільний рух одномасової системи з опором виражається рівнянням (2.28), при умові якщо прирівняти нулю ліву частину цього рівняння, тоді отримаємо:

$$(I_{np} + I_{\partial}) \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} + \xi \frac{\partial \varphi_z}{\partial t} + c_{\partial} \varphi_z = 0, \quad (2.29)$$

При описанні перехідних процесів в САРЧ КТЗ, які мають аперіодичний характер [41], значення коефіцієнта розсіювання енергії ξ може знаходитись в межах:

$$\xi \geq 2\omega_{\partial}(I_{np} + I_{\partial}), \quad (2.30)$$

де ω_{∂} — власна кутова частота коливань, c^{-1}

$$\omega_{\partial} = \sqrt{\frac{c_{\partial}}{I_{np} + I_{\partial}}}, \quad (2.31),$$

а для затухаючого коливального процесу коефіцієнт розсіювання енергії ξ менший за критичне значення [41]:

$$\xi < 2\omega_e(I_{np} + I_o), \quad (2.32)$$

2.4. Складання програми розрахунку перехідних процесів в САРЧ дизеля КТЗ з гранично-всережимним регулятором і визначення втрат енергії на розсіювання енергії при русі.

Проаналізуємо на математичній моделі руху КТЗ [71] вплив зміни зовнішнього опору руху за фіксованого положення важеля керування регулятором на:

періодичне зниження потужності двигуна, викликане інерційністю механічного регулятора і в'язкого тертя в рухомих деталях регулятора;

додаткові втрати енергії двигуна на розсіювання енергії через виникнення відносних коливань у валах і всіх елементах трансмісії та двигуна [71];

втрати енергії, пов'язані з виникненням позаштатних режимів роботи регулятора частоти обертання колінчастого вала двигуна, наприклад, режиму биття і режиму некерованого періодичного повного вимикання подачі палива в тяговому режимі [71].

Так як частіше всього при дослідженні динаміки двигунів КТЗ прийнято їх силові зв'язки розглядати, як абсолютно жорстку систему, і вважати, що крутний момент двигуна, який витрачається на збільшення потенціальної (при русі КТЗ на підйом) чи кінетичної (при прискоренні) енергії, повертається назад при спуску та уповільненні відповідно [69]. В реальних умовах КТЗ з двигуном є системою з пружними зв'язками, тому робота індикаторного крутного моменту двигуна, що витрачається на зміну кінетичної чи потенціальної енергії завжди більше тієї, що повертається

транспортному засобу при поверненні на попередній енергетичний рівень, на величину втрат на розсіювання енергії [76] в елементах трансмісії, двигуні та шинах.

В результаті узагальнена уточнена математична модель САРЧ дизеля з врахуванням коливального руху КТЗ, яка представляє собою систему трьох диференціальних рівнянь (2.12, 2.27, 2.20) рівнянь динамічного балансу КТЗ і коливального руху валів двигуна і трансмісії, приведених до осі колінчастого вала, та приведенного до осі муфти регулятора рівняння його динамічної рівноваги. Застосування сучасних електронно-обчислювальних технологій дозволяє вирішувати задачу Коші для диференціальних рівнянь і їх систем методом числового інтегрування.

При законі коливань рейки паливного насосу, що має несиметричний характер, через різну жорсткість пружин регулятора і коректора при збільшенні або зменшенні зовнішньої збуджуючої дії зменшується загальна амплітуда коливань рейки паливного насосу, тобто і M_{Σ} .

Числове інтегрування рівнянь засобами MathCAD виконуємо для диференціальних рівнянь, вирішених відносно похідної найвищого порядку. В результаті відповідних перетворень отримуємо систему диференціальних рівнянь для двигуна КТЗ з гранично-всережимним регулятором виду:

при зменшенні навантаження зовнішньої збуджуючої дії на регуляторній гілці швидкісної характеристики:

$$\begin{cases} \frac{\partial \omega_{\partial n}}{\partial t} = \frac{M_{ik} - M_{\partial m} - M_{mm} - M_f - M_w - M_r - |M_{\partial}|}{I_{np} + I_{\partial}} \\ \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = \frac{P_B - E_{\kappa} - \nu \frac{\partial z}{\partial t}}{m_{np}} \\ \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t^2} = \frac{M_{ik} - |M_{\partial}| - M_n}{I_{np} + I_{\partial}} \end{cases}, \quad (2.33)$$

при збільшенні навантаження зовнішньої збуджуючої дії на коректорній гілці швидкісної характеристики:

$$\begin{cases} \frac{\partial \omega_{\partial n}}{\partial t} = \frac{M_{i\kappa} - M_{\partial m} - M_{m\kappa} - M_f - M_w - M_r - |M_{\partial}|}{I_{np} + I_{\partial}} \\ \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = \frac{P_B - E_p - \nu \frac{\partial z}{\partial t}}{m_{np}} \\ \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} = \frac{M_{i\kappa} - |M_{\partial}| - M_n}{I_{np} + I_{\partial}} \end{cases}, \quad (2.34)$$

Величини, що входять в системи (2.33, 2.34) визначаються алгебраїчними рівняннями (2.5...2.10, 2.13, 2.14, 2.16, 2.18, 2.19, 2.21... 2.23, 2.26).

Початкові умови інтегрування для систем рівнянь (2.33, 2.34): кутова швидкість $\omega_{\partial n}^{уст}$, колінчастого вала, попередній натяг пружини регулятора $y^{уст}$, кут закручування $\varphi_z^{уст}$ за усталеного режиму руху КТЗ визначаються за залежностями:

$$\omega_{\partial n}^{уст} = \frac{V_a^{уст} u_i u_p}{r_{\partial}}, \quad \omega_{\partial n}^{уст} = \frac{V_a^{уст} u_i u_p}{r_{\partial}}, \quad (2.34)$$

$$y^{уст} = \frac{P_v^{уст}}{c_{np}} - z^{уст}, \quad y_{\kappa}^{уст} = \frac{P_v^{уст}}{c_{\kappa}} - z_{\kappa}^{уст}, \quad (2.35)$$

$$\varphi_z^{уст} = \frac{M_{i\kappa}^{уст}}{\xi}, \quad \varphi_z^{уст} = \frac{M_{i\kappa}^{уст}}{\xi}, \quad (2.36)$$

Положення муфти регулятора $z^{уст}$ за усталеного режиму руху КТЗ визначається за сумарним моментом опору руху $M_{\Sigma f}^{уст}$.

В якості керуючого сигналу будемо розглядати зміну за часом попереднього натягу пружини регулятора $y = f(t)$ або коефіцієнта опору

коченню $f_0 = f(t)$. Форма керуючого сигналу може задаватись довільно (як постійна, одинична ступінчаста чи одинична імпульсна прямокутна, трикутна, гармонійна функція тощо).

Для випадку стендових випробувань безпосередньо двигуна (наприклад, при скиданні чи накиданні навантаження або розгоні чи гальмуванні зміною положення важеля керування) сумарний момент опору $M_{\Sigma f}$ замінюється гальмівним моментом стенда M_e , величина якого може визначатись в залежності від кутової швидкості колінчастого вала $\omega_{\text{дн}}$, або задаватись законом зміни за часом, а приведений момент інерції мас I_{np} замінюється моментом інерції мас гальмівної машини I_e .

Втрати енергії в коливальній системі КТЗ викликає падіння потужності за рахунок втрат на розсіювання енергії при неусталених режимах руху КТЗ, що визначається коефіцієнтами зниження індикаторної чи ефективної потужності.

$$N_i = \frac{N_i^{уст} - N_i^{сеп}}{N_i^{уст}}, \quad (2.37)$$

$$N_e = \frac{N_e^{уст} - N_e^{сеп}}{N_e^{уст}}, \quad (2.38)$$

де $N_i^{уст}, N_i^{сеп}, N_e^{уст}, N_e^{сеп}$ – індикаторна та ефективна потужності двигуна за неусталеного та середнього режимів роботи, кВт.

Відношення втрат на розсіювання енергії до середнього значення крутного моменту за неусталеного режиму умовно можна представити як величину відносних втрат крутного моменту в двигуні і трансмісії η_e , %

$$\eta_e = \frac{M_{\partial}^{сеп}}{M_{ик}^{сеп}}, \quad (2.39)$$

2.5 Розрахунок масових викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

Визначення масових викидів ШР у відпрацьованих газах виконуємо згідно методики, що викладена в роботі [123]. Маса ШР, що потрапляють в атмосферу з ВГ, залежить, як від концентрації i -ої ШР K_i , так і об'єму продуктів згорання палива.

Масу ШР, що входять в склад ВГ, визначаємо за залежністю:

В сухих продуктах згорання палива:

$$G_i = \frac{K_i}{100} \cdot \mu_i \cdot M_{BG}, \text{ кг/год} \quad (2.40)$$

В вологих продуктах згорання палива:

$$G_i = \frac{K_i}{100} \cdot \mu_i \cdot M_{BG}^B, \text{ кг/год}, \quad (2.41)$$

де K_i - концентрація i -ої речовини, об'ємних %;

$\frac{K_i}{100} = \tau_i$ - об'ємні долі окремих компонентів у ВГ;

M_{BG} - кількість молей сухих продуктів згорання палива, кмолей/год;

M_{BG}^B - кількість молей вологих продуктів згорання палива, кмолей/год;

μ_i - молярна маса i -го ШР.

Кількість молей продуктів згорання палива визначаємо по витраті повітря та палива по рівнянням теорії ДВЗ:

$$M_{BG} = a(bG_n + G_{нов}), \text{ кмоль/год} \quad (2.42)$$

$$M_{BG}^B = a_1(b_1G_n + G_{нов}), \text{ кмоль/год} \quad (2.43)$$

де a, b, a_1, b_1 - постійні коефіцієнти.

Визначення маси часток у ВГ, виконуємо по концентрації їх у масових одиницях об'єму ВГ:

$$G_c = C_c \cdot V_{BG} \cdot 10^3, \text{ кг/год} \quad (2.44)$$

Об'єм вологих ВГ, приведений до нормальних фізичних умов, розраховуємо за залежністю:

$$V_{BG} = M_{BG}^B \cdot 22,4, \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.45)$$

При розрахунках кількості ВГ приймаємо, що для дизеля, працюючого при $\alpha > 1$ проходить повне згоряння палива. Приймаємо, що склад ВГ складається з наступних основних компонентів: діоксиду вуглецю CO_2 , водяних парів H_2O , надлишкового кисню O_2 , атмосферного азоту N_2 .

Кількість продуктів згоряння палива, кмолей/кг
вологих продуктів:

$$M_{BG}^B = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{q_C}{12} + \frac{q_H}{2} + 0,21(\alpha - 1)L_o + 0,79\alpha \cdot L_o, \quad (2.46)$$

сухих продуктів:

$$M_{BG} = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{q_C}{12} + 0,21(\alpha - 1)L_o + 0,79\alpha \cdot L_o, \quad (2.47)$$

де q_C, q_H - масові частки вуглецю і водню в паливі;

α - коефіцієнт надлишку повітря;

L_o - теоретично необхідна кількість палива для згорання палива, кмолей/кг.

Годинна витрата палива G_{in} та масові викиди шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ) $G_{CO}, G_{CH}, G_{NO}, G_C$, як показують експериментальні дослідження [76], задовільно описуються поліномом третього порядку для режимів примусового та активного холостого ходів показники роботи дизеля визначали тільки в залежності від частоти обертання колінчастого вала n_ϕ і ефективного крутного моменту M_K виду

$$G_i = a_0 + a_1 \cdot n_\phi + a_2 \cdot M_K + a_5 \cdot n_\phi \cdot M_K + a_3 \cdot n_\phi^2 + a_4 \cdot M_K^2 + a_8 \cdot n_\phi^2 \cdot M_K + a_9 \cdot n_\phi \cdot M_K^2 + a_6 \cdot n_\phi^3 + a_7 \cdot M_K^3, \quad (2.48)$$

де $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9$ – постійні коефіцієнти полінома;

Розглядаючи аргументом полінома (2.40) різницю ефективного моменту M_e та моменту втрат на розсіювання енергії M_ϕ , можна визначити витрату палива G_{is} та масові викиди ШР з ВГ з врахуванням компенсації втрат на розсіювання енергії (тобто з врахуванням збільшення витрати палива внаслідок необхідності збільшення крутного моменту на величину втрат моменту на розсіювання енергії)

$$G_{is} = a_0 + a_1 \omega_{\phi n} + a_2 (M_e - M_\phi) + a_5 \omega_{\phi n} (M_e - M_\phi) + a_3 (M_e - M_\phi)^2 + a_4 \omega_{\phi n}^2 + a_8 (M_e - M_\phi)^2 \omega_{\phi n} + a_9 (M_e - M_\phi) \omega_{\phi n}^2 + a_6 (M_e - M_\phi)^3 + a_7 \omega_{\phi n}^3, \quad (2.49)$$

Таким чином приймаємо, що залежності між вхідними вихідними ($M_e, G_n, G_{nov}, G_{ico, CH}$ та іншими) параметрами системи автоматичного регулювання дизеля в умовах неусталених режимів руху можуть описуватися квазістатичними рівняннями, характеристики яких отримані дослідним шляхом при випробуваннях двигуна на моторному стенді і описання відповідними поліноміальними залежностями.

Відповідне відносне збільшення витрати палива та масових викидів ШР з ВГ за умов неусталеного режиму руху КТЗ можна визначити за виразом

$$\eta_G \frac{G_{i6}^{sep} - G_i^{sep}}{G_i^{sep}}, \quad (2.50)$$

Коефіцієнти полінома (2.49) отримуємо апроксимацією навантажувальних і токсичних характеристик методом найменших квадратів.

Таким чином, уточнена динамічна модель САРЧ дизеля КТЗ, яка дозволяє визначати зміну параметрів САРЧ в перехідних процесах, викликаних, як зміною опору руху КТЗ, так і зміною положення важеля керування регулятором, а саме: зміну крутного моменту і потужності двигуна, кутової швидкості і прискорення колінчастого вала, координати рейки ПНВТ, концентрацій і масових викидів ШР з ВГ, витрати палива, втрат енергії на розсіювання тощо.

Програма розрахунку параметрів САРЧ в перехідних процесах приведена в Додатку А.

2.6 Розрахунково-експериментальна методика визначення розсіювання енергії КТЗ в умовах неусталених режимів руху.

Більшість дизелів КТЗ сільськогосподарського значення обладнанні всережимним механічним регулятором частоти обертання. Робота таких регуляторів може неоднозначно впливати на величину додаткових затрат на розсіювання енергії КТЗ за умов неусталених режимів руху, оскільки специфіка роботи всережимного регулятора веде до збільшення амплітуди коливань крутного моменту. Завданням даного дослідження є розроблення методики визначення затрат на розсіювання енергії в коливальному русі КТЗ, тобто методики визначення коефіцієнта розсіювання енергії ξ , що входить в рівняння визначення моменту розсіювання енергії 2.24. Для вирішення цього рівняння приймемо, що коливання носять усталений характер, тобто енергія, що підводиться моментом збудження рівна енергії, яка розсіюється.

Відомо, що крутний момент двигуна і його кутова швидкість навіть за усталеного режиму роботи безперервно змінюється. Ці зміни викликані циклічністю роботи двигуна з частотним спектром для Д-241 40-70 Гц.

Частотний спектр зміни тягового опору КТЗ і ефективного крутного моменту двигуна при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій знаходиться в межах від 0 до 4 Гц. В зоні частот більше 5 Гц САРЧ двигуна практично не встигає реагувати на зміну зовнішнього опору.

Для спрощення розрахунків приймемо, що основним частотним спектром і амплітудою коливань крутного моменту двигуна, за умов неусталених режимів руху за фіксованого положення важеля управління є частота і амплітуда коливань рейки паливного насоса, що викликані зміною імпульсів сил зі сторони двигуна чи споживача енергії.

Для визначення m_{∂} експериментальним шляхом визначаємо збільшення витрати палива КТЗ при його русі з значними коливаннями рейки паливного насоса по відношенню його руху з незначними коливаннями:

$$\Delta G_n = (G_n^B - G_n^{TB}), \quad (2.51)$$

де G_n^B - витрата палива КТЗ при русі ділянкою дороги з всережимним регулятором, кг/год;

G_n^{TB} - витрата палива КТЗ при русі ділянкою дороги з гранично-всережимним регулятором, кг/год.

Кількість затраченої на розсіювання енергії теплоти, кДж/год:

$$Q_{\partial} = \Delta G_n \cdot h_H \cdot 10^3, \quad (2.52)$$

де h_H - нижча теплота згорання палива, $h_H = 42500$, кДж/кг.

Середнє значення розсіяної на розсіювання енергії потужності N_{∂} , Вт:

$$N_{\partial} = \frac{Q_{\partial}}{3600} \cdot \eta_e \cdot 10^3, \quad (2.53)$$

де η_e - ефективний ККД двигуна на режимі, що розглядається.

За значенням розсіяної на розсіювання енергії потужності визначаємо значення втраченого (розсіяного) моменту, Н·м:

$$M_{\partial} = \frac{N_{\partial} \cdot 9550}{n_{сер} \cdot 10^3}, \quad (2.54)$$

де $n_{сер}$ - середнє значення частоти обертання колінчастого вала при русі ділянкою ґрунтової дороги.

Значення приведенного кута закручування колінчастого вала, рад:

$$\Delta \varphi = \frac{A_M}{C_{прт}}, \quad (2.55),$$

де A_M - амплітуда коливань крутного моменту, Н·м;

$C_{прт}$ - приведена до осі колінчастого вала крутильна жорсткість.

Приведена до колінчастого вала жорсткість всіх елементів трансмісії визначаємо з умови рівності приведеної піддатливості всієї системи сумі піддатливостей окремих елементів:

$$\frac{1}{C_{прт}} = \frac{U_{\Gamma}^2 \cdot U_P^2 \cdot U_K^2}{C_{пртTP}} + \frac{U_{\Gamma}^2 \cdot U_P^2 \cdot U_K^2}{C_{пртШ}} + \frac{U_P^2 \cdot U_K^2}{C_{КП1}} + \frac{U_K^2}{C_{КП2}} + \frac{1}{C_{ПВ}}, \quad (2.56),$$

де $\frac{1}{C_{прт}}$ - піддатливість окремих елементів трансмісії;

$C_{пртTP}$ - приведена жорсткість всіх валів трансмісії;

$C_{пртШ}$ - приведена жорсткість шин.

Для спрощення розрахунків в зв'язку з відносно невеликим значенням 3-5 членів рівняння знехтуємо ними, тоді приведена жорсткість елементів трансмісії:

$$C_{нрм} = \frac{C_{нрмШ} \cdot C_{нрмТР}}{U_{Г}^2 \cdot U_{Р}^2 \cdot U_{К}^2 \cdot (C_{нрмШ} + C_{нрмТР})}, \quad (2.57),$$

Де $C_{нрмі}$ - крутильна жорсткість (шин, валів, редуктора головної передачі, карданного вала, валів коробки передач).

Коефіцієнт розсіювання енергії ξ визначаємо:

$$\xi = \frac{M_o}{\frac{\partial \varphi}{\partial t}}, \quad (2.58)$$

замінивши похідну $\frac{d\varphi}{dt}$ на приріст кінцевих величин за $\frac{1}{4}$ періоду коливань

$4 \frac{\Delta \varphi}{T}$, отримаємо:

$$\Delta \xi = M_o \frac{T}{4 \Delta \varphi}, \quad (2.59)$$

де T – період коливань крутного моменту і кутової швидкості.

Теоретична оцінка розсіювання енергії в трансмісії трактора за окремими елементами не дає задовільних результатів. В зв'язку з великою кількістю факторів, що впливають на неї. При кількісній оцінці коефіцієнту розсіювання енергії простіше за все визначити суму загального розсіювання енергії у всій системі трансмісії шинах і т.п., визначити характер розсіювання енергії, тобто зв'язок непружних сил з прийнятими загальними координатами [126].

У відповідності з прийнятими умовами, що загальний коефіцієнт ξ лінійно залежить від A_M . Приймаючи, що розсіювання енергії рівні нулю при відсутності коливань моменту.

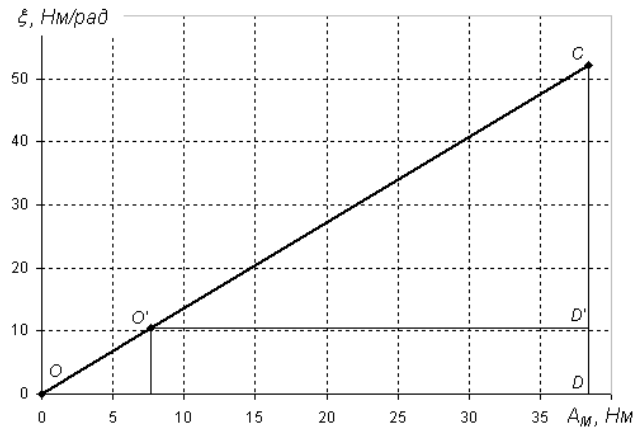


Рисунок 2.3 - Зміна коефіцієнта розсіювання енергії в залежності від амплітуди коливань крутного моменту.

З подібності трикутників OCD і $O'CD'$ лінійною пропорцією визначаємо величину ξ

$$\xi = \Delta \xi \frac{A_M^B}{A_M^B - A_M^{IB}} \quad (2.60)$$

де A_M^B, A_M^{IB} - амплітуда коливань крутного моменту при всережимному і гранично-всережимному регулюванні двигуна.

2.7 Висновки до 2 розділу.

1. Уточнена математична модель САРЧ дизеля з врахуванням коливального руху КТЗ, яка дає повну картину розподілення потенційної енергії, що отримується при згоранні палива в двигуні і перетворення її в кінетичну енергію поступального, обертального і коливального руху КТЗ.

2. Для гранично-всережимного регулятора з обмежувачем коливань рейки паливного насоса коливання мають несиметричний характер, так як при зростанні $m_{\Sigma f}$ збільшується приведена до муфти жорсткість пружин регулятора на коректорній гілці характеристики, зменшуючи амплітуду коливань при її переміщенні в сторону збільшення подачі палива.
3. Складена програма розрахунку динамічної моделі САРЧ дизеля КТЗ, яка дозволяє визначати зміну тягово-швидкісних і паливо-економічних та екологічних показників двигуна в умовах неусталених режимів руху КТЗ, а також визначити нецільові затрати енергії двигуна на опір коливанням КТЗ.
4. Розроблена методика розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії, яка враховує розсіювання енергії двигуна в умовах неусталених режимів руху.

РОЗДІЛ III. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНОГО РЕГУЛЯТОРА З ПАРАМЕТРАМИ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМАХ.

3.1. Мета і задачі експериментальних досліджень.

Метою експериментальних досліджень є вибір раціонального способу регулювання потужності дизеля який буде забезпечувати зниження нецільових втрат енергії в умовах неусталених режимів роботи КТЗ для покращення паливної економічності та зменшення викидів ШР.

У відповідності до поставленої мети в задачі дослідження входило:

1. Визначення швидкісних характеристик паливоподачі паливного насоса 4УТН-М зі всережимним, однорежимним, гранично-всережимним і комбінованим регуляторами на безмоторному стенді.
2. Визначення швидкісних характеристик дизеля Д-241 з паливним насосом 4УТН-М при різних способах регулювання дизеля.
3. Визначення серії навантажувальних характеристик дизеля для отримання поліноміальних залежностей, що описують енергетичні, паливно-економічні і екологічні показники двигуна (частоту обертання колінчастого вала, ефективний крутний момент, годинну витрату палива, концентрації оксидів вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту, димність) в різних швидкісних і навантажувальних режимах.
4. Визначення коефіцієнта в'язкого тертя регулятора та перевірка адекватності динамічної математичної моделі САРЧ дизеля.
5. Перевірка адекватності динамічної математичної моделі.

3.2. Методика експериментальних досліджень.

Безмоторні дослідження паливного насосу 4УТН-М з серійним всережимним і макетним зразком універсального регулятора виконувались на безмоторному стенді НС-104. Моторні дослідження виконувались на дизелі Д-241, встановленому на гальмівному стенді СГЕУ-55.

Швидкісні характеристики паливного насосу 4УТН-М з серійним всережимним і макетним зразком гранично-всережимного регуляторами визначались у відповідності з вимогами ДСТУ 10578:2003 [127] і рекомендаціями, викладеними в роботах ГОСТ 17.2.2.05-97 [128], ГОСТ 17.2.2.02-98 [129].

Регульовальні параметри паливного насосу 4УТН-М, призначеного для встановлення на двигуні Д-241, наведені в табл. 3.1. Дані взяті із технічних умов на регулювання паливного насосу типу 4УТН-М.

Таблиця 3.1 - Регульовальні параметри паливного насосу 4 УТН-М

№	Параметри	Числові значення
1.	Номінальна частота обертання кулачкового вала насосу, n , хв^{-1}	1050
2.	Циклова подача палива при номінальній частоті обертання, $q_{\text{ц,ном}}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	67,5–1,5
3.	Частота обертання кулачкового вала насосу, що відповідає максимальній частоті холостого ходу дизеля Д-240, хв^{-1}	1050+20
4.	Циклова подача паливного насосу на максимальних обертах холостого ходу, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	25,5
5.	Частота обертання кулачкового вала насосу, що відповідає максимальному крутному моменту, хв^{-1}	750–20
6.	Коефіцієнт корекції подачі палива	1,15–1,2

ПНВТ випробовувався і регулювався у відповідності з вимогами регулювальних параметрів, наведених в табл.3.1, на безмоторному стенді NC-104 (рис. 3.1).



а



б

Рисунок 3.1 - Паливний насос 4УТНМ на безмоторному стенді NC-104

а – загальний вид стенда;

б – паливний насос з гранично-всережимним регулятором

Замір витрати палива на безмоторному стенді здійснювався об'ємним способом за 100...300 впорскувань за допомогою мірних колб з ціною поділки 2 мм³. На стенді для регулювання паливної апаратури були встановлені стендові форсунки з імітаторами стендових розпилювачів, відрегульовані на тиск початку подачі палива $p_{\text{н}} = 17$ МПа.

В результаті безмоторних досліджень ПНВТ з всережимним, однорежимним, гранично-всережимним та комбінованим регуляторами було визначено формування закону паливоподачі від частоти обертання кулачкового вала насоса за різних налаштувань регуляторів, що випробовуються, а також визначені швидкісні характеристики паливоподачі за різних фіксованих положень рейки ПНВТ.

Швидкісні і навантажувальні характеристики визначались у відповідності з ГОСТ 18509-88 [130].

Моторні експериментальні дослідження проводились на дизельному паливі ДСТУ 4840-2007 [131]. Швидкісна характеристика примусового холостого ходу визначалась в діапазоні від 1470 до 900 хв⁻¹. Серія

навантажувальних характеристик визначалась в режимах з частотами обертання $n = 1100, 1350, 1600, 1850$ та 2100 хв^{-1} .

Зовнішні швидкісні характеристики з регуляторними гілками зі всережимним, гранично-всережимним і іншими типами регуляторів визначались в діапазоні частот обертання колінчастого вала від $n_{\text{м max}}$ (частота обертання, яка відповідає максимальному крутному моменту) до $n_{\text{хх max}}$ (частота обертання, яка відповідає максимальній частоті обертання холостого ходу).

При визначенні швидкісних і навантажувальних характеристик вимірювались: ефективний крутний момент двигуна M_e , момент механічних втрат в двигуні M_m , частота обертання колінчастого вала n , час заміру дози палива $\tau_{\text{п}}$ і повітря $\tau_{\text{пов}}$, температури відпрацьованих газів $t_{\text{вг}}$, охолоджуючої рідини $t_{\text{ор}}$ і оливи $t_{\text{м}}$, тиск оливи в системі мащення $p_{\text{м}}$, концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах (оксиду вуглецю C_{CO} , вуглеводнів $C_{\text{C}_m\text{H}_n}$, оксидів азоту C_{NO_x}), димність відпрацьованих газів N .

Розрахунковим способом визначались: індикаторна N_i і ефективна N_e потужності двигуна, годинні витрати палива $G_{\text{п}}$ і повітря $G_{\text{пов}}$, коефіцієнт надлишку повітря α , питома витрата палива g_e , масові викиди шкідливих речовин G_{CO} , $G_{\text{C}_m\text{H}_n}$, G_{NO_x} , $G_{\text{с}}$.

Показники токсичності відпрацьованих газів визначались в сухих продуктах згоряння палива, згідно методики ДСТУ 4277:2004 [132], димність – згідно методики, викладеній у ДСТУ 4276:2004 [133]. При визначенні вмісту ШР у ВГ використовувались рекомендації, викладені в ОСТ 37.001.054–86 [134] і ГОСТ 17.2.1.01–76 (СТ СЕВ 136678) [135], відносно місця відбору проб ВГ.

Оцінка динамічних показників виконувалась на дизелі Д-241, встановленому на гальмівному стенді СГЕУ-55. На дизелі встановлювався

насос 4УТНМ зі штатним всережимним і макетним зразком гранично-всережимного регулятора.

При дослідженні динамічних властивостей дизеля виконувався запис зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала дизеля ω , переміщення рейки ПНВТ h , за допомогою вимірювального комплексу, який включає датчики частоти обертання, переміщення рейки, USB-Oscilloscope, ПК (рис. 3.2).



Рисунок 3.2 – Вимірювальний комплекс, який включає USB-Oscilloscope, ПК

3.3. Об'єкт експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження виконувались на дизелі Д-241, обладнаному ПНВТ 4УТН-М зі всережимним, однорежимним, гранично-всережимним та комбінованим регуляторами.

Об'єктом безмоторних випробувань був ПНВТ 4УТН-М (рис. 3.1,б), виготовлений у 2005 р., який відповідає вимогам заводу-виробника. ПНВТ був встановлений на стенді для випробувань паливної апаратури Motorpal NC-104 (рис. 3.1,а). До початку досліджень насос напрацював близько 80 годин. На паливному насосі, в залежності від призначення використовувались: всережимний серійний регулятор, розроблений гранично-всережимний регулятор, однорежимний або комбінований регулятори частоти обертання дизеля.

Об'єктом моторних стендових досліджень був дизель 4Ч11,0/12,5 (Д-241) №985654 (рис. 3.3) виготовлений на Мінському моторному заводі у 1992 році, який відповідає вимогам заводу виробника. До початку досліджень дизель відпрацював близько 1600 годин, був обладнаний повітряним фільтром та водяним радіатором системи охолодження.



Рисунок 3.3 - Двигун Д-241 на моторному стенді

Схема установки для проведення моторних досліджень дизеля Д-241 показана на рис.3.4.

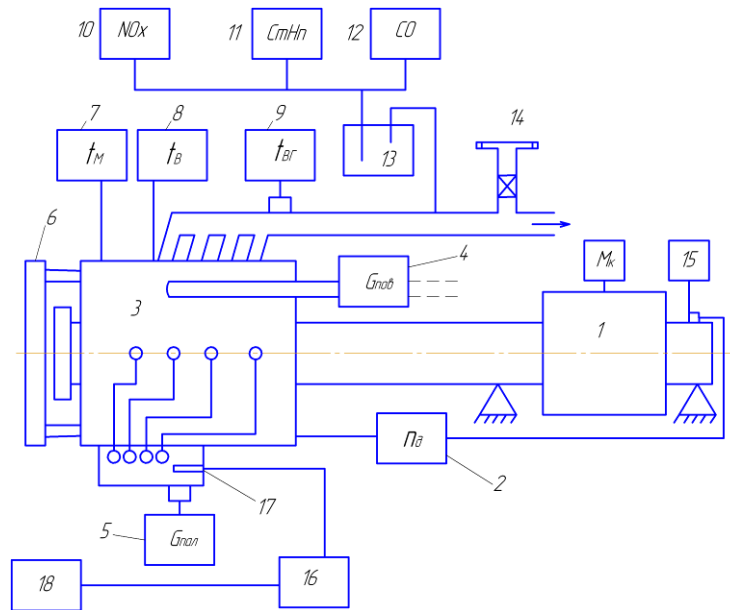


Рисунок 3.4 – Схема установки для проведення моторних досліджень дизеля Д-241

- 1 – стенд СГЕУ-55 з електрогальмівною машиною АКБ-92-4;
- 2 – прилад для вимірювання частоти обертання колінчастого вала двигуна;
- 3 – двигун;
- 4 – витратомір повітря (РГ-600);
- 5 – ваговий пристрій для вимірювання витрати палива;
- 6 – радіатор;
- 7, 8, 9 – термометри для вимірювання температури охолоджуючої рідини, відпрацьованих газів та оливи відповідно;
- 10, 11, 12 – прилади для вимірювання концентрації у ВГ оксиду вуглецю CO , вуглеводнів C_mH_n , оксидів азоту NO_x відповідно;
- 13 – осушувач проб ВГ;
- 14 – вимірювач димності ИНА -109;
- 15 – тахогенератор;
- 16 – USB-Oscilloscope;
- 17 – датчик переміщення рейки паливного насосу;
- 18 – ПК.

Відведення відпрацьованих газів за межі приміщення здійснювалося через випускную трубу внутрішнім діаметром 90 мм і довжиною біля 9 м, яка

була виведена на дах будівлі. Технічна характеристика дизеля Д-241 наведена в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Технічна характеристика дизеля Д-241

Робочий об'єм, л	4,75
Діаметр циліндра, мм	110
Хід поршня, мм	125
Ступінь стискання	16
Номинальна потужність, кВт	52,9
Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	2100
Запас крутного моменту, %	15
Ступінь нерівномірності регулятора, %	8
Питома витрата палива, г/кВтгод	235
Максимальний крутний момент, Нм	268,8
Частота обертання за максимального крутного моменту, хв ⁻¹	1400
Маса, кг	430...490

Випробування проводилися на дизельному паливі марки Л ДСТУ 4840:2007 [131], в дизель було залито моторну оливу марки М-10Г2(к) ГОСТ 8581-78 [136]. При моторних дослідженнях використовувались серійні форсунки ФД-22 та серійні нагнітальні трубки високого тиску довжиною 400 мм та внутрішнім діаметром 2+0,15 мм.

3.4. Прилади, обладнання, апаратура, використані для проведення експериментальних досліджень.

Оцінка похибок вимірювань при експериментальних дослідженнях здійснювалося виходячи з методу вимірювання. При прямих і опосередкованих одноразових вимірюваннях похибки вимірювань визначаються похибками використовуваних приладів. В табл. 3.3 приведені дані про вимірювальну апаратуру і прилади, що використовувались при експериментальних дослідженнях. Наведені дані дозволяють зробити

висновки про те, що вони відповідають вимогам, які пред'являються до виміральної апаратури.

При проведенні експериментальних досліджень виконувалися прямі і опосередковані багатократні вимірювання.

Схеми датчиків для вимірювання динамічних властивостей дизеля, а саме: кутової швидкості обертання колінчастого вала ω та переміщення рейки ПНВТ h показані на рис. 3.5 та 3.6. Вимірювання проводились за допомогою вимірального комплексу, що включає в себе датчики частоти обертання, переміщення рейки, витрати палива, USB-Oscilloscope та ПК.

Таблиця 3.3 - Похибки вимірювань приладів і обладнання

Вимірювана величина	Розмірність	Засоби вимірювання	Похибка
Крутний момент	Нм	динамометр гальмівного стенда	0,5
Частота обертання колінчастого вала	хв^{-1}	тахометр цифровий ТЦ-3М	$\pm 0,1 \%$
Витрата палива при стендових випробуваннях	кг/год	терези типу ВНЦ	0,5 %
Витрата палива при дорожніх випробуваннях	л/год	витратомір палива EDM 1403	0,001%
Витрата повітря	$\text{м}^3/\text{год}$	газовий лічильник	1,5 %
Температура повітря на вході	К	спиртовий термометр	1 %
Тиск повітря	Па (мм. рт. ст.)	барометр -анероїд НД-49-А	$\pm 67 (\pm 0,5)$
Тиск оливи в системі мащення двигуна	Па ($\text{кГс} / \text{см}^2$)	манометр кл. 2,5	9800 (0,1)
Температура води	К	термометр ТПП-СК	+1,0
Температура оливи	К	Логометр	$\pm 1,0$
Час заміру дози палива	с	секундомір	$\pm 0,1$
Вміст шкідливих речовин в складі відпрацьованих газів: оксиду вуглецю CO	%	газоаналізатор ИНФРАКАР08.01М	$\pm 5,0 \%$

оксидів азоту NO_x ,	млн ⁻¹	газоаналізатор 344ХЛ01	±20,0 %
вуглеводнів C_mH_n ;	млн ⁻¹	газоаналізатор ИНФРАКАР 08.01М	±5,0 %
Час заміру мірної дози витрати палива	с	Витратомір EDM 1403	0,0001
Шлях	м	Рулетка	±0,5 %

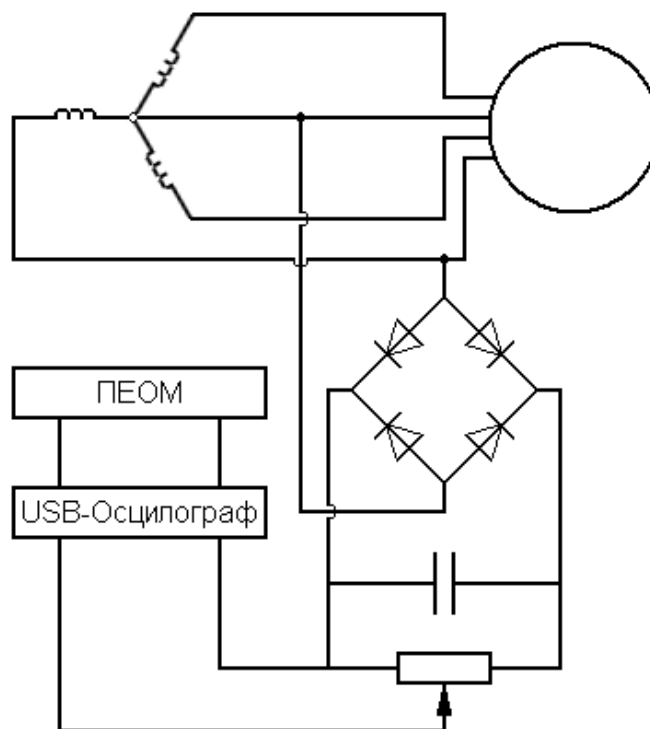


Рисунок 3.5 – Електрична схема датчика для вимірювання кутовий швидкості обертання колінчастого вала дизеля ω

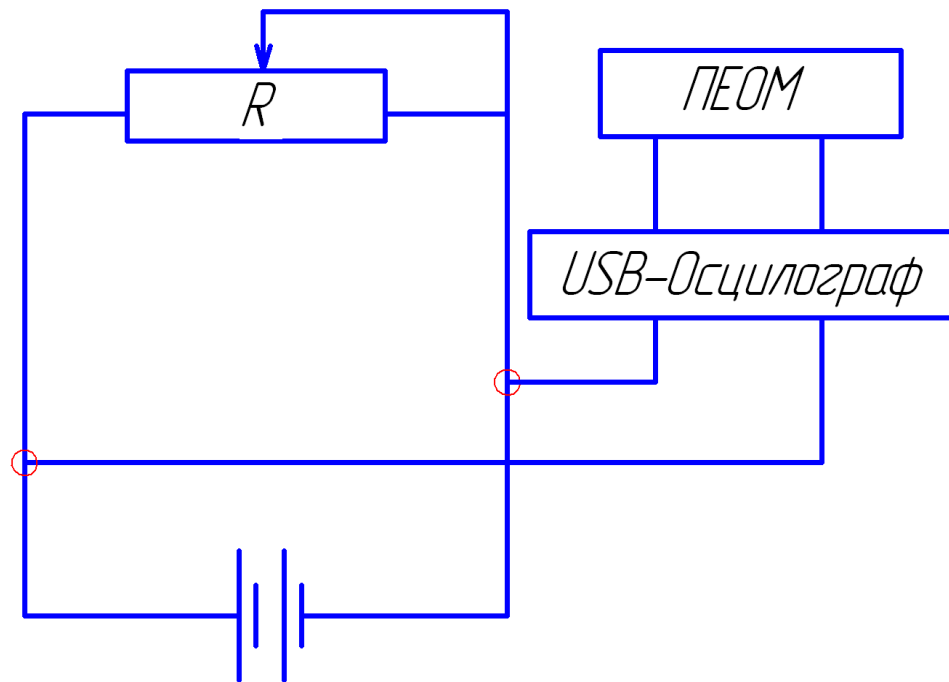


Рисунок 3.6 – Електрична схема датчика для вимірювання переміщення рейки ПНВТ_h

3.5. Результати експериментальних досліджень всережимного, однорежимного, гранично-всережимного і комбінованого регуляторів паливного насосу 4УТНМ на безмоторному і моторному стендах.

Перед дослідженнями всіх типів регуляторів паливний насос регулювався на показники подачі палива, що відповідають технічним умовам на регулювання паливного насосу 4УТНМ, які встановлюються на дизель Д-241.

3.5.1. При безмоторних випробуваннях регуляторів забезпечувалася ідентичність налаштування зовнішньої безрегуляторної гілки і регуляторних характеристик паливного насосу при всережимному, однорежимному, гранично-всережимному та комбінованому регулюванні.

На рис. 3.9 та 3.10 показані швидкісні характеристики паливоподачі (залежності циклової подачі палива $q_{\text{ц}}$ від частоти обертання кулачкового вала паливного насосу) з різними способами регулювання.

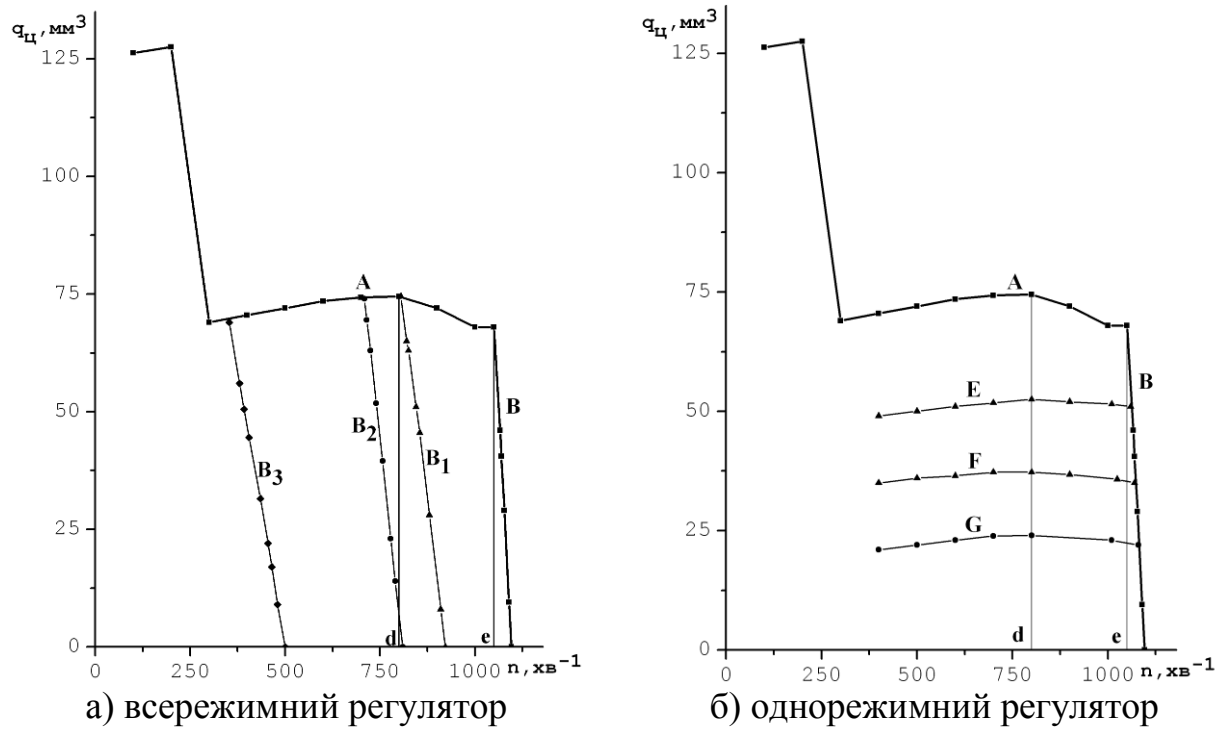


Рисунок 3.7 – Швидкісні характеристики паливоподачі паливного насосу 4УТНМ з всережимним та однорежимним регуляторами

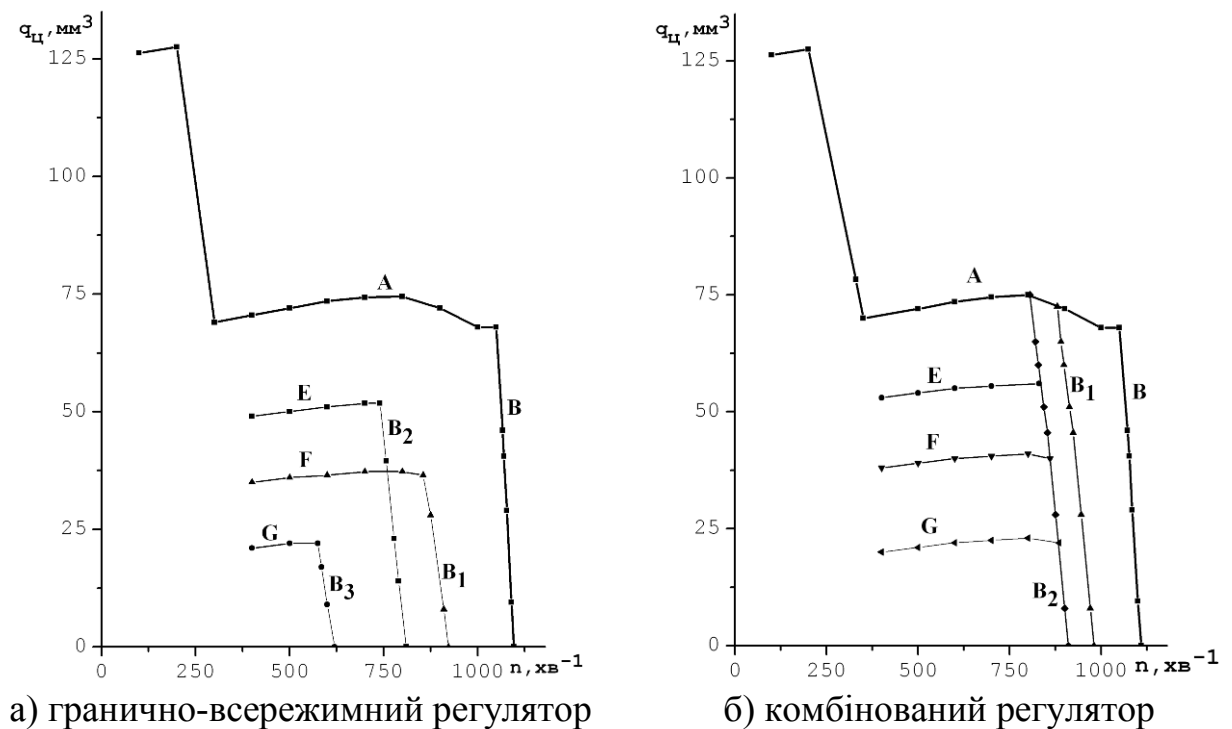


Рисунок 3.8 – Швидкісні характеристики паливоподачі паливного насосу 4УТНМ з гранично-всережимним та комбінованим регуляторами

На рис 3.7 і 3.8 позначено:

А, В – зовнішня коректорна і регуляторна гілки;

Е, F, G – часткові швидкісні гілки характеристики;

B1, B2, B3 – регуляторні гілки часткових швидкісних характеристик;

d, e – точки, що відповідають режиму максимального крутного моменту n_m і номінальній частоті обертання двигуна n_n .

При переході зі штатного всережимного регулювання на однорежимне, гранично-всережимне та комбіноване регулювання розміри основних деталей залишаються такі ж як і в серійному регуляторі, змінюється при цьому тільки принцип управління регулятором.

3.5.2. При визначенні швидкісних характеристик двигуна забезпечувалися однакові умови навколишнього середовища за різних способів регулювання потужності дизеля [138].

На рис. 3.9, 3.10, 3.11 та 3.12 швидкісні характеристики дизеля Д-241 при різних способах регулювання його потужності.

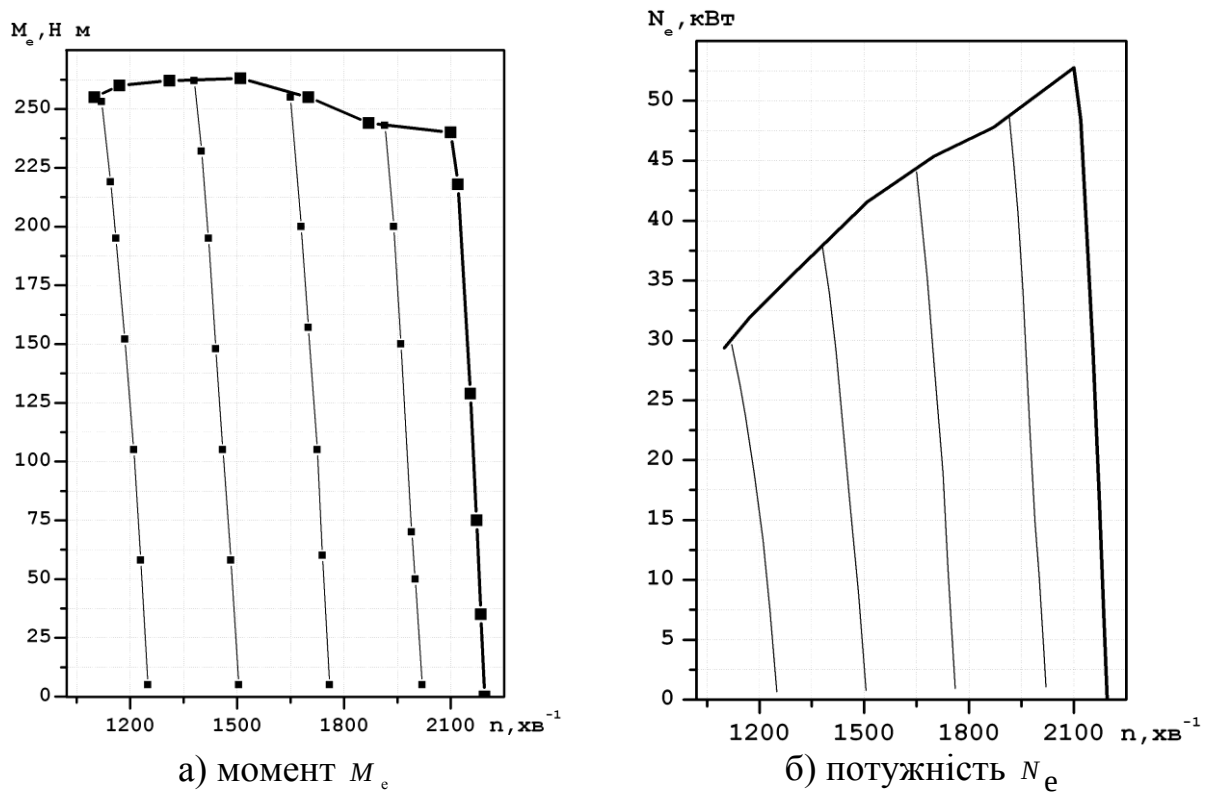


Рисунок 3.9 - Швидкісні характеристики дизеля Д-241 при всережимному регулюванні

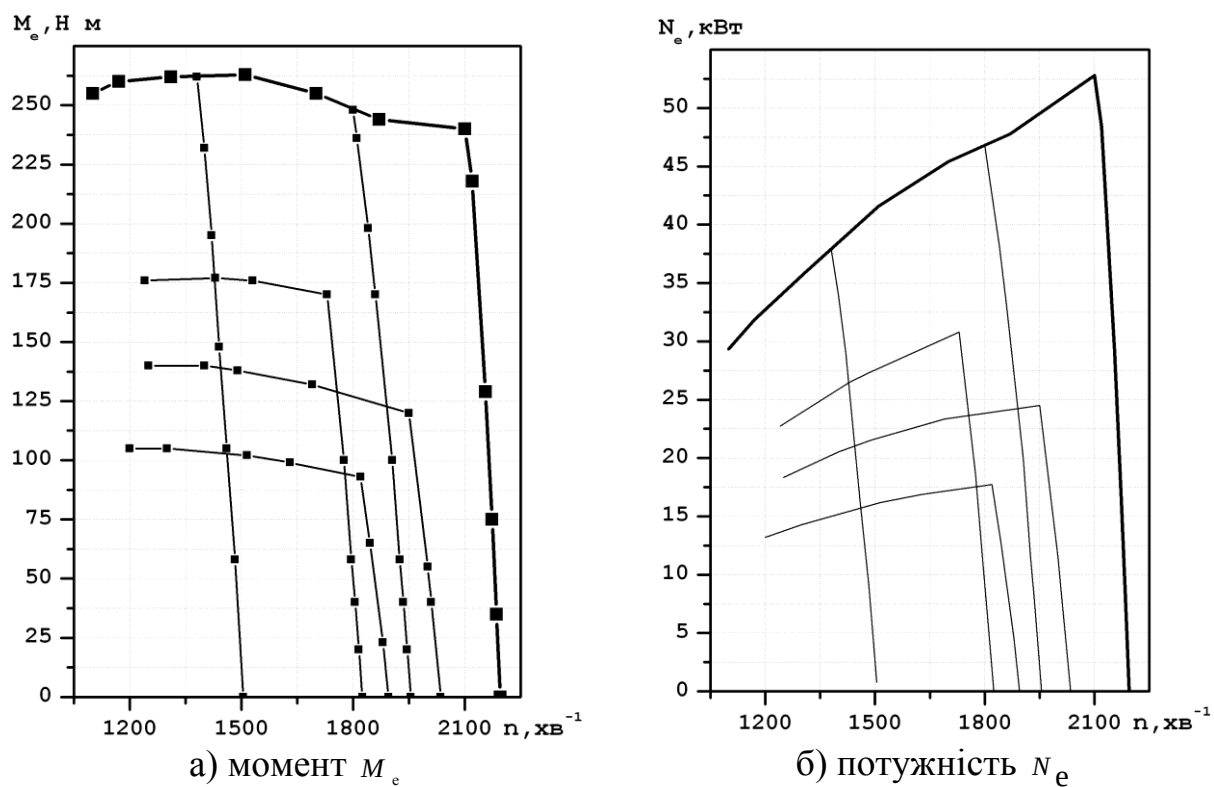


Рисунок 3.10 - Швидкісні характеристики дизеля Д-241 при гранично-всережимному регулюванні

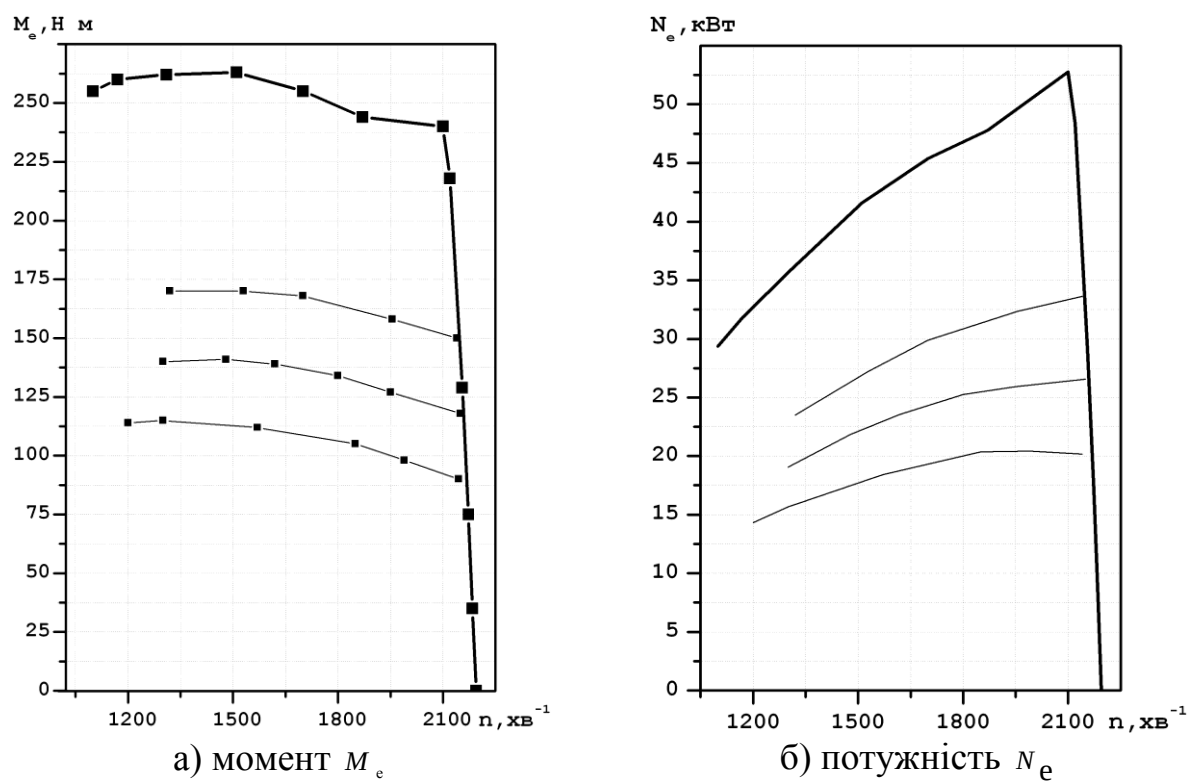


Рисунок 3.11 - Швидкісні характеристики дизеля Д-241 при однорежимному регулюванні

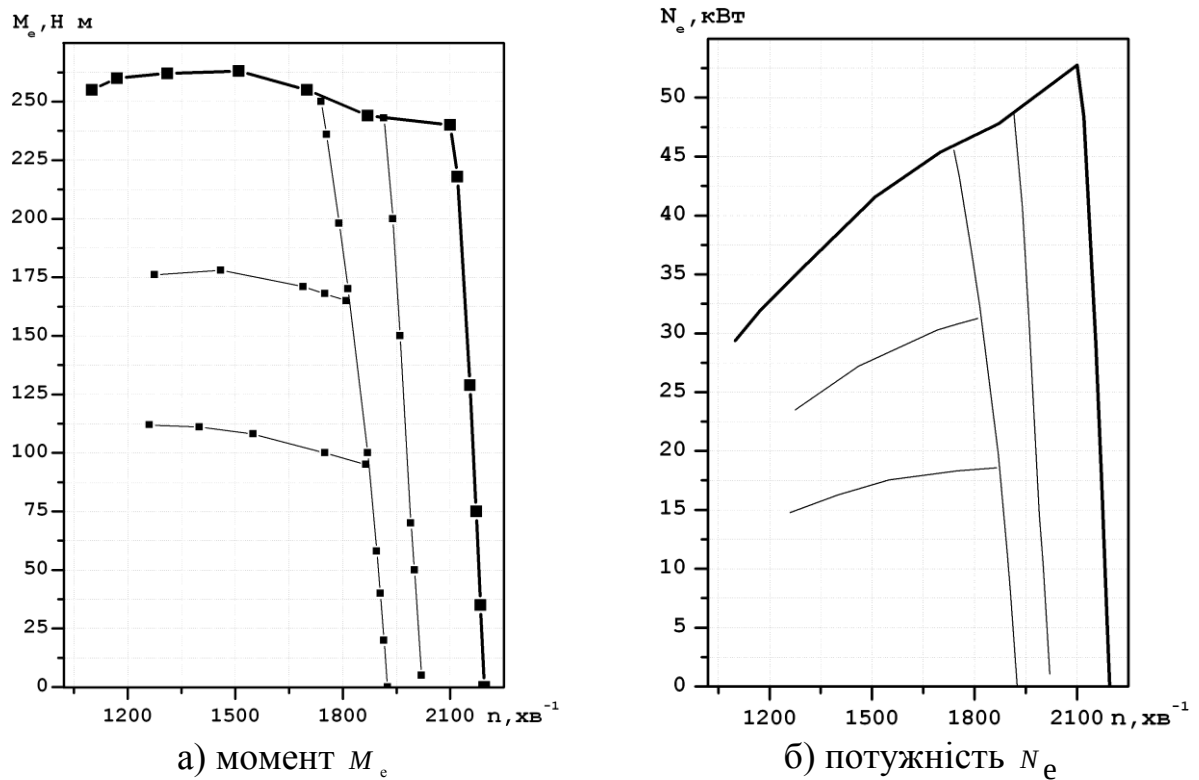


Рисунок 3.12 - Швидкісні характеристики дизеля Д-241 при комбінованому регулюванні

Основні показники дизеля Д-241 по зовнішній швидкісній характеристиці зі штатним всережимним і макетним зразком гранично-всережимного і інших типів регуляторів практично ідентичні. Максимальна потужність $N_e = 53$ кВт, максимальний крутний момент дизеля складає $M_K = 260$ Нм, запас крутного моменту $K_M = 8\%$, ступінь нерівномірності регулятора $\delta = 7\%$. Ці показники досить близькі до показників, як вказані в технічних вимогах заводу-виробника (табл.3.2).

Згідно заводської інструкції, для дизеля Д-241 запас крутного моменту $K_M = 15\%$, ступінь нерівномірності регулятора $\delta = 8\%$, номінальна потужність $N_e = 52,9$ кВт, максимальний крутний момент при $n = 1500$ хв⁻¹ складає $M = 266,8$ Нм.

Потужність і крутний момент при роботі дизеля за регуляторними гілками з всережимним регулятором змінюються практично лінійно і мають класичний вид для подібного типу регуляторів.

При однорежимному регулюванні зміна потужності і крутного моменту при роботі двигуна за часткових режимів має поступово зростаючий характер по мірі зниження частоти обертання двигуна в межах від $n_{ном}$ до $n_{Мmax}$

В результаті стендових випробувань двигуна Д-241 було отримано серію навантажувальних характеристик в широкому діапазоні роботи дизеля.

Програма дослідження була складена таким чином, щоб отримані результати досліджень дизеля Д-241 можна було використовувати для математичного опису за допомогою поліноміальних залежностей основних показників дизеля (годинну витрату палива G_n , годинну витрату повітря $G_{пов}$, концентрації оксиду вуглецю C_{CO} , концентрації вуглеводнів $C_{C_mH_n}$, концентрації оксидів азоту C_{NO_x} , димність відпрацьованих газів N , а також масові викиди ШР, які містяться у ВГ G_{CO} , $G_{C_mH_n}$, G_{NO_x} , G_C).

На рис. 3.13 показано, як приклад, навантажувальні характеристики дизеля Д-241, отримані при частоті обертання колінчастого вала $n = 1100 \text{ хв}^{-1}$.

Зміна концентрацій оксидів азоту C_{NO_x} і димності відпрацьованих газів N зі збільшенням навантаження двигуна зростає практично пропорційно, Концентрації C_{CO} і $C_{C_mH_n}$ зі збільшенням навантаження спочатку зменшуються, потім зростають. Такий характер їх зміни від навантаження відповідає природі їх утворення.

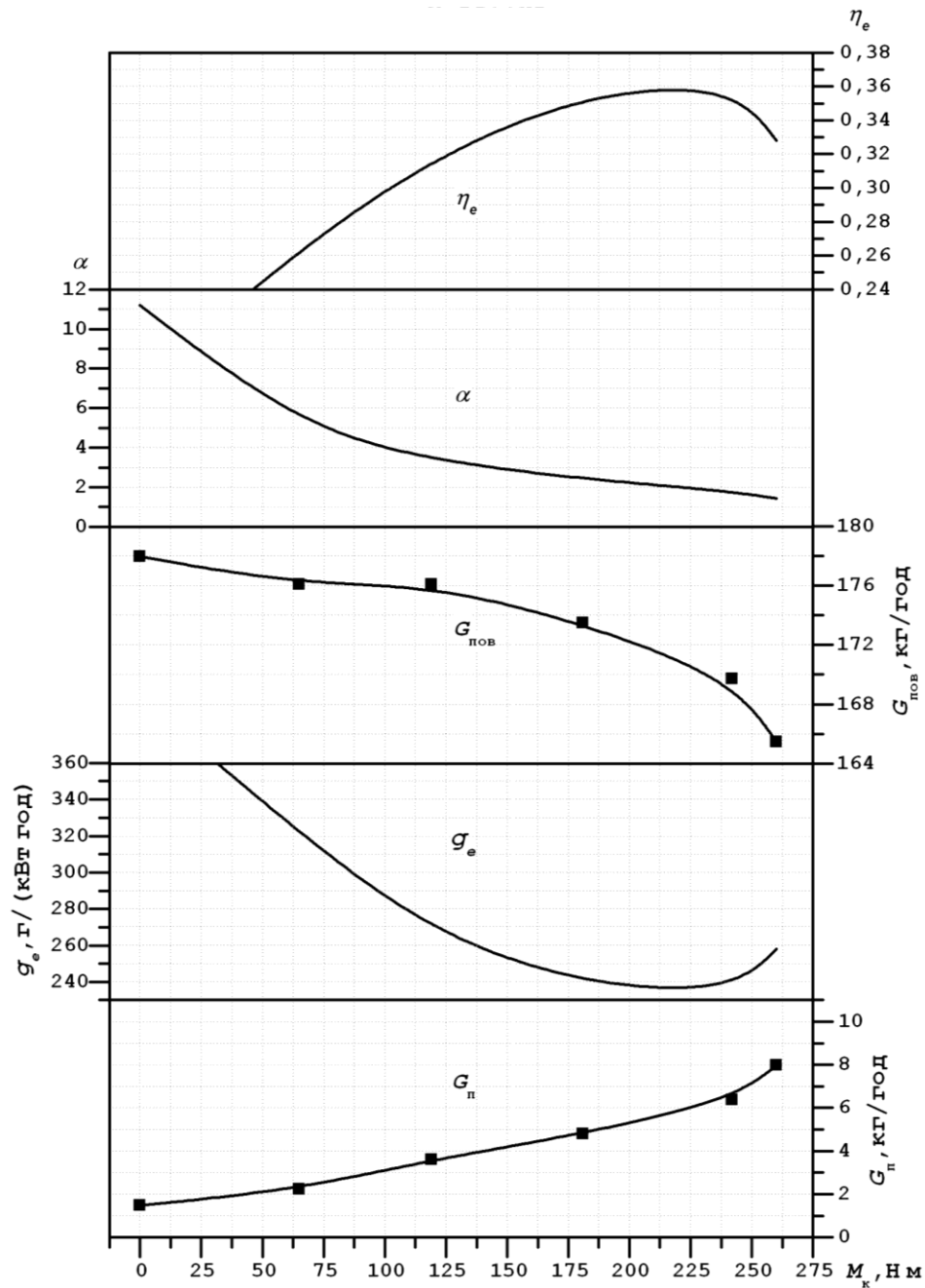


Рисунок 3.13 - Навантажувальна характеристика двигуна Д-241 при $n = 1100 \text{ хв}^{-1}$

Масові викиди оксидів азоту G_{NO_x} , сажі C_c , оксидів вуглецю G_{CO} , вуглеводнів $G_{C_mH_n}$ показані на рис. 3.14.

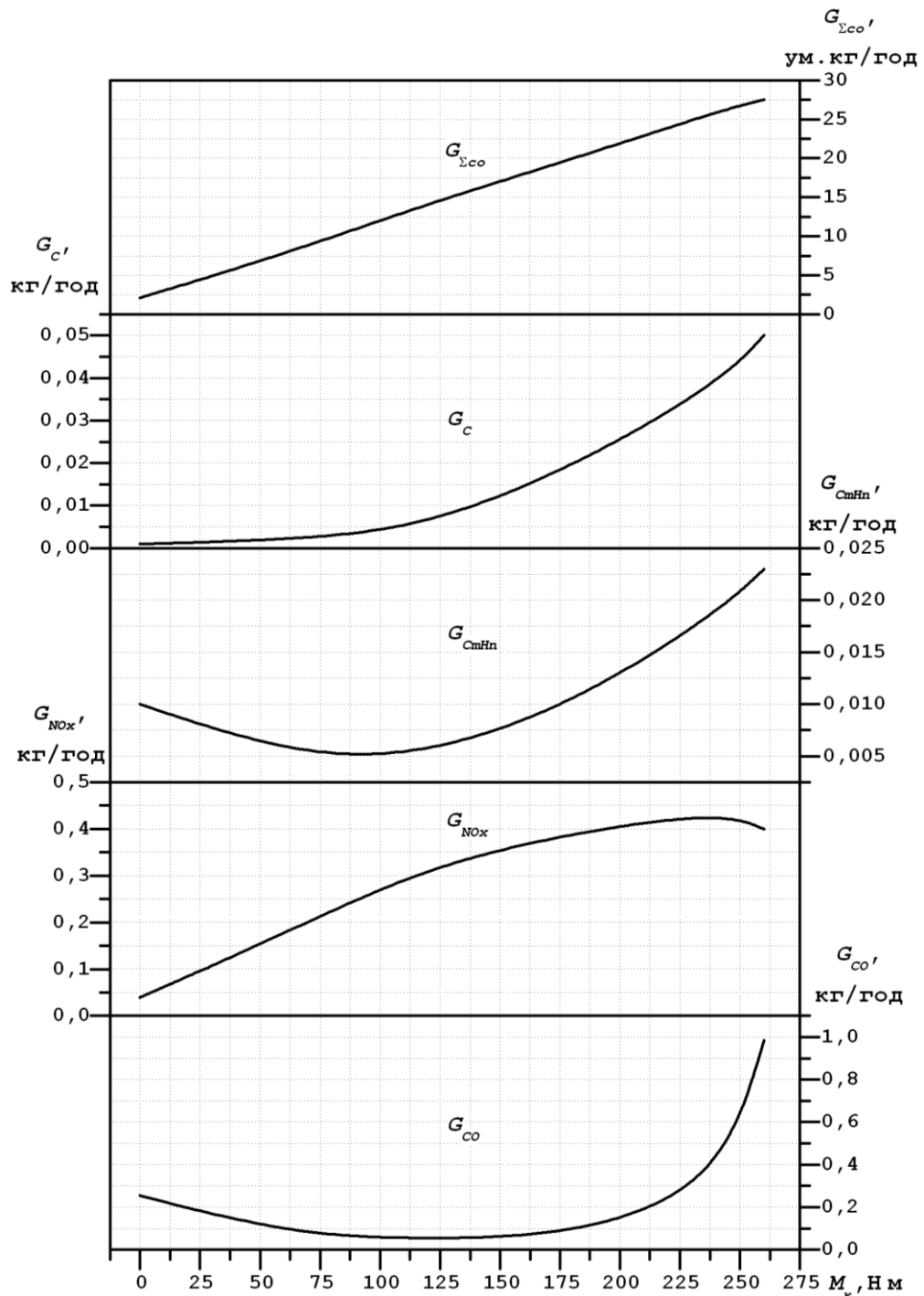


Рисунок 3.14 - Навантажувальна характеристика двигуна Д-241 при $n=1100 \text{ хв}^{-1}$

На рис. 3.15 і 3.16 показані швидкісні характеристики холостого ходу. Зі збільшенням частоти обертання з 900 хв^{-1} до 2200 хв^{-1} витрата палива двигуном збільшується з $0,8 \text{ кг/год.}$ приблизно до $3,4 \text{ кг/год.}$, а коефіцієнт надміру повітря α змінюється з $\alpha = 11$ до $\alpha = 7$.

Концентрації продуктів неповного згоряння CO і $C_m H_n$ зі збільшенням частоти обертання поступово знижується, а потім плавно зростають.

Оксиди азоту NO_x в режимі холостого ходу утворюються в незначній кількості, вони зі збільшенням $n_{x.x.}$ плавно знижуються з 225 млн⁻¹ до 75 млн⁻¹. Вміст твердих часток С у ВГ двигуна на режимах х.х. зі збільшенням n збільшується. Натуральний показник ослаблення світлового потоку при зміні $n_{x.x. \min}$ до $n_{x.x. \max}$ змінюється в межах $K=0,025 \text{ м}^{-1}$ до $K=0,0225 \text{ м}^{-1}$.

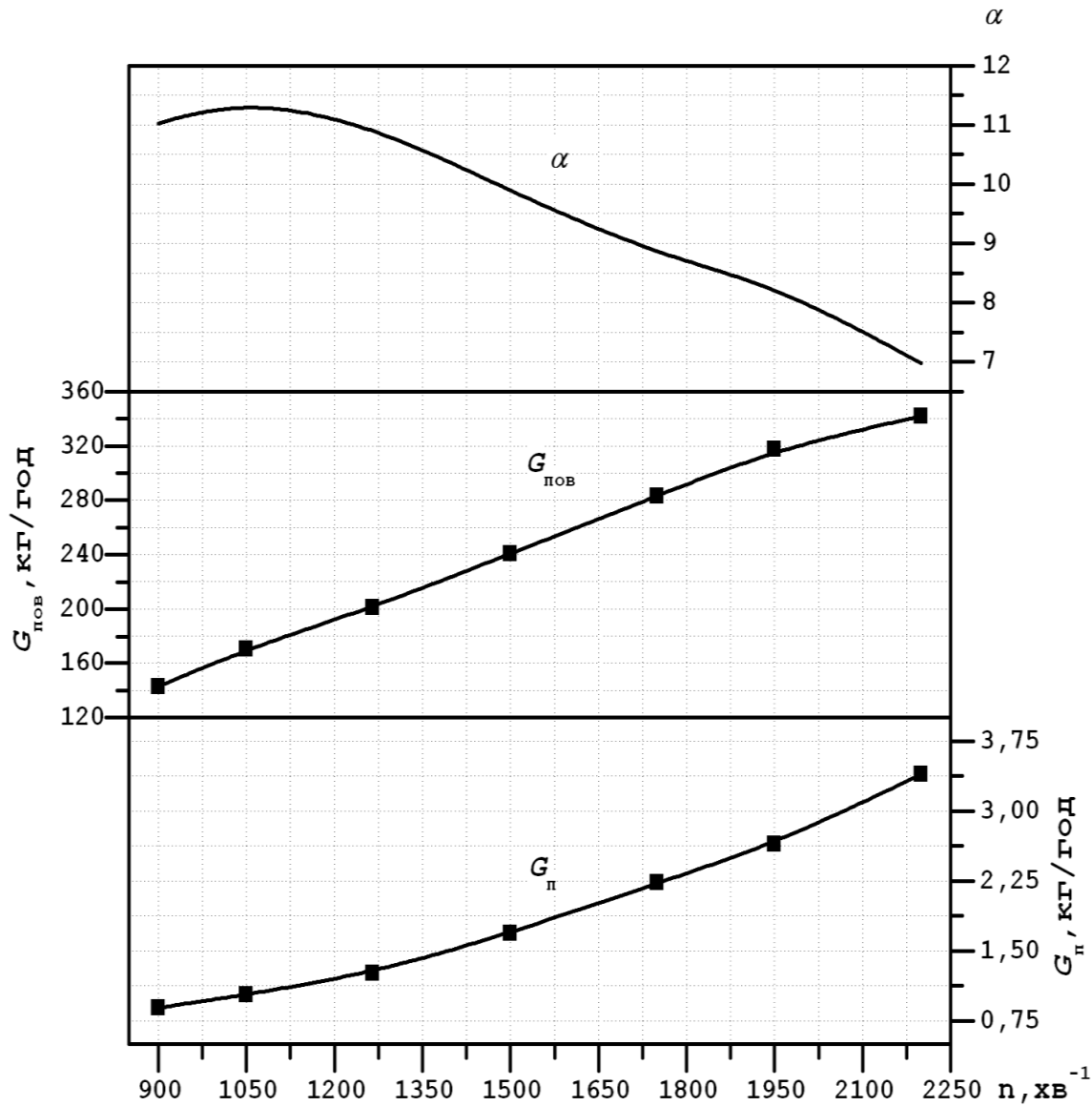


Рисунок 3.15 - Швидкісна характеристика холостого ходу двигуна Д-241

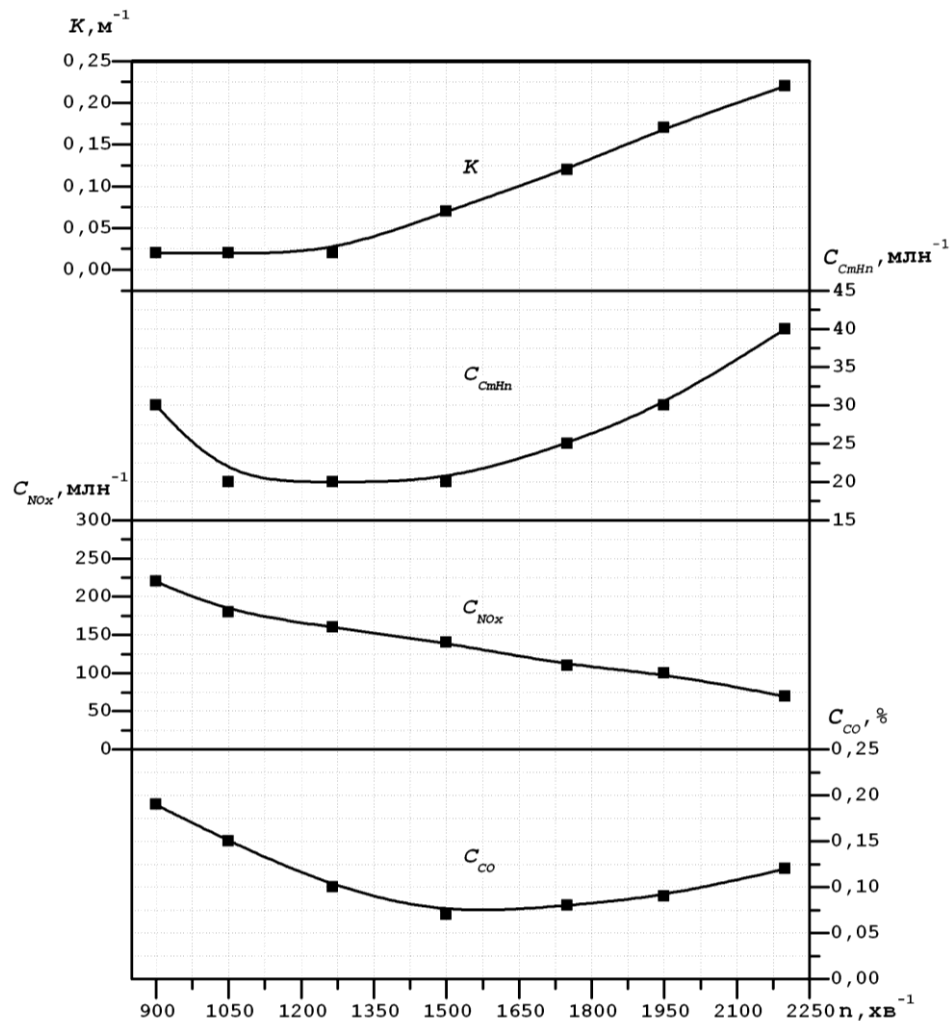


Рисунок 3.16 - Швидкісна характеристика холостого ходу двигуна Д-241

3.6. Визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей динамічної математичної моделі САРЧ (двигуна, паливного насоса, регулятора), перевірка адекватності математичної моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля з всережимним і гранично-всережимним механічними регуляторами.

Найбільш надійним і наглядним способом оцінки якості перехідних процесів САРЧ обертання колінчастого вала двигуна є натурне зняття перехідних процесів на гальмівних стендах чи їх аналітична побудова, шляхом рішення системи диференціальних рівнянь [123], що описують САРЧ двигуна.

Експериментальний метод зняття перехідних процесів є більш трудомістким, а в деяких випадках через відсутність відповідного

обладнання – неможливим. Наприклад, для більшості існуючих гальмівних стендів для двигунів досить просто отримати імпульс збуджуючої дії при миттєвому скиданні навантаження, але майже неможливо отримати збуджуючу дію миттєвого накидання (збільшення) навантаження.

Аналітичний метод оцінки якості перехідних процесів таких обмежень не має. Однак при аналітичній оцінці якості перехідних процесів достовірність отриманих результатів залежить від адекватності математичної моделі.

Розглянемо на прикладі САРЧ дизеля Д-241 з паливним насосом 4УТНМ, обладнаним всережимним механічним регулятором, адекватність розрахунку на математичній моделі перехідних процесів в САРЧ дизеля за різних способів завдання зовнішньої збуджуючої дії порівнянням з результатами експериментальних досліджень.

Рівняння динамічної рівноваги двигуна, встановленого на гальмівному стенді, має вид

$$M_e = M_r + (I_c + I_d) \frac{\partial \omega_{\partial n}}{\partial t}, \quad (3.1)$$

де M_e , M_m , M_r – ефективний крутний момент двигуна, момент механічних втрат, момент, створюваний гальмівним стендом, Н·м;

I_c , I_d – моменти інерції ротора гальмівного стенда і двигуна, кг·м²;

$\omega_{\partial n}$ – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, с⁻¹.

Для побудови перехідних процесів на математичній моделі необхідно визначити коефіцієнти поліноміальних залежностей, що описують момент механічних втрат двигуна $M_m = f(\omega_{\partial n})$, індикаторний крутний момент двигуна $M_i = f(\omega_{\partial n}, q_{\text{ц}})$, відновлюючу силу регулятора $E = f(\omega_{\partial n}, c_{\text{пр}})$, підтримуючу силу регулятора $P_b = f(\omega_{\partial n}, z)$, ПНВТ $q_{\text{ц}} = f(\omega_{\partial n}, h)$, приведений до муфти регулятора коефіцієнт в'язкого тертя $\nu = f(\omega_{\partial n})$.

Момент механічних втрат в двигуні визначаємо методом провертання колінчастого вала прогрітого двигуна балансірною динамомашиною при вимкненій подачі палива на різних частотах обертання згідно рекомендацій роботи [138].

На рис. 3.17 показано залежність моменту механічних втрат дизеля Д-241 від частоти обертання колінчастого вала.

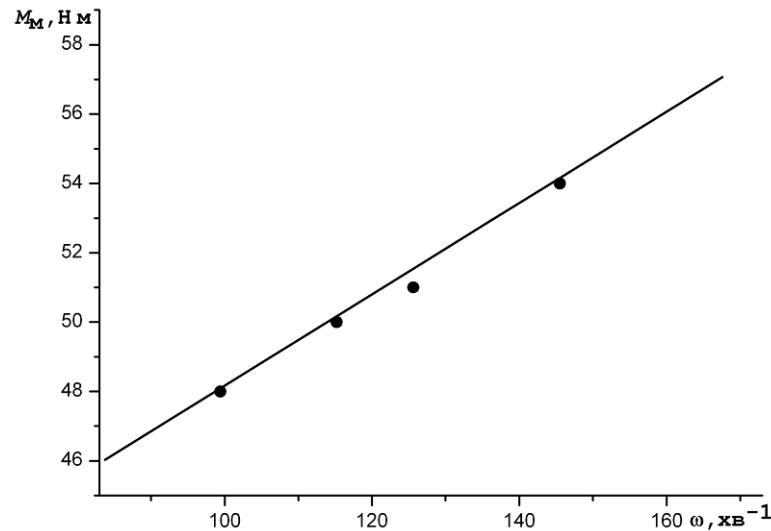


Рисунок 3.17 - Зміна моменту механічних втрат двигуна Д-241 від частоти обертання колінчастого вала

Момент механічних втрат описується емпіричною поліноміальною залежністю першого порядку від однієї змінної [139]:

$$M_M = 35 + 0,13169 \omega_{\partial n} , \quad (3.2)$$

Індикаторний крутний момент $M_i = f(q_{\text{ц}}, \omega_{\partial n})$ дорівнює сумі ефективного M_e і моменту механічних втрат M_M . Для математичного описання індикаторного і ефективного моментів від циклової подачі палива $q_{\text{ц}}$ і кутової швидкості колінчастого вала $\omega_{\partial n}$, скористаємося серією навантажувальних характеристик, отриманих при проведенні моторних випробувань дизеля, і залежністю (3.2), побудуємо графіки зміни M_i від циклової подачі палива $q_{\text{ц}}$ для різних фіксованих значень кутової швидкості колінчастого вала двигуна $\omega_{\partial n}$ (рис. 3.18).

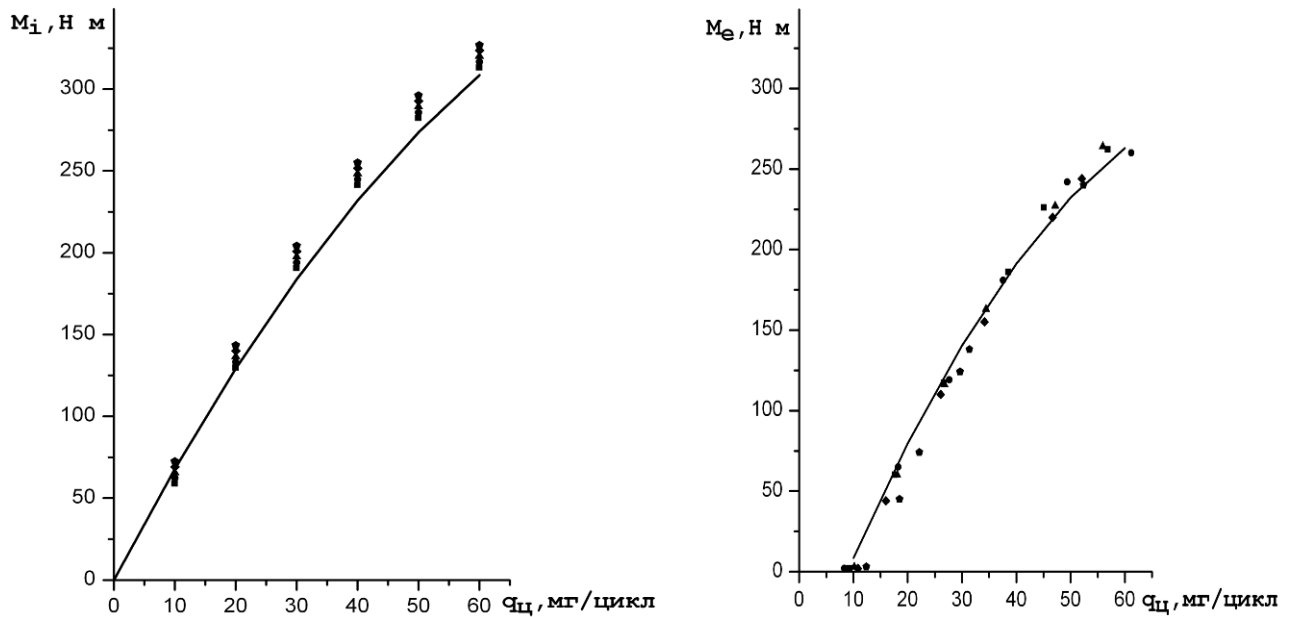


Рисунок 3.18 - Залежності зміни індикаторного моменту M_i та ефективного моменту M_e дизеля Д-241 від циклової подачі палива q_{cy} при різних кутових частотах колінчастого вала

Індикаторний крутний момент описуємо емпіричною поліноміальною залежністю [139]:

$$M_i = -0,03277 q_{cy}^2 + 7,10955 q_{cy}, \quad (3.3)$$

де q_{cy} – циклова подача палива, мм³/цикл.

Ефективний крутний момент також описуємо емпіричною поліноміальною залежністю другого порядку від q_{cy}

$$M_e = -37,16485 + 3,801 q_{cy} + 0,114 q_{cy}^2 - 0,00158 q_{cy}^3, \quad (3.4)$$

Для математичного опису ефективного коефіцієнта корисної дії η_e скористаємося серією навантажувальних характеристик, отриманих при проведенні моторних випробувань дизеля та побудуємо графіки зміни η_e від крутного моменту M_K для різних фіксованих значень кутової швидкості колінчастого вала двигуна (рис. 3.19).

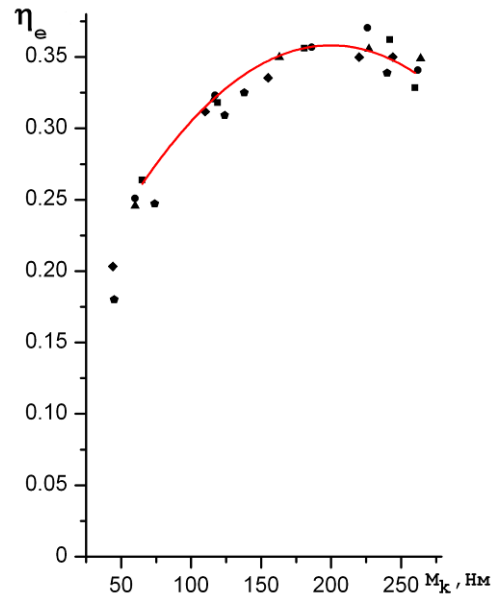


Рисунок 3.19 – залежність зміни ефективного коефіцієнта корисної дії η_e від крутного моменту двигуна M_K

Ефективний коефіцієнт корисної також описуємо емпіричною поліноміальною залежністю другого порядку від M_K :

$$\eta_e = 0,14483 + 0,00213 M_K - 5,33749 \cdot 10^{-6} \cdot M_K^2, \quad (3.5)$$

Рівняння динамічної рівноваги регулятора частоти обертання, приведене до осі муфти регулятора:

$$m_{np} \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + v \frac{\partial z}{\partial t} + E = P_s, \quad (3.6)$$

де m_{np} – маса деталей регулятора і паливного насосу, що обертаються та рухаються поступально, кг;

v – коефіцієнт в'язкого тертя, Нс/м;

P_s – підтримуюча сила, Н;

z – переміщення муфти регулятора, м;

E – відновлююча сила пружин регулятора, Н.

Відновлююча сила пружин регулятора визначається за залежністю:

$$E = c_{np} (y + z), \quad (3.7)$$

де c_{np} – приведена до муфти регулятора жорсткість пружин, Н/м;

y – попередній натяг пружини регулятора, м.

Для опису підтримуючої сили вантажів регулятора $P_g = f(\omega, z)$ використані експериментальні залежності зміни P_g від кутової частоти обертання колінчастого вала $\omega_{\text{он}}$ і координати муфти регулятора z , отримані для паливного насосу 4УТНМ за результатами досліджень (рис. 3.20) [123].

Підтримуючу силу регулятора описуємо поліномом другого порядку [123]:

$$P_g = 0,0269 \frac{\omega_{\text{он}}^2}{4} + 149,61 \frac{\omega_{\text{он}} z}{2} - 1,19 \frac{\omega_{\text{он}}}{2} - 2667,2 z + 24,5, \quad (3.8)$$

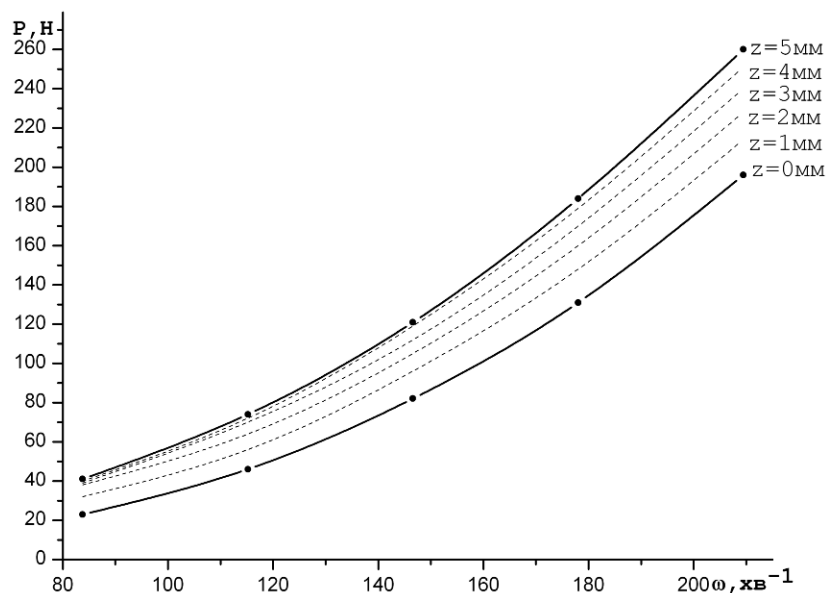


Рисунок 3.20 - Зміна підтримуючої сили вантажів регулятора, зведеної до осі муфти регулятора паливного насосу 4УТНМ

Зміну циклової подачі палива q_u від кутової швидкості кулачкового вала паливного насосу $\frac{\omega_{\partial n}}{2}$ і координати рейки ПНВТ h визначаємо за експериментальними залежностями, показаними на рис. 3.21.

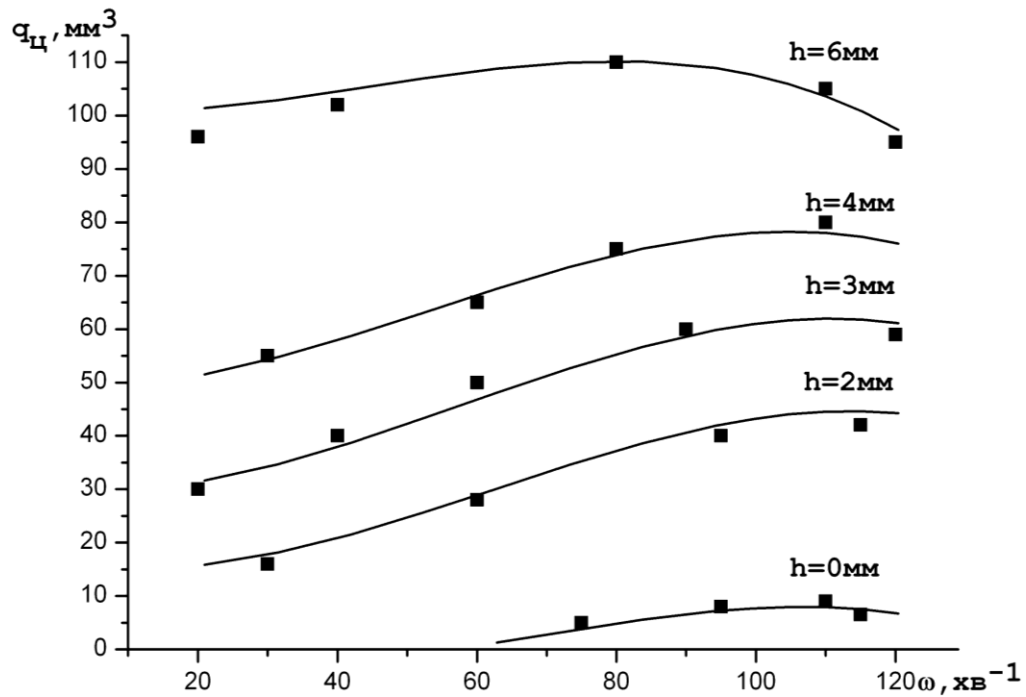


Рисунок 3.21 - Швидкісна характеристика паливоподачі ПНВТ 4УТНМ за фіксованих положень рейки

Циклова подача палива ПНВТ описується поліномом третього порядку від двох змінних [139]:

$$q_u = -5,4422 \cdot 10^{-5} \omega_{\partial n}^3 - 10^8 h^3 - 0,700223 \omega_{\partial n}^2 h - 3,104 \cdot 10^4 \omega_{\partial n} h^2 + 0,01155 \omega_{\partial n}^2 + 3,625 \cdot 10^6 h^2 + 265,617 \omega_{\partial n} h - 0,6062 \omega_{\partial n} - 2460,9h + 7,281, \quad (3.9)$$

де h – координата рейки паливного насосу високого тиску, м.

$$h = k(z_n - z), \quad (3.10)$$

де k – передаточне відношення між ходом муфти і рейки регулятора;

z_n – координата муфти регулятора за номінального режиму, м.

Зміну коефіцієнта в'язкого тертя описуємо емпіричним рівнянням в залежності від кутової швидкості колінчастого вала, отриманим за результатами досліджень (рис.3.22) [75, 140]. Результати проведених досліджень показали, що значення коефіцієнта в'язкого тертя ν , в кожного насосу різне і може відрізнятись в 10 разів. Тому при дослідженнях паливних насосів високого тиску з регуляторами необхідно коефіцієнт в'язкого тертя ν визначати індивідуально для конкретного зразка.

$$\nu = 28,65 \omega_{\partial n} - 1000, \quad (3.11)$$

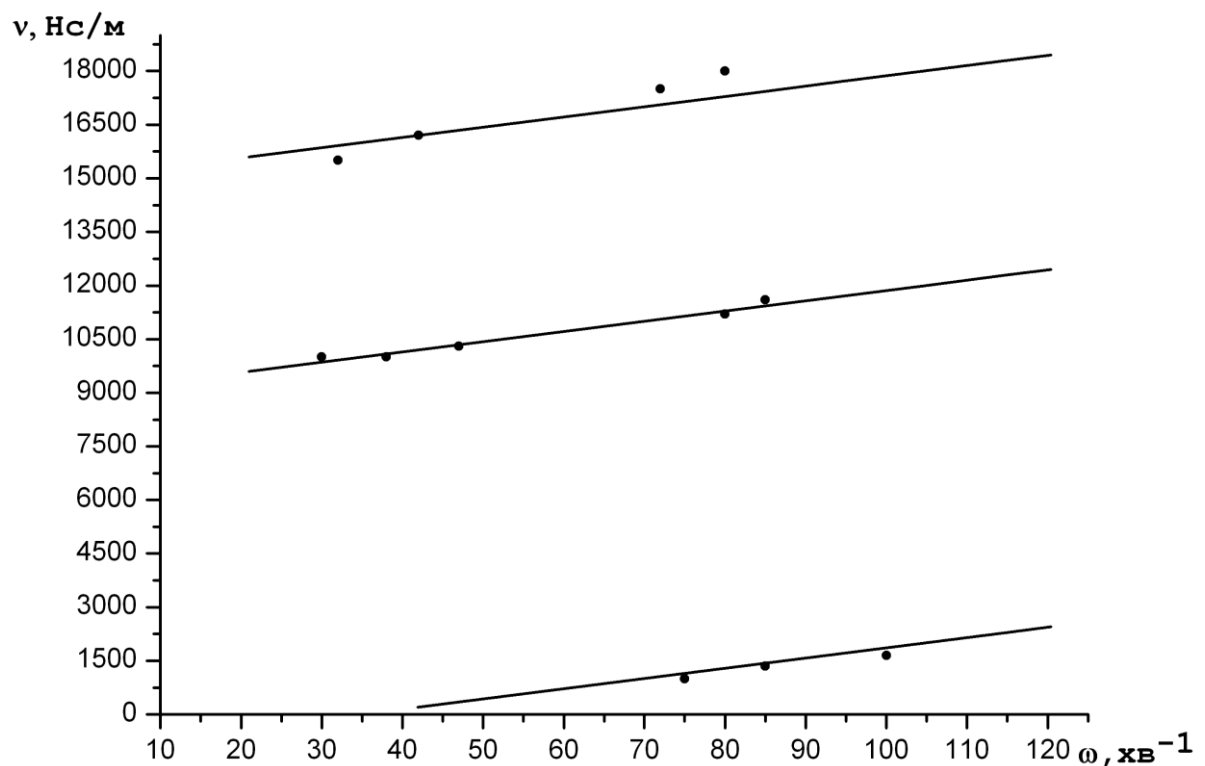


Рисунок 3.22 – Зміна коефіцієнта в'язкого тертя регулятора

Із зміною положення важеля керування зведена до муфти жорсткість пружин регулятора c_{np} паливного насосу 4УТНМ змінюється, що впливає на ступінь нерівномірності регулятора на часткових режимах роботи двигуна.

Визначити залежність зміни зведеної жорсткості пружин регулятора c_{np} можна шляхом кінематичного аналізу. Однак при цьому не буде врахована та

обставина, що зі зменшенням частоти обертання вала паливного насосу зменшується величина активного ходу плунжера (тобто і величина $q_{\text{ц}}$), яка впливає на хід муфти регулятора і, як результат, на величину зведеної жорсткості пружин регулятора $c_{\text{пр}}$.

Більш точно величину приведеної жорсткості пружин регулятора можна визначити розрахунково-експериментальним методом за регуляторними характеристиками паливного насосу.

Зведена жорсткість пружин регулятора на номінальному швидкісному режимі визначалась за залежністю [123]:

$$c_{\text{прном}} = \frac{\Delta E_{\text{ном}}}{z_{\text{н}}}, \quad (3.12)$$

на часткових швидкісних режимах – за рівнянням:

$$c_{\text{пр}} = \frac{\Delta E}{z_{\text{н}} - \Delta z_{\text{y}}}, \quad (3.13)$$

де $\Delta E_{\text{ном}}$, ΔE – зміна відновлюючої сили регулятора за регуляторною гілкою на номінальному і часткових швидкісних режимах, Н.

Величину зменшення ходу муфти регулятора Δz_{y} , викликану зменшенням активного ходу плунжера визначаємо за залежністю:

$$\Delta z_{\text{y}} = \frac{z_{\text{н}} \Delta q_{\text{ц}}}{q_{\text{цн}}}, \quad (3.14)$$

де $q_{\text{цн}}$ – циклова подача палива на номінальному режимі, мм³/цикл.

Розрахунково-експериментальна залежність приведеної жорсткості пружин регулятора ПНВТ 4УТНМ від кутової швидкості колінчастого вала описується емпіричним рівнянням [123]:

$$c_{\text{пр}} = -2,363 \omega_{\text{дн}}^2 + 968,84 \omega_{\text{дн}} - 55454, \quad (3.15)$$

3.7. Визначення коефіцієнта в'язкого тертя регулятора.

Розрахунковим методом послідовних приближень (метод ітерації), змінюючи величину сил в'язкого тертя ν , досягаємо максимального співпадання експериментальних і розрахункових перехідних процесів, що проходять в САРЧ дизеля.

Першопочаткові значення зміни коефіцієнта в'язкого тертя ν опишемо рівнянням в залежності від кутової швидкості колінчастого вала (3.11), отриманим за результатами експериментальних даних [75, 140].

Використовуючи загальновідоме рівняння динамічної рівноваги двигуна, що встановлений на гальмівному стенді (3.1) методом числового інтегрування рівнянь 3.1 та 2.22 засобами MatCAD виконуємо рішення диференціальних рівнянь, відносно похідної найвищого порядку:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{M_i - M_{ш} - M_r}{I_c + I_d} \\ \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = \frac{P_e - E - V \frac{\partial z}{\partial t}}{m_{np}} \end{array} \right. , \quad (3.16)$$

Початкові умови інтегрування для системи рівнянь (3.16): кутова швидкість $\omega_{\partial n}^{уст}$ колінчастого вала (2.34), положення муфти регулятора $z^{уст}$ за усталеного режиму руху КТЗ, попередній натяг пружини регулятора y

$$z^{уст} = z_{не} - \frac{M_{ш} + M_r}{a_1 u} , \quad (3.17)$$

$$y = \frac{P_e^{уст}}{c_{np}} - z^{уст} . \quad (3.18)$$

Змінюючи коефіцієнт в'язкості, в межах можливої його зміни, що входить в систему рівнянь (3.16), можна визначити характер перехідних процесів в САРЧ, визначити величину запізнювання переміщення муфти регулятора z , визначити час перехідного процесу, величину «закидання» параметрів та ін.

Початкове положення муфти регулятора $z_{уст}$ при скиданні навантаження визначали з рівняння динамічної рівноваги двигуна (3.1), попередній натяг пружин регулятора $y_{уст}$ визначається з рівняння динамічної рівноваги регулятора прирівнявши до нуля M_r (2.22).

При скиданні навантаження попередній натяг пружини регулятора y залишається постійною величиною.

При співставленні розрахунково отриманих на динамічній моделі перехідних процесів з перехідними процесами, отриманими експериментальним шляхом, при розрахунках приймаємо однакові з експериментальними початкові і кінцеві умови кутової швидкості двигуна $\omega_{\partial n}$, ефективного крутного моменту M_e і координати рейки паливного насосу h .

Шляхом оцінки адекватності при розрахунку на математичній моделі перехідних процесів з різними ν та порівняння їх з експериментальними за часом перехідного процесу τ_d і величинами закидання кутової швидкості колінчастого вала $\omega_{\phi\phi}$ та координати рейки паливного насосу $h_{зак}$, визначались найбільш приближенні значення величини ν .

На рис 3.24 показані розрахункові і експериментальні перехідні процеси САРЧ дизеля Д-241.

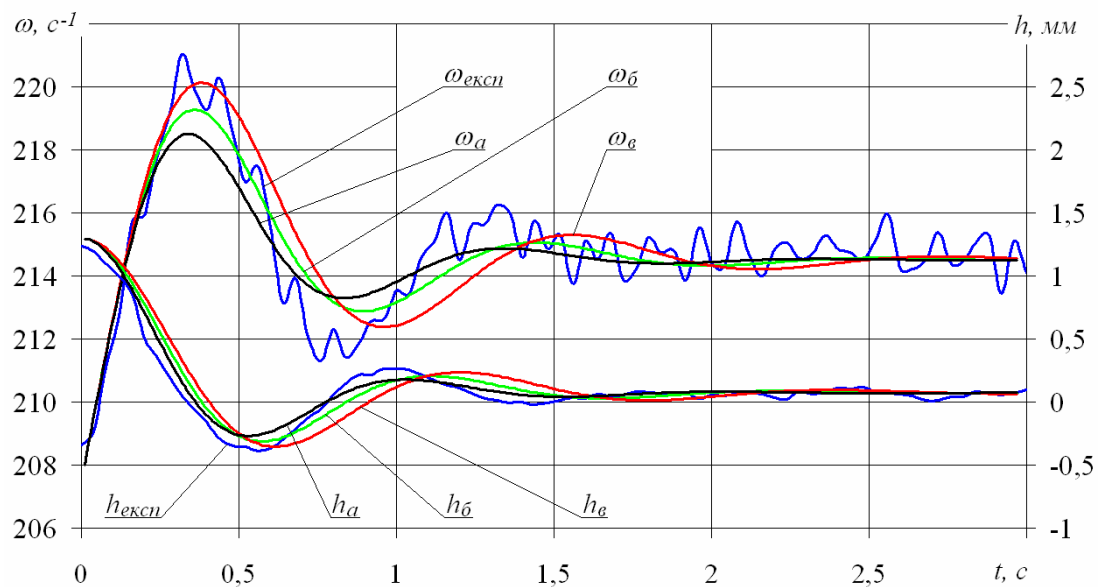


Рисунок 3.24 - Перехідні процеси в САРЧ дизеля Д-241 при миттєвому скиданні 57% навантаження:

$\omega_{\text{експ}}$, $h_{\text{експ}}$ – експериментальні; $\omega_{\text{розн}}$, $h_{\text{розн}}$ – розрахункові

$$\nu_1 = 14167 \text{ Нс / м}, \nu_2 = 17000 \text{ Нс / м}, \nu_3 = 20400 \text{ Нс / м}$$

З рис. 3.24 видно, що час перехідних процесів τ_n , отриманий розрахунковим і експериментальним методом, практично співпадає, різниця величин закидання рейки паливного насосу не перевищує 7%, а закидання кутової швидкості – 3%, що свідчить про достатньо добре співпадання результатів розрахункових досліджень на математичній моделі і експериментальних перехідних процесів, що дозволяє проводити розрахункові дослідження з високою достовірністю результатів.

Аналіз результатів отриманих при співставленні розрахункових і експериментальних перехідних процесів за часом перехідного процесу τ_n , величинами закидання рейки паливного насосу $h_{\text{зак}}$ і закидання кутової швидкості колінчастого вала $\omega_{\text{зак}}$ у випадку миттєвого скидання навантаження, показав, що найкраще співпадання розрахункових і експериментальних показників отримано при значенні коефіцієнта в'язкого тертя $\nu_2 = 17000 \text{ Нс / м}$.

3.8 Висновки до 3-го розділу.

1. Сформульовані задачі і програма досліджень, що включає ряд послідовних етапів безмоторних досліджень ПНВТ УТНМ, моторних досліджень двигуна Д-241 з різними типами регуляторів.
2. В результаті проведених моторних досліджень двигуна Д-241 отримані значення всіх величин для визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, які описують дизель, як джерело енергії, викидів ШР і споживач палива в умовах усталених режимів руху.
3. Дослідженнями визначені коефіцієнти поліноміальних залежностей, що описують двигун, паливний насос та регулятор, як об'єкти системи автоматичного регулювання.
4. Аналізом результатів отриманих при співставленні розрахункових і експериментальних перехідних процесів за часом перехідного процесу τ_n , величинами закидання рейки паливного насосу $h_{зак}$ і закидання кутової швидкості колінчастого вала $\omega_{зак}$ у випадку миттєвого скидання навантаження підтверджено адекватність динамічної математичної моделі.
5. Розрахунковим шляхом на динамічній математичній моделі методом послідовних приближень визначений коефіцієнт в'язкого тертя в регуляторі. В результаті розрахунків було встановлено, що найкраще співпадання розрахункових і експериментальних показників отримано при значенні коефіцієнта в'язкого тертя $\nu_2 = 17000 \text{ Нс / м}$.

РОЗДІЛ IV. РЕЗУЛЬТАТИ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ ТРАКТОРА МТЗ-80 З РІЗНИМИ ТИПАМИ РЕГУЛЯТОРІВ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ

4.1. Мета і задачі дорожніх випробувань.

Метою дорожніх випробувань було визначення оптимального способу регулювання потужності дизеля, в умовах неусталених режимів руху трактора МТЗ-80, який забезпечує зниження нецільових втрат енергії.

У відповідності до мети випробувань в задачі входило:

1. Проведення випробувань трактора МТЗ-80 з різними методами регулювання дизеля по визначенню впливу методу регулювання за неусталених навантажень на економічні показники КТЗ при його русі з постійною швидкістю по ґрунтовій дорозі на різних передачах без причепа та з причепом при різних значеннях нерівностей її мікропрофіля.

Дорожні випробування трактора МТЗ-80 з серійним всережимним і макетним зразком гранично-всережимного регуляторами виконувались за вищевказаних умов руху. Для виключення впливу на результати експериментів суб'єктивних чинників (майстерності водія) при випробуванні трактора з різними типами регуляторів були створені однакові умови руху: постійна швидкість за фіксованого положення важеля керування подачею палива. Дорожні випробування проводились у відповідності з ГОСТ 20306-90 [141] та ДСТУ ISO 789:2006 [142].

4.2. Об'єкт дорожніх випробувань.

Об'єктом дорожніх досліджень був трактор МТЗ-80 (державний номер 25617 КА) (рис. 4.1) з дизелем Д-241 (рис. 4.2). Випробування проводилися на: дизельному паливі марки ДТ-Л-К5, сорт С (сертифікат відповідності №UA1.145.0058848-13 та паспорт палива Додаток В) ДСТУ 4840:2007 [128], моторній оливі марки М-10Г2(к) ГОСТ 8581-78 [134]. При дорожніх дослідженнях використовувались серійні форсунки ФД-22 та серійні нагнітальні трубки високого тиску довжиною 400 мм та внутрішнім діаметром $2+0,15$ мм.



Рисунок 4.1 - Трактор МТЗ-80



Рисунок 4.2 – Дизель Д-241, встановлений на тракторі МТЗ-80

Технічна характеристика та передаточні числа трансмісії трактора МТЗ-80 наведені в табл. 4.1 і 4.2.

Таблиця 4.1 - Технічна характеристика трактора МТЗ-80

Найменування параметрів	Значення
База трактора, мм	2370
Загальна довжина трактора, мм	3850
Ширина трактора, мм	1970
Колія передніх коліс, мм	1350-1850
Колія задніх коліс, мм	1400-1600
Маса експлуатаційна, кг	3700
Розмір шин передніх коліс	9,0-20
Розмір шин задніх коліс	15,5 R38

Таблиця 4.2 - Передаточні числа трансмісії трактора МТЗ-80

Загальне передаточне число	Редуктор I (1,703)	Редуктор II (1,322)	Передача
1,000	0	0	V
1,322	0	1	V
1,860	0	0	IV
2,203	0	0	III
2,459	0	1	IV
2,706	0	0	II
2,912	0	1	III
3,168	1	0	IV
3,577	0	1	II
3,752	1	0	III
4,188	1	1	IV
4,608	1	0	II
4,960	1	1	III
6,092	1	1	II
7,838	0	0	I
10,362	0	1	I
13,348	1	0	I
17,646	1	1	I

4.3. Прилади, обладнання, апаратура, використані для проведення експериментальних досліджень

При русі трактора мірною ділянкою ґрунтової дороги проводився запис координати рейки ПНВТ за допомогою вимірювального комплексу, який включає датчик переміщення, USB-осцилограф, ПК (рис. 4.3).



Рисунок 4.3 – Вимірювальний комплекс, на базі USB-осцилографа, ПК

При визначенні коефіцієнта розсіювання енергії в коливальному процесі доволі важко врахувати велику кількість факторів, що впливають на величину зміни навантаження трансмісії. Для спрощення розрахунків і зручності виконання аналізу по визначенню величини розсіювання енергії рух КТЗ здійснювався з постійною швидкістю за фіксованого положення важеля керування подачею палива, а навантаження на трансмісію, що приведене до осі колінчатого вала визначемо по відхиленню координати рейки паливного насоса від середнього значення. Величина відхилення показує циклову подачу палива і відповідно крутний момент двигуна M_e .

Витрата палива двигуном трактора МТЗ-80 в умовах його руху по дорогам з різним станом мікропрофілю визначалася з допомогою

вимірювального комплексу на базі USB-Oscilloscope та ПК електронно-механічним датчиком витрати палива EDM 1403, який дозволяє визначити практично миттєве значення витрати палива.

Принцип дії датчика витрати палива заснований на вимірюванні часу витрати заданої об'ємної дози дизельного палива, що проходить через витратомір. На рис. 4.4 показаний зовнішній вигляд датчика витрати палива EDM 1403, а на рис. 4.5 принципова схема об'ємного витратоміра палива моделі EDM 1403. Схема встановлення витратоміра палива моделі EDM 1403 в систему живлення трактора МТЗ-80 зображена на рис. 4.6



Рисунок 4.4 – Зовнішній вид об'ємного витратоміра палива EDM 1403

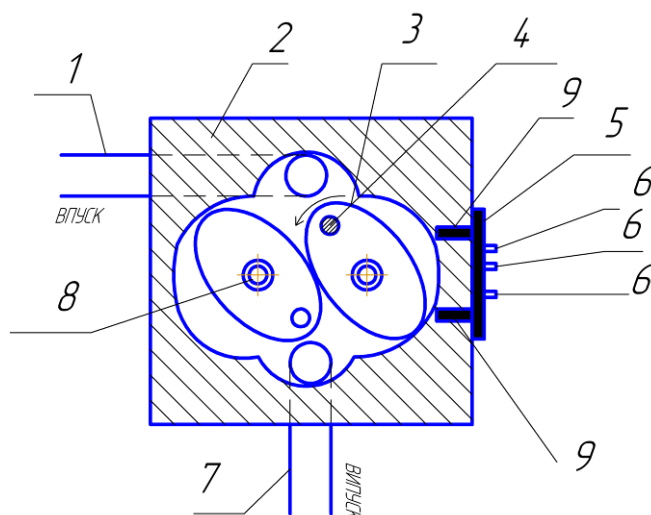


Рисунок 4.5 – Принципова схема витратоміра палива EDM 1403

На рис. 4.5 показано: 1 - впускний канал; 2 - корпус датчика витрати палива; 3 - овальні шестерні витратоміра; 4 - постійний магніт шестерні; 5 - мікросхема; 6 - контакти підведення електроживлення і контакт, що подає електричний сигнал; 7 - випускний канал; 8 - осі шестерень; 9 - нерухомі постійні магніти мікросхеми

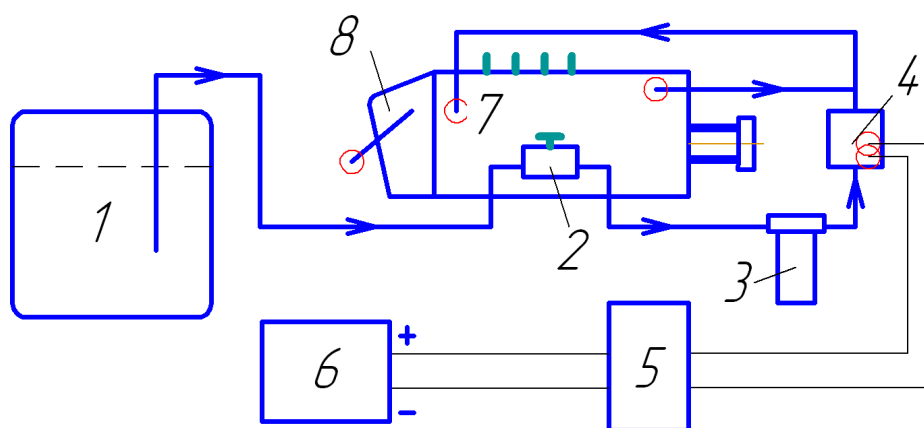


Рисунок 4.6 - Схема установки витратоміра палива EDM 1403 в систему живлення двигуна

На рис. 4.6 показано: 1 – паливний бак; 2 – паливopідкачувальний насос; 3 – фільтр очистки палива; 4 – датчик витрати палива EDM 1403; 5 – USB-Oscilloscope; 6 – ПК; 7 – паливний насос високого тиску; 8 – регулятор частоти обертання двигуна.

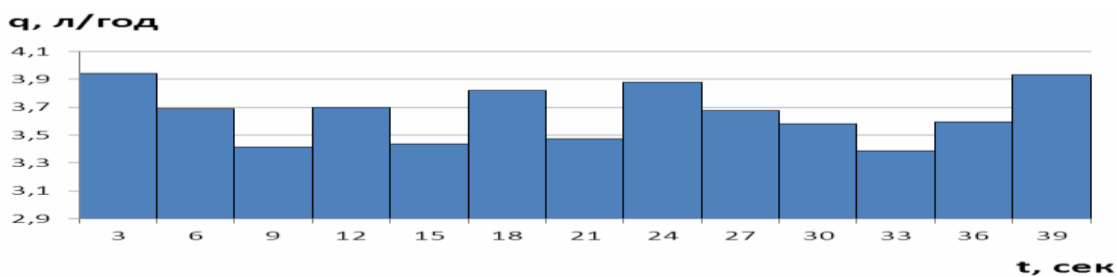
4.4. Результати дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 з різними способами регулювання дизеля та визначення впливу неусталених навантажень на паливну економічність.

Відомо, що режими роботи двигуна залежать від зовнішніх та конструктивних факторів САРЧ дизеля. Зовнішні фактори – рельєф місцевості, стан дорожнього покриття, вид виконуваних технологічних операцій, агротехнічні властивості ґрунту, умови безпеки та ін.. Конструктивні фактори визначають можливості двигуна (потужність яку можна отримати, швидкісний режим, витрату палива, здатність до переналагодження режимів та ін.).

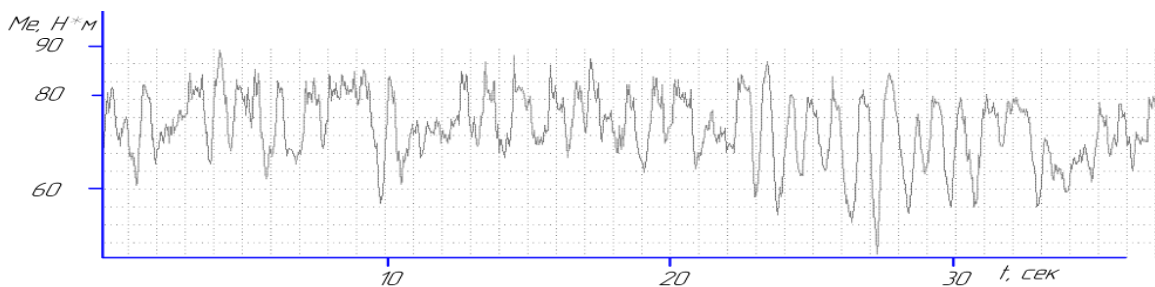
Для визначення впливу як зовнішніх, так і конструктивних факторів на паливну економічність дизеля було проведено випробування КТЗ при його русі по ґрунтовій дорозі з використанням різних типів регуляторів.

При русі трактора ґрунтовою дорогою миттєву витрату палива визначали об'ємним витратоміром моделі EDM 1403 ($q=\text{л/год}$), електричний сигнал від якого подавався через USB Oscilloscope на портативний ПК. Час заміру, заданий конструкцією датчика, об'ємної дози палива коливалась від 0,8 до 3 сек. В залежності від величини циклової подачі палива, період замірювання об'ємної дози складав від 6 до 30 обертів колінчатого вала двигуна.

На рис. 4.7 та 4.8 у вигляді гістограм показано залежності зміни витрати палива від часу руху t , з інтервалом приблизно кожні 3 с., при русі трактора на третій передачі з всережимним та гранично-всережимним регуляторами по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями та наведено осцилограми коливань крутного моменту КТЗ при тих же умовах руху.



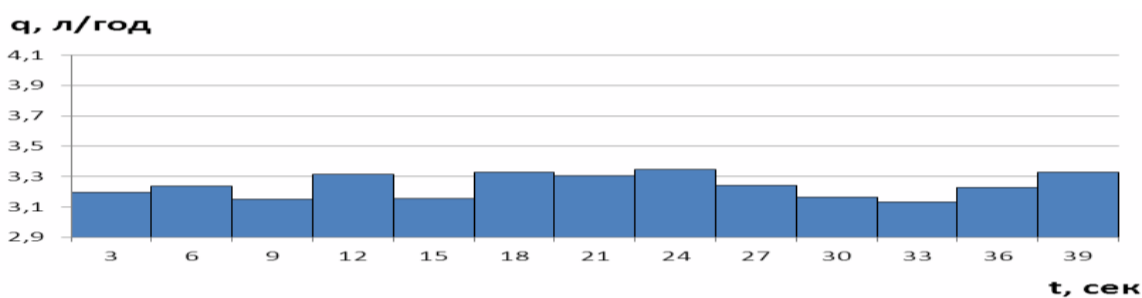
а)



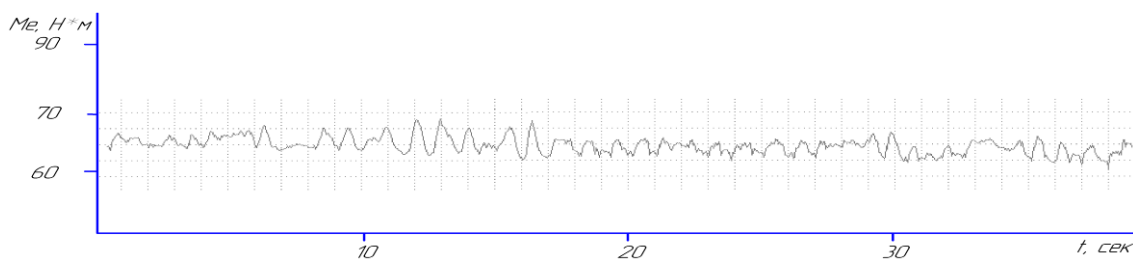
б)

$$V=4,8 \text{ км/год}, q_{\text{ср}}=3,65 \text{ л/год}$$

Рисунок 4.7 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора з всережимним регулятором на третій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.



а)



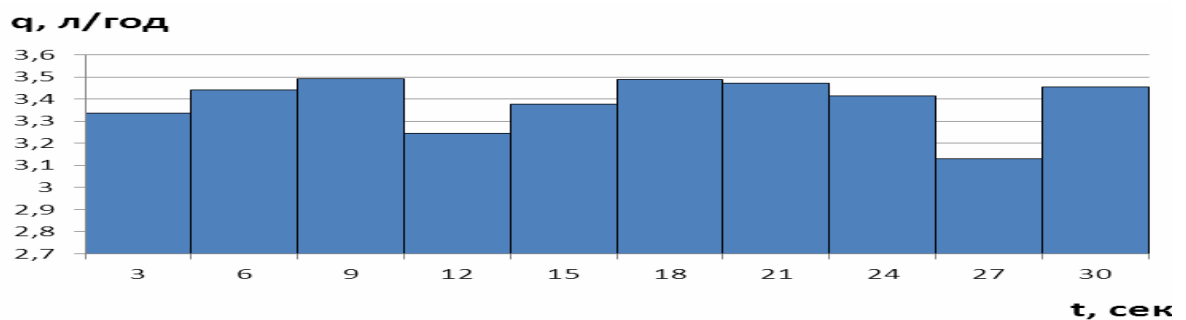
б)

$$V=4,7 \text{ км/год}, q_{\text{ср}}=3,24 \text{ л/год}$$

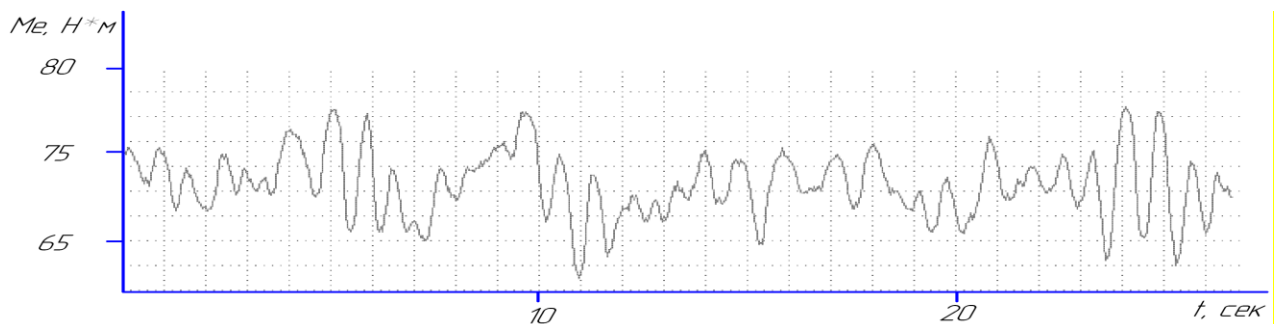
Рисунок 4.8 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора з гранично-всережимним регулятором на третій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.

Аналіз результатів досліджень залежностей витрати палива (Рис. 4.7 та 4.8) показує, що при русі КТЗ з гранично-всережимним регулятором на третій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями витрата палива зменшується на 11% в порівнянні з всережимним регулятором.

На рис. 4.9 та 4.10 також у вигляді гістограм показано залежності зміни витрати палива від часу руху t , з інтервалом приблизно кожні 3 с., при русі трактора на п'ятій передачі з всережимним та гранично-всережимним регуляторами по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями та наведено осцилограми коливань крутного моменту КТЗ при тих же умовах руху.



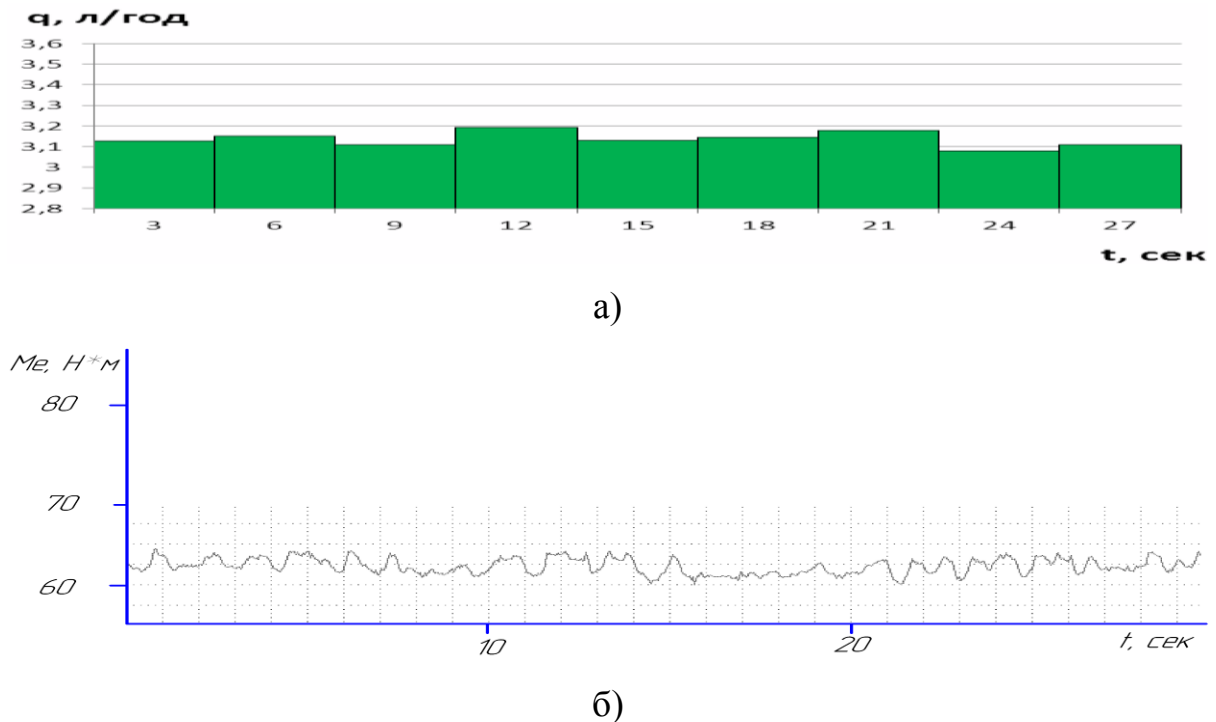
а)



б)

$$V=7,1 \text{ км/год}, q_{\text{ср}}=3,38 \text{ л/год}$$

Рисунок 4.9 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора з всережимним регулятором на п'ятій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.



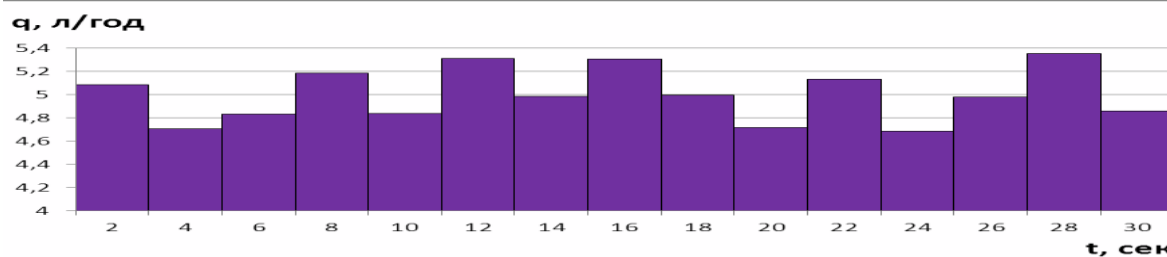
$$V=6,9 \text{ км/год}, q_{\text{ср}}=3,14 \text{ л/год}$$

Рисунок 4.10 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора з гранично-всережимним регулятором на п'ятій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.

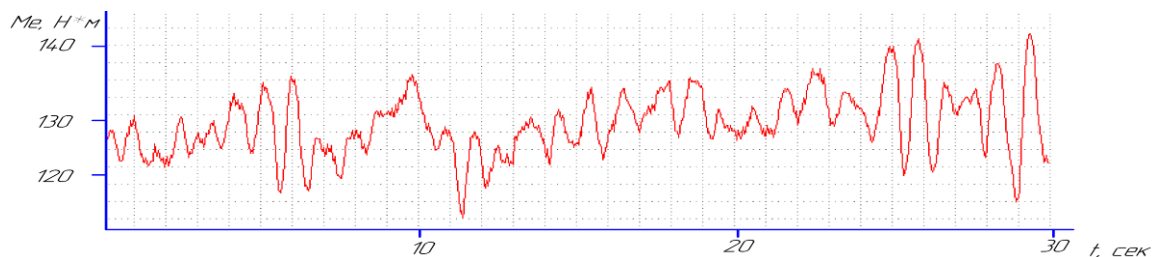
Аналіз результатів досліджень залежностей витрати палива (Рис. 4.9 і 4.10) показує, що при русі КТЗ з гранично-всережимним регулятором на п'ятій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями витрата палива зменшується на 7% в порівнянні з всережимним.

Отже, можна зробити висновок, що чим вище передача, тим менші втрати на розсіювання енергії при русі КТЗ по ґрунтовій дорозі з однаковими значеннями нерівностей її мікропрофілю.

На рис. 4.11 та 4.12 у вигляді гістограм показано залежності зміни витрати палива від часу руху t , з інтервалом приблизно кожні 2 с., при русі трактора з причепом на третій передачі з всережимним та гранично-всережимним регуляторами по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями та наведено осцилограми коливань крутного моменту КТЗ при тих же умовах руху.



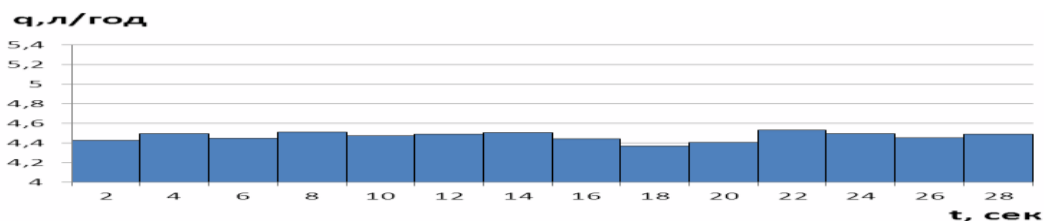
а)



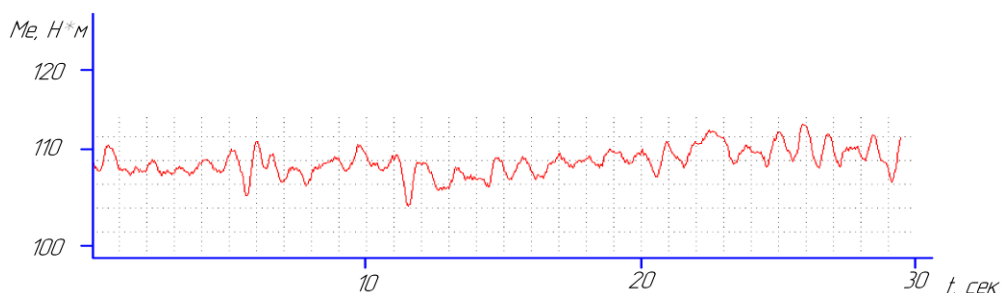
б)

$$V=4,8 \text{ км/год}, q_{\text{ср}}=4,99 \text{ л/год}$$

Рисунок 4.11 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора з всережимним регулятором на третій передачі з причепом по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.



а)



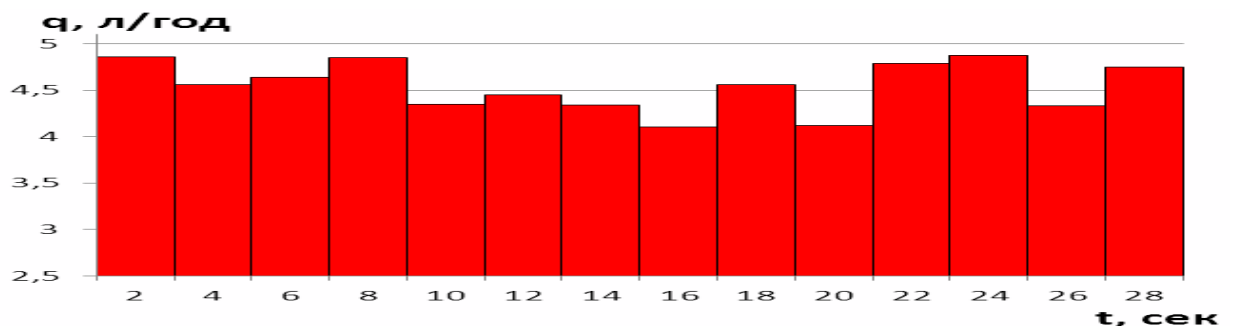
б)

$$V=4,9 \text{ км/год}, q_{\text{ср}}=4,46 \text{ л/год}$$

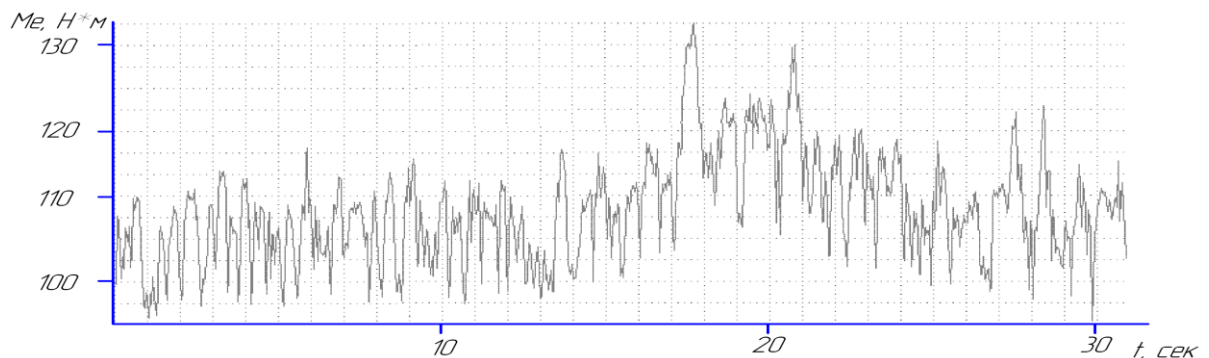
Рисунок 4.12 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора з гранично-всережимним регулятором на третій передачі з причепом по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.

Аналіз результатів досліджень залежностей витрати палива (Рис. 4.11 і 4.12) показує, що при русі КТЗ з гранично-всережимним регулятором на третій передачі з причепом по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями витрата палива зменшується на 10,6% в порівнянні з всережимним.

На рис. 4.13 і 4.14 аналогічно показано фрагменти залежності зміни витрати палива від часу руху t , з інтервалом приблизно кожні 2 с., при русі трактора на третій передачі з всережимним та гранично-всережимним по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями та наведено осцилограми коливань крутного моменту КТЗ при тих же умовах руху.



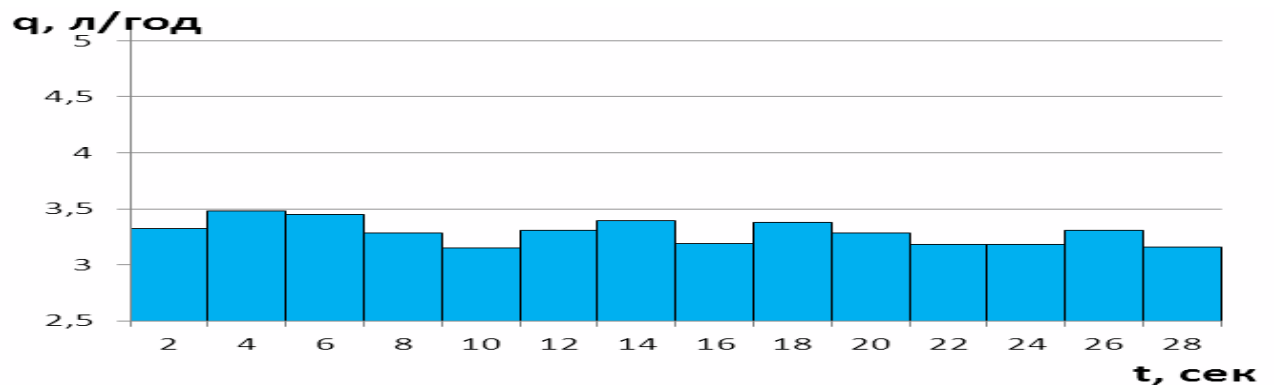
а)



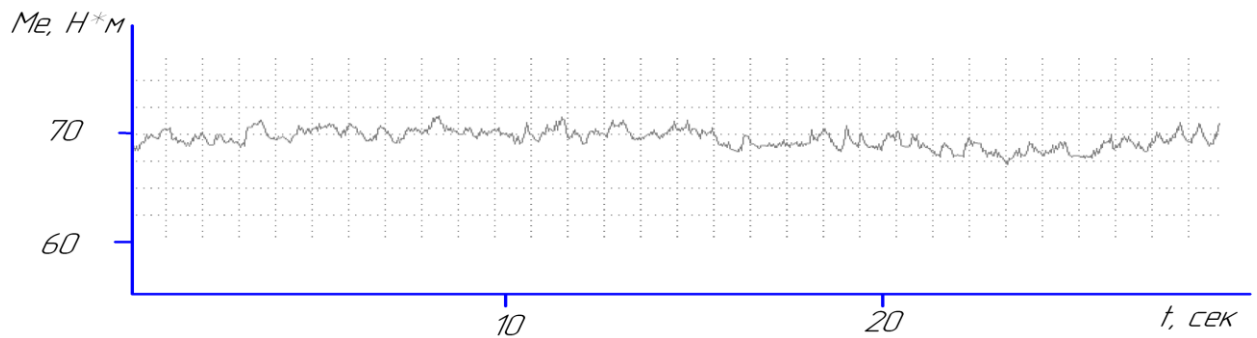
б)

$$V=4,9 \text{ км/год, } q_{\text{ср}}=4,54 \text{ л/год}$$

Рисунок 4.13 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора на третій передачі з всережимним регулятором по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями.



а)



б)

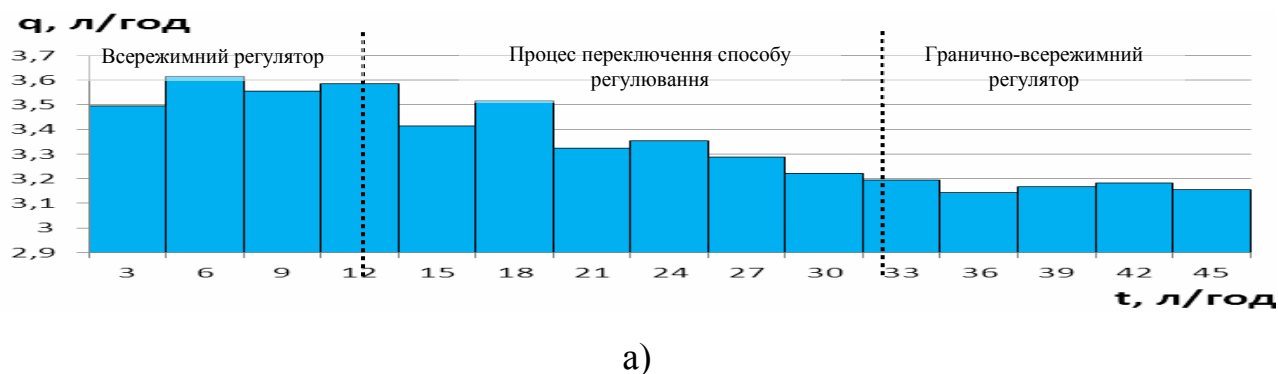
$$V=4,7 \text{ км/год}, q_{\text{ср}}=3,42 \text{ л/год}$$

Рисунок 4.14 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора з гранично-всережимним регулятором на третій передачі по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями.

Аналіз результатів досліджень залежностей витрати палива (Рис. 4.13 і 4.14) показує, що при русі трактора з гранично-всережимним регулятором на третій передачі по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями миттєва витрата палива зменшується до 25%. Крім того за результатами експерименту встановлено, що при русі КТЗ з всережимним регулятором момент M_e , який розвивається двигуном значно більше, ніж M_e двигуна при русі КТЗ з гранично-всережимним регулятором. Останнє є підтвердженням того, що в умовах неусталених режимів роботи двигуна має місце розсіювання енергії.

Для наглядності на рис. 4.15 і 4.16 показано залежності зміни витрати палива, при русі трактора на третій передачі при перемиканні регулятора з всережимного на гранично-всережимне регулювання і навпаки по ґрунтовій

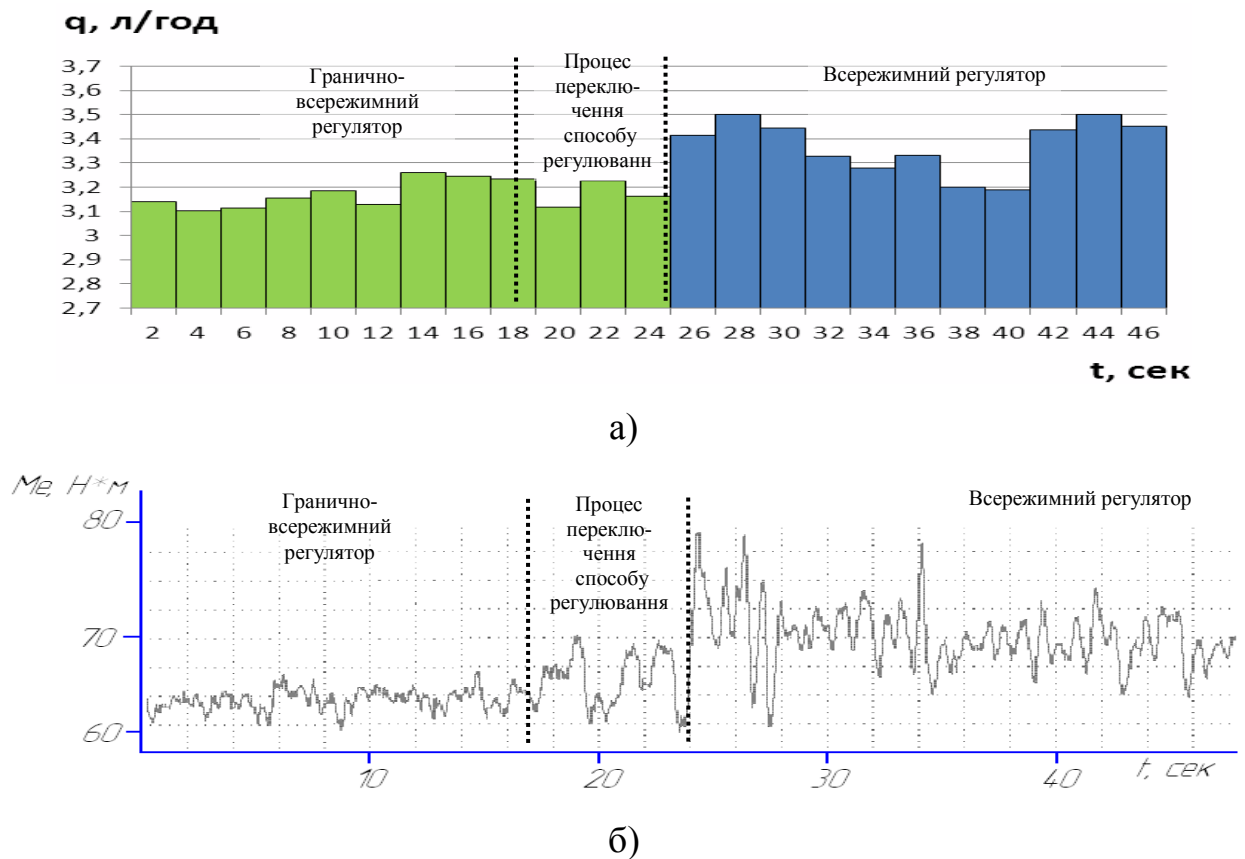
дорозі з незначними нерівностями та наведено осцилограми коливань крутного моменту КТЗ за тих же умов руху.



$$V = 4,6 \text{ км/год}, q_{\text{ср}} = 3,5 \text{ л/год.},$$

$$V = 4,7 \text{ км/год}, q_{\text{ср}} = 3,21 \text{ л/год.}$$

Рисунок 4.15 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора при перемиканні всережимного на гранично-всережимний регулятор на третій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.



$$V = 4,8 \text{ км/год}, q_{\text{ср}} = 3,12 \text{ л/год.},$$

$$V = 4,7 \text{ км/год}, q_{\text{ср}} = 3,36 \text{ л/год}$$

Рисунок 4.16 - Гістограма витрати палива та осцилограма зміни крутного моменту при русі трактора при перемиканні з гранично-всережимного на всережимне регулювання при русі на третій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями.

Аналіз результатів досліджень залежностей витрати палива (Рис. 4.15 і 4.16) показує, що при русі трактора при перемиканні з всережимного на гранично-всережимний регулятор на третій передачі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями в результаті зменшенні амплітуди коливань крутного моменту двигуна витрата палива двигуна з гранично-всережимним регулятором знижується на 8,3% та 7,1% відповідно.

При поперемінному підсиленні коливань рейки паливного насосу (битті) при русі трактора з всережимним регулятором, має місце періодичне підвищення амплітуди коливань крутного моменту, що в свою чергу

автоматично збільшує миттєву витрату палива та середнє крутного моменту M_e

На рис. 4.17 приведені осцилограми зміни координати рейки з ділянками биття та гістограми витрати палива при русі трактора на третій передачі по ґрунтовій дорозі з незначним нерівностями (рис. 4.17 а), по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями (рис. 4.17 б), по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями на третій передачі з причепом (рис. 4.17 в), а також приведені значення миттєвої витрати палива на цих ділянках.

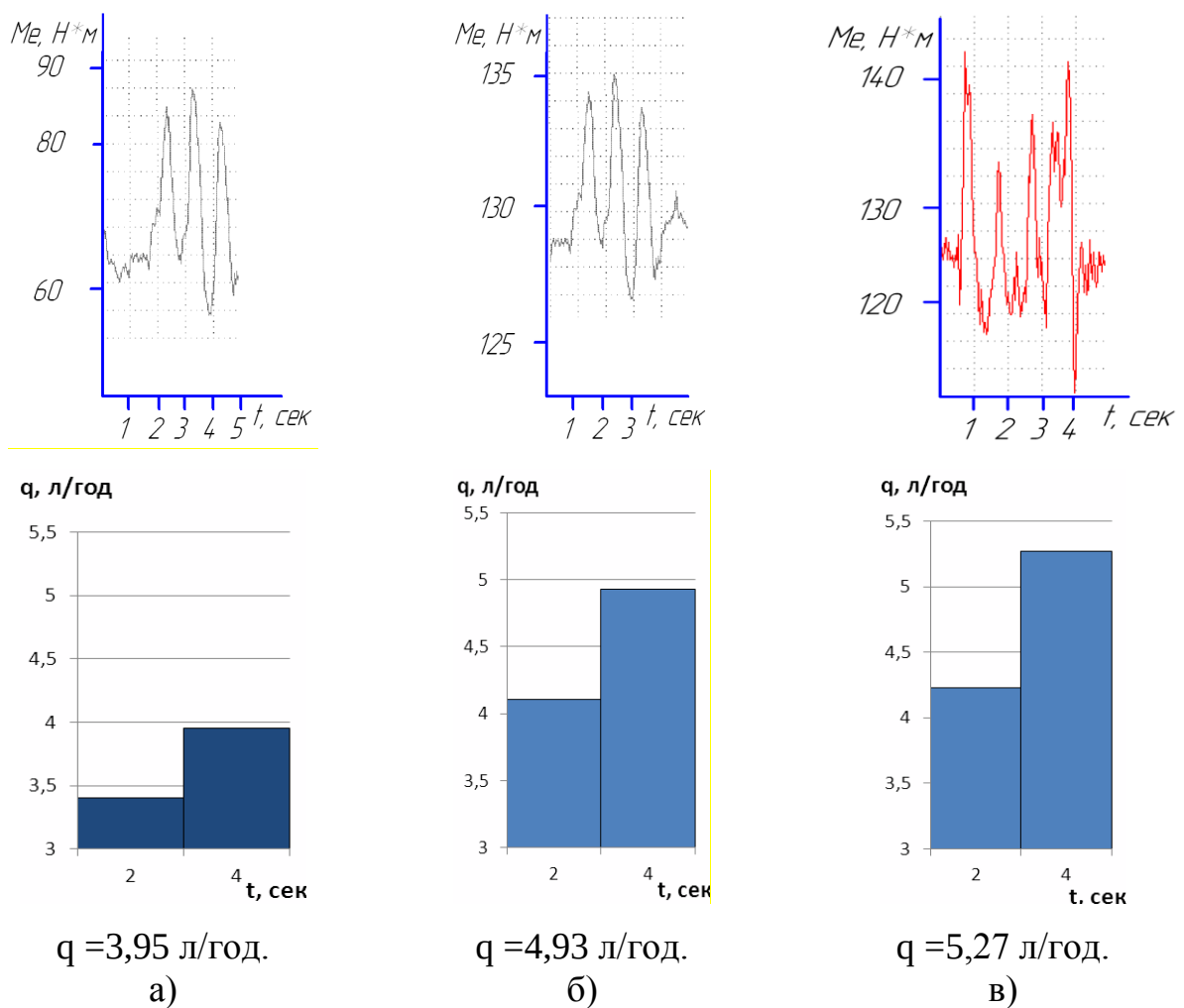


Рисунок 4.17 - Осцилограми зміни координати рейки та гістограми витрати палива з ділянками биття.

Аналіз осцилограм зміни координати рейки на ділянках биття та гістограм витрати палива показав, що при русі трактора на третій передачі по

грунтовій дорозі з незначним нерівностями (рис. 4.17 а) витрата палива за рахунок биття зростає на 14%, при русі по грунтовій дорозі з значними нерівностями (рис. 4.17 б) витрата палива зростає на 16,5%, а при русі на третій передачі з причепом по грунтовій дорозі з незначними нерівностями (4.17 в) витрата палива зростає на 19,7%.

На рис. 4.11 показано осцилограму зміни координати рейки з характерними ділянками биття. На рис. 4.12 показана також гістограма миттєвої витрати палива при русі трактора з приблизно постійною швидкістю по грунтовій дорозі з незначними нерівностями мікропрофіля. Збільшення витрати палива для розглядуваного прикладу за рахунок биття по відношенню до середньої витрати палива при русі трактора по цій же ділянці дороги з тією ж швидкістю з гранично-всережимним регулятором складає до 20%.

Встановлено, що усталене биття може бути спричинено чергуванням декількох нерівностей приблизно однакового розміру чи окремими нерівностями, які відокремлені одна від одної рівними ділянками. Крім того биття може виникати в системі регулювання двигуна, що зумовлено типом регулятора, який застосовують і його конструктивними особливостями. Крім биття в системі регулювання двигуна з всережимним регулятором можуть виникати й інші небажані явища, наприклад, ненавмисний примусовий холостий хід. Суть якого полягає в тому, що при роботі двигуна в навантажувальному режимі, через надмірні коливання рейки паливного насоса, виникає епізодичне відключення палива при роботі двигуна в навантажувальному режимі, що призводить до втрати енергії на примусовий холостий хід і, в кінцевому результаті, збільшує витрату палива двигуном. Ненавмисний примусовий холостий хід може бути спричинений пороговими нерівностями мікропрофіля дороги.

На рисунку 4.18 показано отримані осцилограми коливань рейки паливного насоса і гістограми миттєвої витрати палива при подоланні

граничних нерівностей з всережимним регулятором (рис. 4.18 а) та гранично-всережимним регулятором (рис. 4.18 б) на прикладі залізничного переїзду.

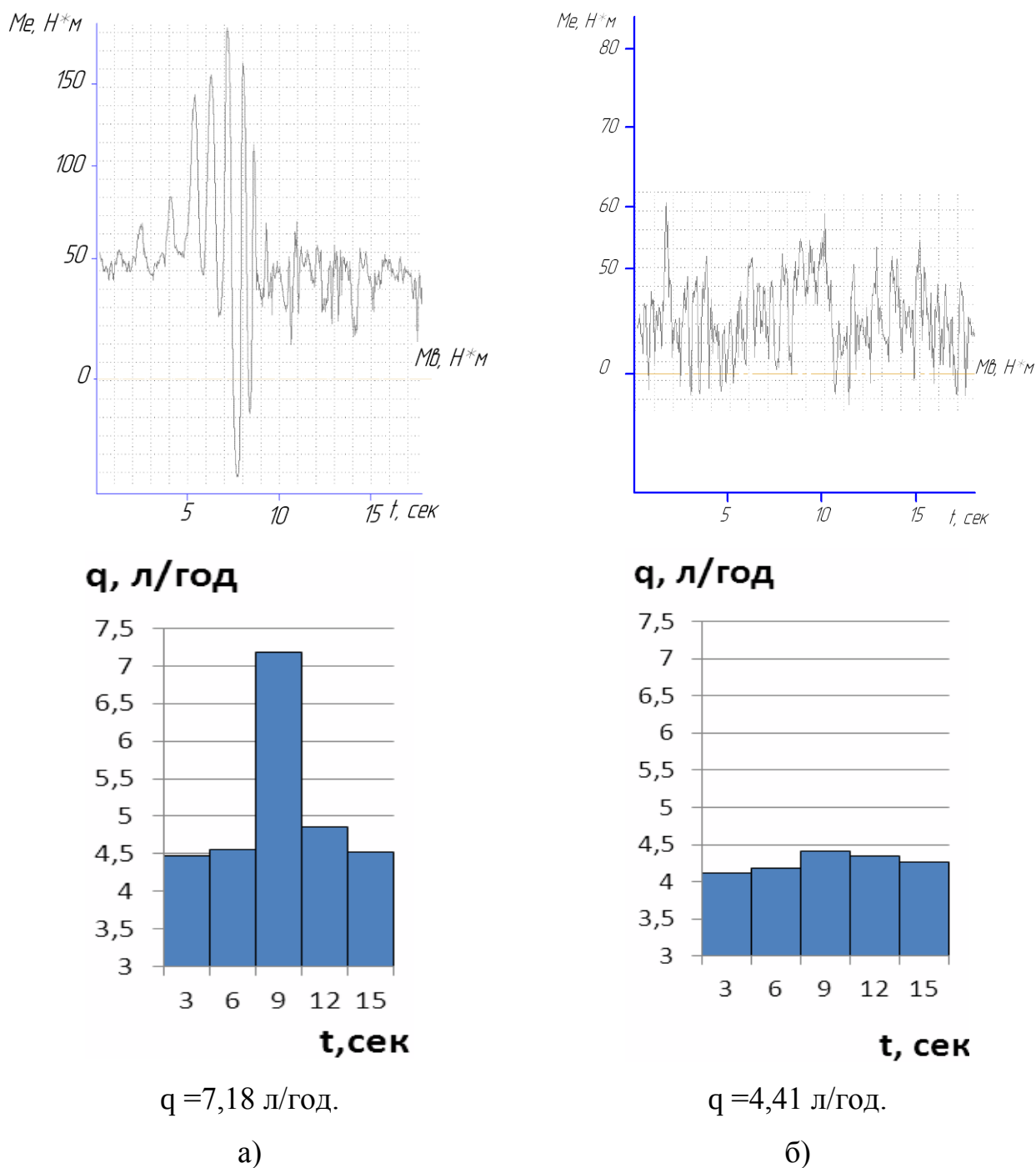


Рисунок 4.18 - Осцилограми зміни координати рейки та гістограми витрати палива при переїзді перешкоди з граничним значенням опору.

Аналіз отриманих результатів свідчить про те, що під час руху КТЗ з всережимним регулятором при подоланні порогових нерівностей, через

виникнення режиму ненавмисного примусового холостого ходу, значення миттєвої витрати палива може сягати суттєвих значень. В розглянутому прикладі (подолання залізничного переїзду) миттєва витрата палива двигуна з всережимним регулятором на 62,8%, більша за витрату палива двигуна гранично-всережимним регулятором.

Отримані результати свідчать про те що основною причиною значного розсіювання енергії при русі КТЗ по ґрунтовій дорозі є підвищенні коливання крутного моменту (рейки паливного насосу) та кутової швидкості.

Таким чином, аналіз результатів досліджень по визначенню впливу способу регулювання частоти обертання двигуна КТЗ (всережимного і гранично-всережимного) на витрату палива при русі з постійною швидкістю за фіксованого положення важеля керування подачею палива по ґрунтовій дорозі показав, що витрата палива двигуном КТЗ з гранично-всережимним регулятором менша ніж з всережимним на 6-11% при русі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями її мікропрофілю, а при русі по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями її мікропрофілю зниження витрати палива двигуном КТЗ з гранично-всережимним регулятором може складати до 25%.

4.5 Висновки до 4-го розділу.

1. За результатами дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 виконана оцінка впливу способу регулювання двигуна на витрату палива при його русі по ґрунтовій дорозі з різними типами регуляторів. Встановлено, що при русі КТЗ з гранично-всережимним регулятором витрата палива менша ніж з всережимним на 6-11% при русі ґрунтовою дорогою з незначними нерівностями її мікропрофілю, а при русі ґрунтовою дорогою з значними нерівностями її мікропрофілю зниження витрати палива двигуном КТЗ з гранично-всережимним регулятором може складати до 25%.
2. Аналіз результатів дорожніх досліджень під час руху КТЗ з постійною швидкістю за фіксованого положення важеля керування

подачею палива по ґрунтовій дорозі при виникненні епізодичного биття показав, що витрата палива двигуном трактора МТЗ-80 при використанні гранично-всережимного регулятора менша ніж при використанні всережимного регулятора на 14% при русі по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями, а із значними нерівностями - зниження витрати палива складає 16,5%, а при русі трактора за тих же умов з причепом зменшення витрати палива становить 19,7%.

3. Аналіз отриманих результатів свідчить про те, що під час руху КТЗ з всережимним регулятором в режимі ненавмисного примусового холостого ходу при подоланні перешкод з пороговими значеннями нерівностей, миттєва витрати палива може сягати суттєвих значень. Наприклад при подоланні залізничного переїзду миттєва витрата палива двигуна з всережимним регулятором на 62,8%, більша за витрату палива двигуном з гранично-всережимним регулятором.
4. За результатами дорожніх випробувань встановлено, що в режимі усталеного биття збільшення витрати палива двигуном з всережимним регулятором при русі КТЗ по ґрунтовій дорозі з незначними нерівностями може сягати до 20%.

Розділ V. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЯХ КОЕФІЦІЄНТА РОЗСІЮВАННЯ ЕНЕРГІЇ, ВИТРАТИ ПАЛИВА І ВИКИДІВ ШР З ВГ.

5.1 Результати розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії в коливальній системі (трансмисії).

Коефіцієнт розсіювання енергії визначаємо з результатів дорожніх випробувань КТЗ, порівнюючи паливну економічність при русі за неусталених навантажень, ґрунтовою дорогою з різними значеннями нерівностей її мікропрофіля при використанні всережимного та гранично-всережимного регуляторів за методикою, що запропонована в розділі 2 [2.51-2.61].

Відомо [41, 73], що основним, по відношенню до трансмісії, зовнішнім збуджуючим фактором є крутний момент двигуна, який однозначно визначається координатою рейки паливного насосу h . Для спрощення аналізу приймемо, що зміна амплітуди коливань крутного моменту двигуна ідентична амплітуді коливань рейки паливного насосу.

В таблицях 5.1 - 5.4 приведені результати обробки експериментальних даних дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 при його русі з постійною швидкістю ґрунтовою дорогою з різними значеннями нерівностей її мікропрофіля на 3-ій передачі без причепа та з причепом, на 4-ій та 5-ій передачах відповідно, за фіксованого положення важеля керування подачею палива, імітуючи рух КТЗ в умовах технологічних сільськогосподарських операцій. В таблицях 5.1 - 5.4 також приведені результати розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії для вище вказаних умов. Крім того в таблицях 5.1-5.4 приведено результати розрахунку на математичній моделі моменту розсіювання енергії M_o для зазначених умов руху. Різниця розрахункових і експериментальних даних моменту розсіювання енергії M_o не перевищує 2%, що свідчить про адекватність математичної моделі.

Таблиця 5.1 - Результати розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії за результатами дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 при його русі ґрунтовою дорогою на третій передачі з різними значеннями нерівностей її мікропрофіля.

Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, кг/год.	Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, %	Втрата теплоти, ΔQ , Дж	Втрата потужності, $\Delta N_{\text{е}}$, Вт	Втрата моменту, $\Delta M_{\text{е}}$, (експериментальний M_0) Н·м	Частота коливань, f , Гц	Період коливань, T , сек.	Приріст амплітуди коливань крутного моменту, $\Delta A_{M_{\text{е}}}$, Нм	Приріст коефіцієнта розсіювання енергії, $\Delta \xi$, Нм·с/рад	Приріст кута закручування, $\Delta \varphi_{\text{ср}}$, рад	Момент розсіювання енергії розрахунковий M_0
0,143	5,30	6067,30	421,34	2,68	0,3956	2,528	6,44	17,88	0,09479	2,682
0,161	6,01	6878,60	477,70	3,04	0,2381	4,2	7,34	29,74	0,10804	3,060
0,194	7,22	8254,35	573,21	3,65	0,2660	3,76	8,74	26,85	0,12865	3,675
0,281	10,46	11958,2	830,40	5,29	0,3259	3,068	12,54	21,98	0,1846	5,290
0,361	13,46	15379,9	1068,04	6,8	0,2535	3,944	16,14	28,24	0,2376	6,805
0,372	13,80	15803,2	1097,40	6,99	0,4310	2,32	16,59	16,59	0,244196	6,985
0,381	14,20	16226,5	1126,80	7,17	0,3634	2,752	17,04	19,68	0,25082	7,175
0,480	17,80	20424,2	1418,35	9,03	0,3571	2,8	21,32	20,14	0,3138	9,028
0,532	19,78	22611,3	1570,20	9,93	0,3165	3,16	23,54	22,79	0,34649	9,996
0,581	21,60	24727,8	1717,20	10,90	0,4931	2,028	25,68	14,65	0,377996	10,922

Розрахунок виконувався для трактора МТЗ-80 за такими вихідними даними: $m_{\text{тр}}=3770$ кг., $c_{\text{пр}}=67,937$ Нм/рад, $V=4,7$ км/год.

Таблиця 5.2 - Результати розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії за результатами дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 при його русі ґрунтовою дорогою на третій передачі з причепом за різних значень нерівностей її мікропрофіля.

Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, кг/год.	Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, %	Втрата теплоти, ΔQ , Дж	Втрата потужності, ΔN_e , Вт	Втрата моменту, ΔM_e , (експериментальний M_0) Н·м	Частота коливань, f , Гц	Період коливань, T , сек.	Приріст амплітуди коливань крутного моменту, ΔA_{M_e} , Нм	Приріст коефіцієнта розсіювання енергії, $\Delta \xi$, Нм·с/рад	Приріст кута закручування, $\Delta \varphi_{\text{ср}}$, рад	Момент розсіювання енергії розрахунковий M_0
0,184	4,97	7831,05	696,1	4,43	0,2136	4,68	7,25	48,58	0,1067	4,43
0,203	5,49	8642,4	768,2	4,89	0,3788	2,64	8,011	27,37	0,1179	4,88
0,211	5,69	8959,85	796,4	5,07	0,2884	3,468	18,3	16,31	0,2693	5,06
0,306	8,27	13016,48	1157,02	7,36	0,3506	2,852	12,1	29,50	0,1781	7,37
0,311	8,4	13228,13	1175,8	7,48	0,2451	4,08	22,3	23,26	0,328	7,47
0,432	11,68	18378,3	1633,6	10,4	0,3125	3,2	17,6	50,48	0,259	16,34
0,434	11,74	18484,1	1643	10,46	0,2604	3,84	18,3	37,414	0,2693	10,49
0,445	12,04	18942,7	1683,8	10,7	0,2049	4,88	20,44	43,53	0,300	10,7
0,519	14,03	22082,2	1962,8	12,49	0,3411	2,932	21,9	28,49	0,322	12,51
0,557	15,06	23704,8	2107,1	13,42	0,25	4	22,3	40,93	0,328	13,42
0,601	16,25	25574,4	2273,3	14,47	0,3125	3,2	23,6	33,33	0,347	14,45
0,703	18,99	29877,9	2655,8	16,9	0,2799	3,572	27,5	37,32	0,4047	16,91
0,703	19,01	29913,2	2658,9	16,93	0,2976	3,36	27,5	35,13	0,4047	16,93
0,739	19,97	31430,03	2793,8	17,8	0,3639	2,748	28,8	28,76	0,4239	17,74

Розрахунок виконувався для трактора МТЗ-80 за такими вихідними даними: $m_{\text{тр}}=3770$ кг., $m_{\text{пр}}=2000$ кг., $c_{\text{пр}}=67,937$ Нм/рад, $V=4,8$ км/год.

Таблиця 5.3 - Результати розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії за результатами дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 при його русі ґрунтовою дорогою на четвертій передачі за різних значень нерівностей її мікропрофіля.

Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, кг/год.	Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, %	Втрата теплоти, ΔQ , Дж	Втрата потужності, ΔN_e , $N_{\text{т}}$	Втрата моменту, ΔM_e , (експериментальний M_0) $\text{Н} \cdot \text{м}$	Частота коливань, f , Гц	Період коливань, T , сек.	Приріст амплітуди коливань крутного моменту, ΔA_{M_e} , Нм	Приріст коефіцієнта розсіювання енергії, $\Delta \xi$, $\text{Нм} \cdot \text{с/рад}$	Приріст кута закручування, $\Delta \varphi_{\text{ср}}$, рад	Момент розсіювання енергії розрахунковий M_0
0,002	0,057	63,05	4,41	0,028	0,3787	2,64	0,07	25,315	0,00073	0,028
0,015	0,56	627,9	43,60	0,28	0,2717	3,68	0,68	35,9	0,0071	0,277
0,035	1,32	1474,5	102,39	0,65	0,4167	2,4	1,59	23,5	0,0166	0,650
0,091	3,46	3873,2	268,9	1,71	0,2841	3,52	4,15	34,73	0,04339	1,712
0,11	3,87	4331,77	300,82	1,92	0,2193	4,56	4,64	45	0,048	1,895
0,12	4,29	4719,8	327,765	2,087	0,2336	4,28	5,05	42,15	0,053	2,088
0,13	5,01	5601,7	389,01	2,48	0,4167	2,4	5,99	23,73	0,062	2,452
0,15	5,69	6377,7	442,9	2,82	0,3289	3,04	6,81	30,09	0,071	2,811
0,17	6,42	7189,05	499,24	3,18	0,2907	3,44	7,67	33,88	0,0802	3,160
0,25	9,44	10575,5	734,41	4,68	0,2809	3,56	11,24	35,54	0,1175	4,692

Розрахунок виконувався для трактора МТЗ-80 за такими вихідними даними: $m_{\text{тр}}=3770$ кг., $c_{\text{пр}}=95,641$ Нм/рад, $V=6,1$ км/год.

Таблиця 5.4 - Результати розрахунку коефіцієнта розсіювання енергії за результатами дорожніх випробувань трактора МТЗ-80 при його русі ґрунтовою дорогою на п'ятій передачі за різних значень нерівностей її мікропрофіля.

Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, кг/год.	Перевитрата палива, $\Delta G_{\text{п}}$, %	Втрата теплоти, ΔQ , Дж	Втрата потужності, ΔN_e , $N_{\text{т}}$	Втрата моменту, ΔM_e , (експериментальний M_o) $N \cdot m$	Частота коливань, f , Гц	Період коливань, T , сек.	Приріст амплітуди коливань крутного моменту, ΔA_{M_e} , Нм	Приріст коефіцієнта розсіювання енергії, $\Delta \xi$, $N \cdot m \cdot c / \text{рад}$	Приріст кута закручування, $\Delta \varphi_{\text{кр}}$, рад	Момент розсіювання енергії розрахунковий M_o
0,006	0,24	271,62	18,86	0,12	0,3575	2,8	0,3	94,61	0,00089	0,120
0,09	3,42	3785,0	262,84	1,67	0,3325	3	4,066	102,13	0,0122	1,661
0,17	6,35	7030,31	488,22	3,11	0,34	2,96	7,53	100,78	0,0227	3,091
0,199	7,63	8441,31	586,2	3,73	0,2425	4,12	9,01	140,62	0,0272	3,713
0,23	8,81	9746,5	676,84	4,31	0,3075	3,24	10,4	111,55	0,0314	4,324
0,25	9,67	10698,91	742,98	4,73	0,4	2,48	11,4	85,7	0,0344	4,755
0,26	10,08	11157,48	774,82	4,93	0,295	3,4	11,9	116,8	0,0358	4,919
0,28	10,63	11757,2	816,47	5,2	0,295	3,4	12,51	116,44	0,0378	5,178
0,29	11,2	12392,1	860,56	5,48	0,4625	2,16	13,2	74,3	0,039	5,366
0,294	11,33	12533,2	870,36	5,54	0,3325	3	13,3	103,91	0,04	5,542

Розрахунок виконувався для трактора МТЗ-80 за такими вихідними даними: $m_{\text{тр}}=3770$ кг., $c_{\text{пр}}=330,878$ Нм/рад, $V=7,1$ км/год.

Коефіцієнт розсіювання енергії визначаємо відносно середніх значень амплітуд коливань крутного моменту з врахуванням відносного збільшення «миттєвої» витрати палива $\Delta G_{\text{п}}$ при русі КТЗ з всережимним регулятором в порівнянні з параметрами ($A_{\text{Меср}}$ і $G_{\text{ср}}$) при його русі з гранично-всережимним регулятором рис.4.7-4.12

Розрахунками на динамічній математичній моделі та результатами експериментальних досліджень встановлено, що амплітуда коливань крутного моменту двигуна (рейки паливного насосу) з гранично-всережимним регулятором значно менше, в 5-7 разів, ніж при роботі двигуна з всережимним регулятором. Останнє пояснюється тим, що в гранично-всережимному регуляторі передбачено рухомий обмежувач переміщення рейки в сторону збільшення подачі палива.

Найбільш поширеним неусталеним режимом руху КТЗ є його рух по пересіченій місцевості. Рух за таких умов викликає безперервну дію на рейку паливного насосу, що приводить до безперервних перехідних процесів, наслідком яких, як відомо, є зміна потужності двигуна і втрати енергії на розсіювання [143, 144, 145].

Для визначення впливу неусталеного характеру зовнішнього навантаження на амплітуду коливань крутного моменту двигуна і втрат енергії на розсіювання енергії задамося законом зміни опору руху $\pm \Delta M_{\text{оп}}$ у вигляді симетричної прямокутної функції рис. 5.1, таким щоб середнє значення амплітуди періоду декількох коливань T залишалось незмінним по відношенню з усталеним режимом руху. Вплив такого режиму руху КТЗ на амплітуду коливань рейки паливного насосу визначено для найбільш поширених частот зовнішньої збуджуючої дії.

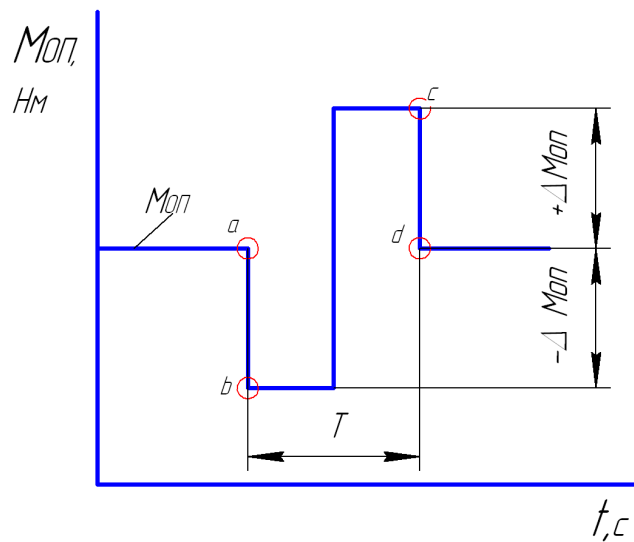
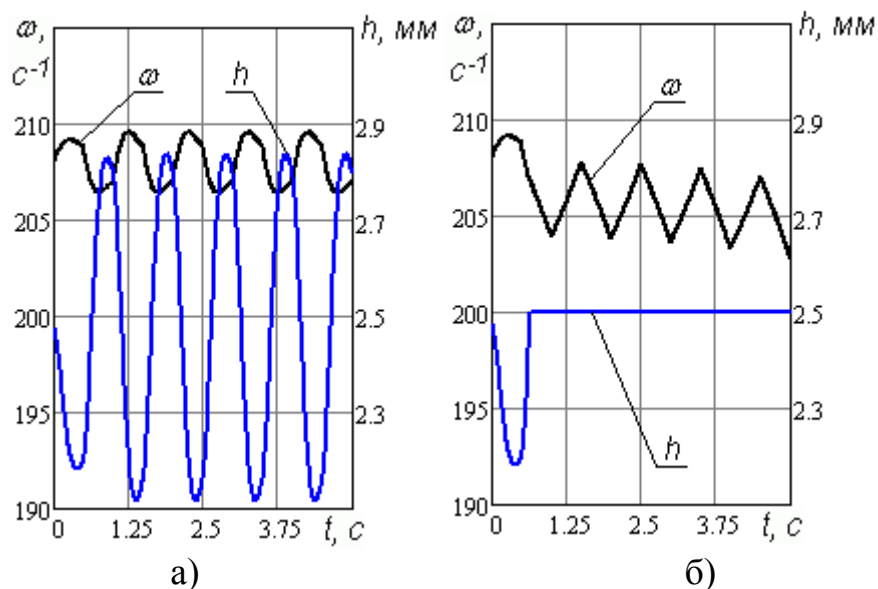


Рисунок 5.1 – Закони зміни моменту опору руху

Для наглядності на рис. 5.2 та 5.3 показані приклади розрахунків перехідних процесів в системах автоматичного регулювання дизеля з штатним всережимним і гранично-всережимним регуляторами частоти обертання колінчастого вала дизеля. З Рис. 5.2 та 5.3 видно, що амплітуда коливань рейки паливного насоса з гранично-всережимним регулятором або взагалі відсутня, або стає значно меншою в порівнянні з амплітудою коливань рейки за використання всережимного регулятора.

Рисунок 5.2 - Приклади перехідних процесів в САРЧ дизеля Д-241 при прямокутній періодичній зміні опору ($T = 1$ с; $\Delta M_{оп} = 19$ Н·м).

а) штатний всережимний регулятор; б) гранично-всережимний регулятор

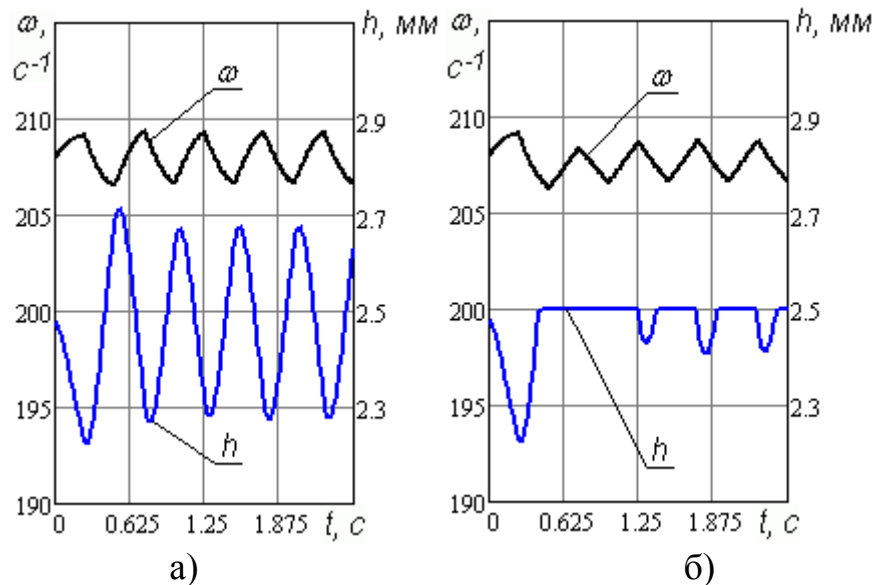


Рисунок 5.3 - Приклади перехідних процесів в САРЧ дизеля Д-241 при прямокутній періодичній зміні опору ($T = 0,5$ с; $\Delta M_{оп} = 19$ Нм).
 а) штатний всережимний регулятор; б) гранично-всережимний регулятор

Отже, розрахунками на динамічній математичній моделі встановлено, що обмеження вимушених коливань рейки паливного насосу високого тиску забезпечує зниження амплітуди коливань рейки паливного насосу.

За результатами обробки осцилограм коливань крутного моменту і гістограм витрати палива приведених в таблицях 5.1-5.4 будуюмо залежності зміни приросту коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ і частку перевитраченого палива $\Delta G_{п}$, % від приросту амплітуди коливань крутного моменту ΔA_{Me}

На рис. 5.4, 5.5, 5.6 та 5.7 показані залежності зміни приросту коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ від приросту амплітуди коливань крутного моменту ΔA_{Me} двигуна Д-241 при русі трактора МТЗ-80 на третій передачі з причепом та без нього, а також четвертій та п'ятій передачах відповідно по ґрунтовій дорозі з різними значеннями нерівностей її мікропрофіля. Аналіз залежностей, що приведені на рис. 5.4, 5.5 та 5.6 показує, що приріст коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ практично пропорційно збільшується зі збільшенням приросту амплітуди коливань ΔA_{Me} крутного моменту, крім того приріст коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ залежить від частоти коливань крутного моменту. При русі на третій, четвертій та п'ятій передачі зі збільшенням частоти коливань крутного

моменту приріст коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ знижується, а при русі на третій передачі з причепом навпаки.

При русі КТЗ з причепом приріст амплітуди коливань крутного моменту двигуна зростає, збільшується також і приріст коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$, а при русі на четвертій та п'ятій передачі збільшення приросту коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ спостерігається через збільшення приведеної жорсткості $c_{пр}$ системи.

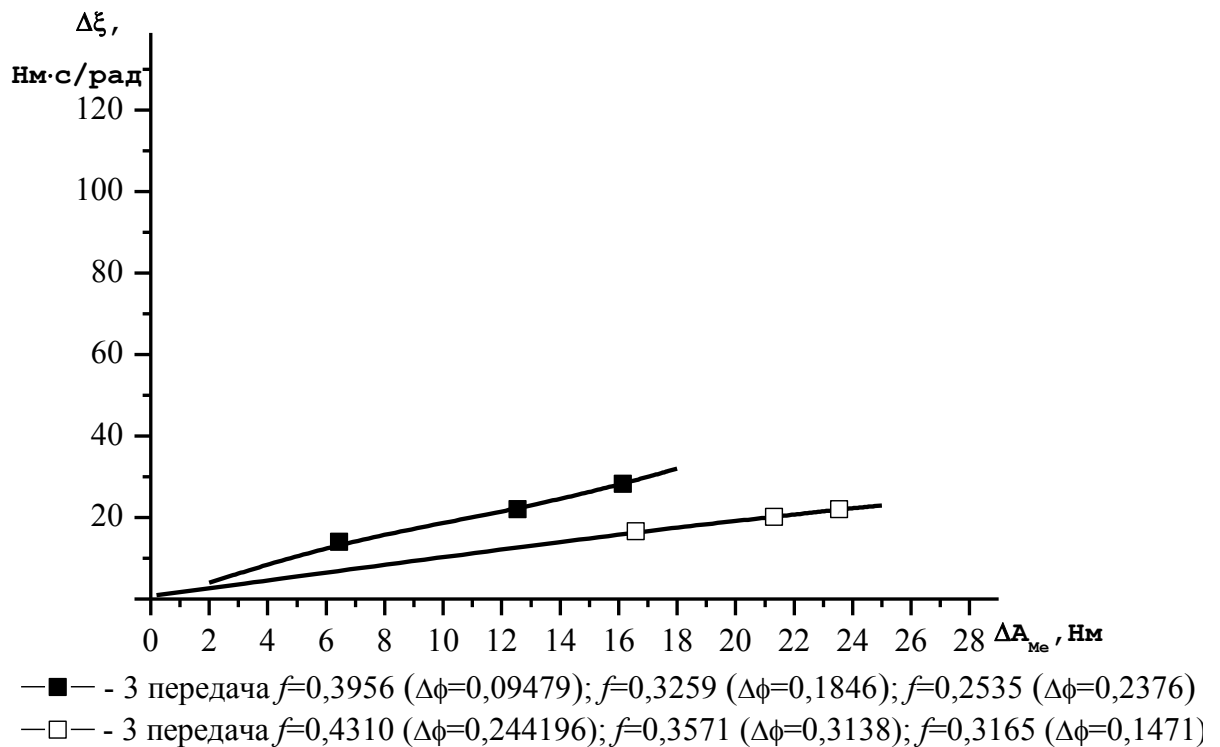


Рисунок 5.4 - Зміна коефіцієнта розсіювання енергії від амплітуди і частоти коливань крутного моменту трактора МТЗ-80 на 3-ій передачі

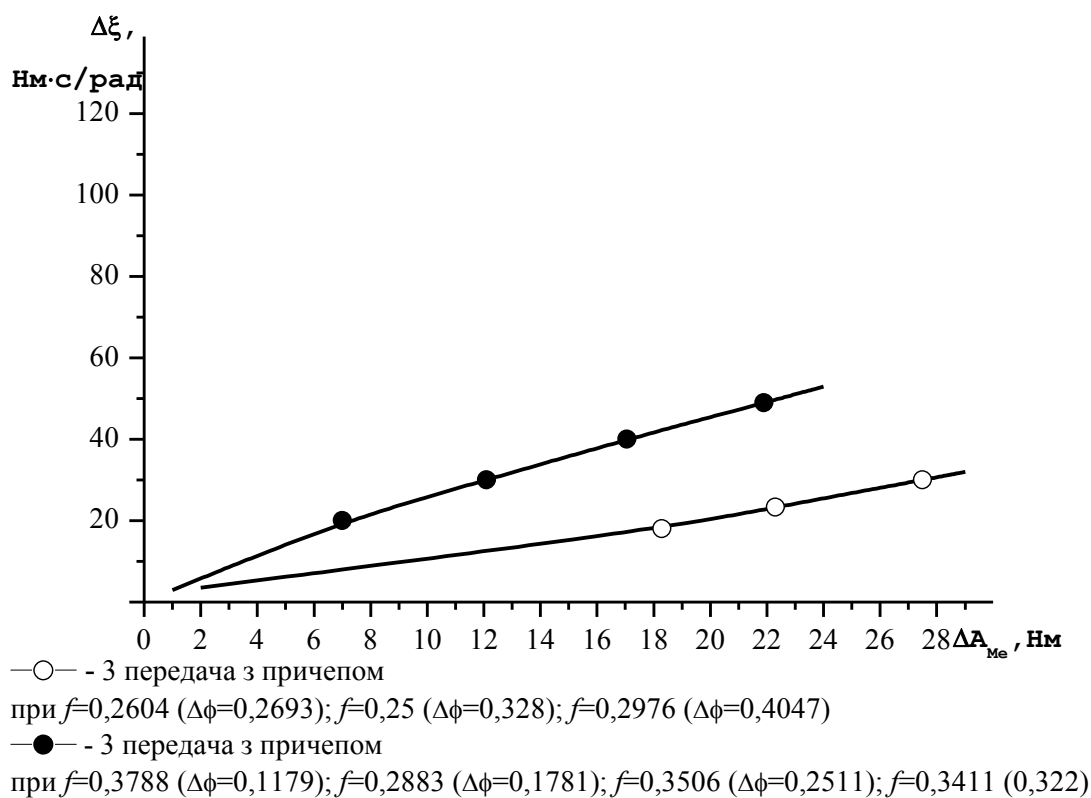


Рисунок 5.5 - Зміна приросту коефіцієнта розсіювання енергії від амплітуди і частоти коливань крутного моменту трактора МТЗ-80 при русі на 3-ій передачі з причепом

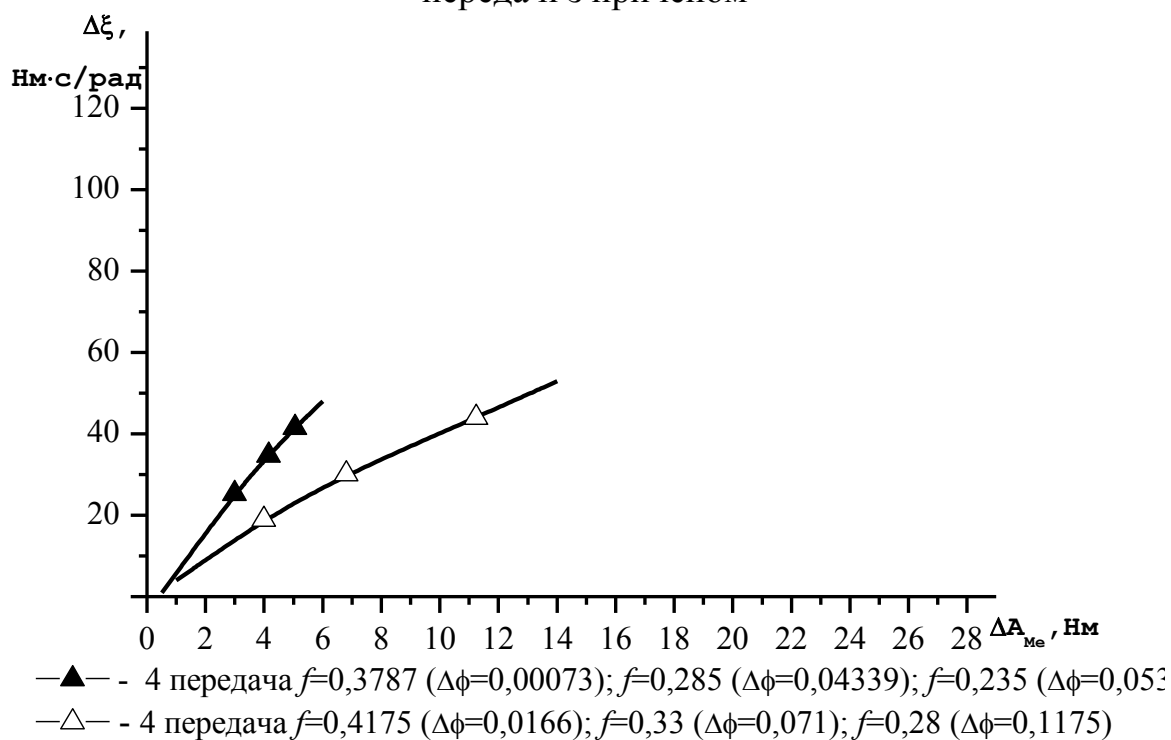


Рисунок 5.6 - Зміна коефіцієнта розсіювання енергії від амплітуди і частоти коливань крутного моменту трактора МТЗ-80 на 4-ій передачі

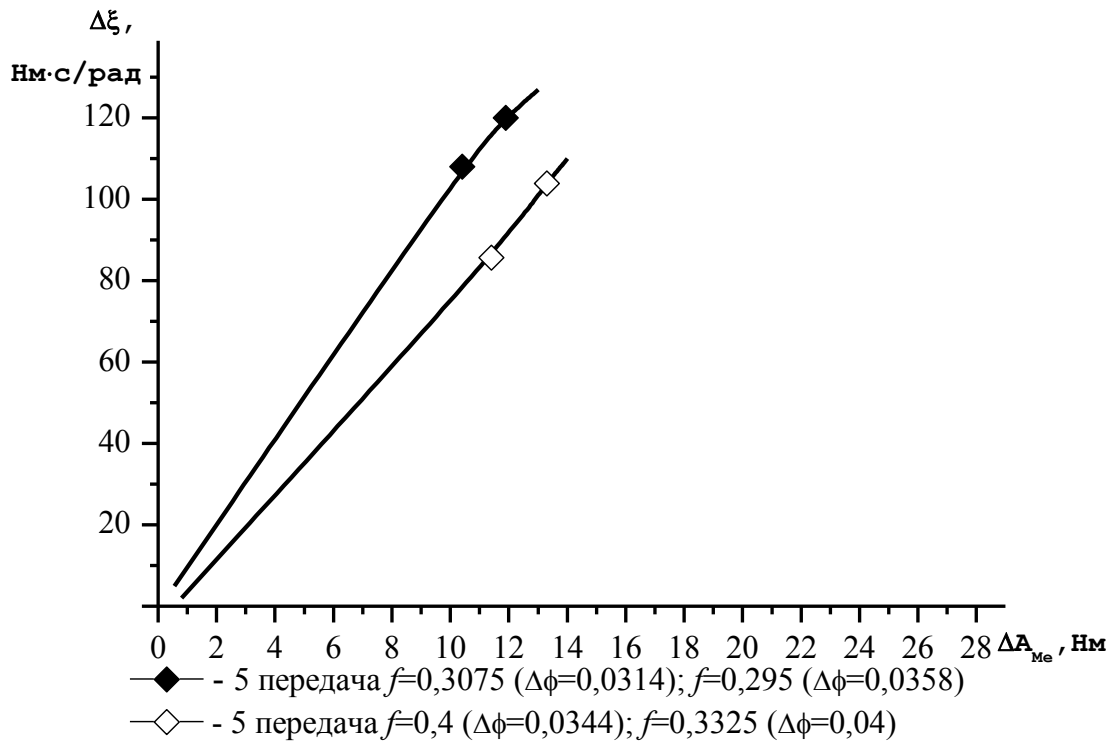


Рисунок 5.6 - Зміна коефіцієнта розсіювання енергії від амплітуди і частоти коливань крутного моменту трактора МТЗ-80 на 5-ій передачі

Для наглядності на рис. 5.8, 5.9, 5.10 та 5.11 показані залежності зміни частки перевитраченого палива ΔG_{Π} , % двигуном трактора МТЗ-80 при його русі ґрунтовою дорогою з постійною швидкістю за різних значень нерівностей її мікропрофіля з всережимним регулятором від приросту амплітуди коливань крутного моменту дизеля ΔA_{Me} . Рух трактора здійснювався з причепом та без нього.

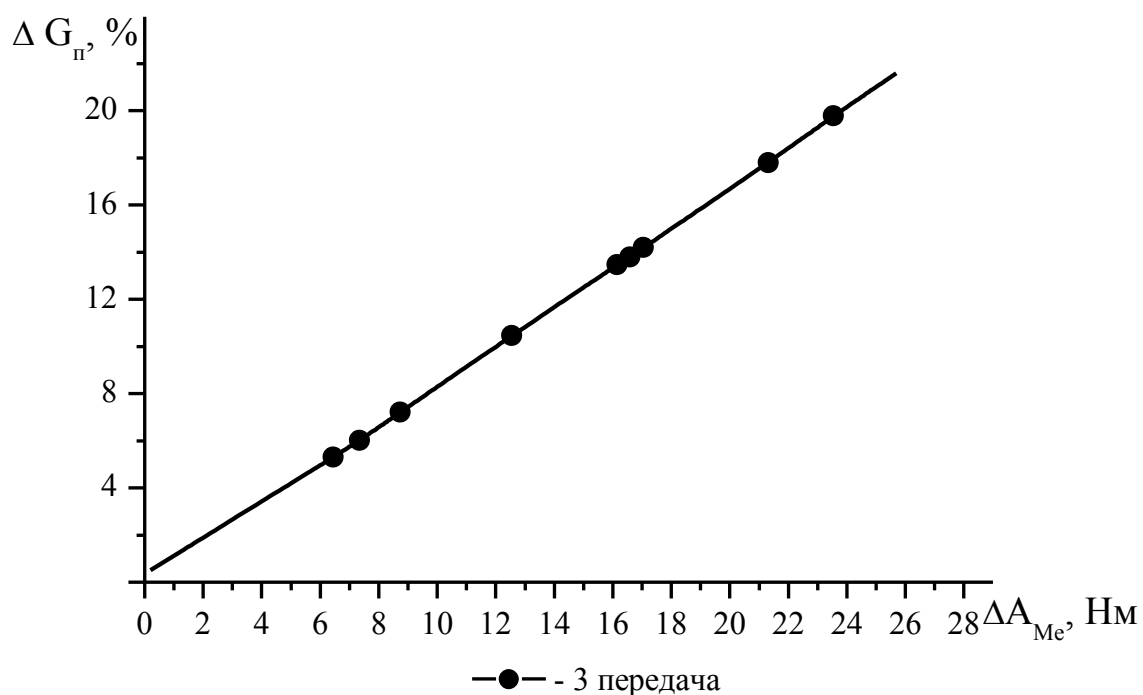


Рисунок 5.8 - Залежність збільшення частки (%) перевитраченого палива при русі трактора МТЗ-80 на 3-ій передачі

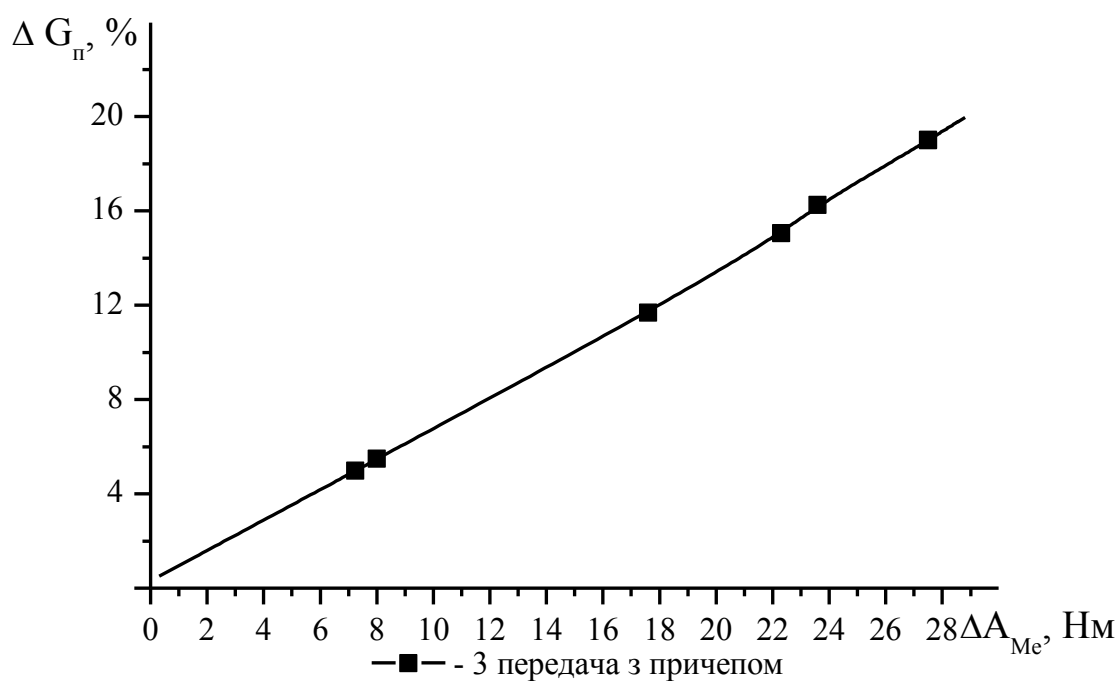


Рисунок 5.9 - Залежність збільшення частки (%) перевитраченого палива при русі трактора МТЗ-80 на 3-ій передачі з причепом

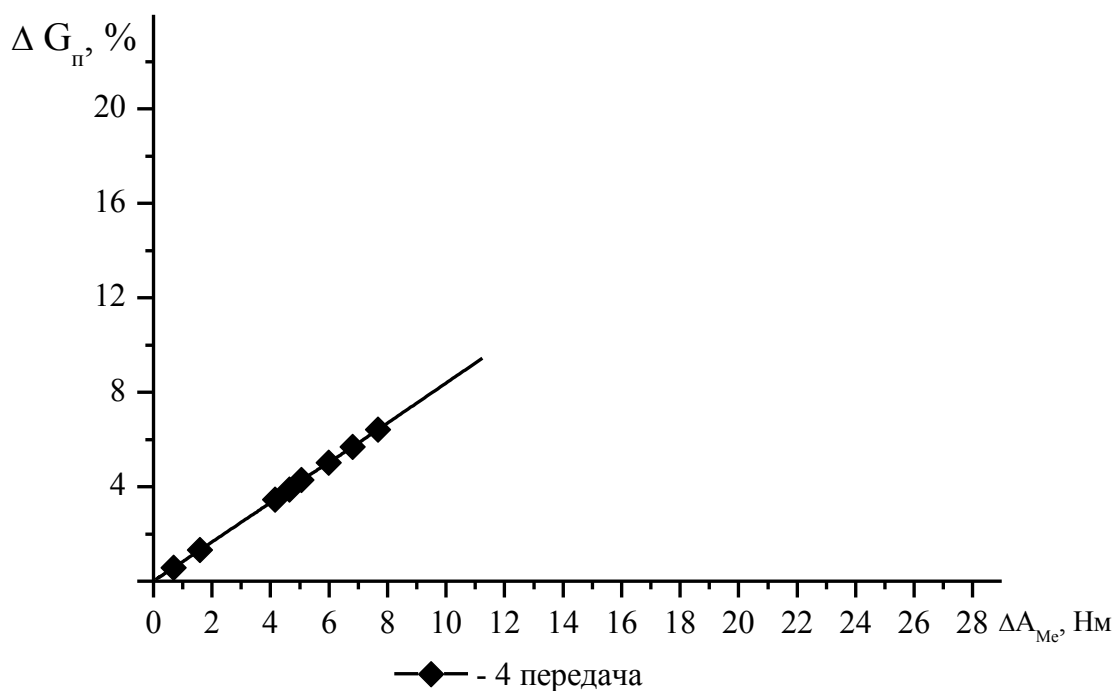


Рисунок 5.10 - Залежність збільшення частки (%) перевитраченого палива при русі трактора МТЗ-80 на 4-ій передачі

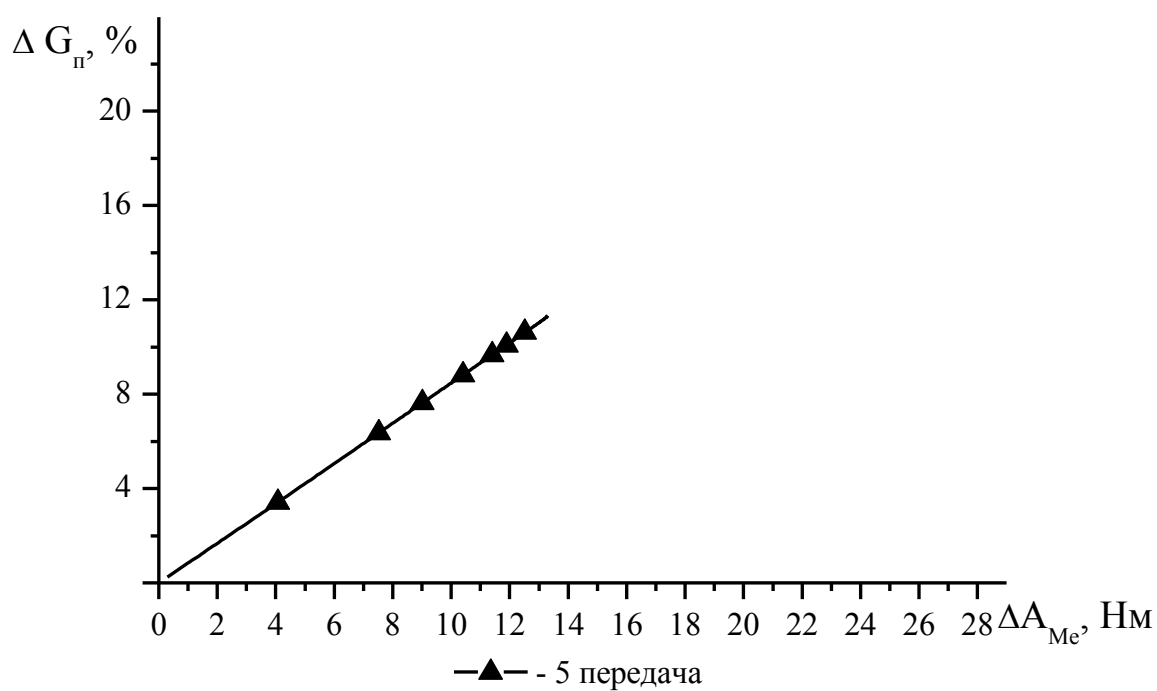


Рисунок 5.11 - Залежність збільшення частки (%) перевитраченого палива при русі трактора МТЗ-80 на 5-ій передачі

З рис. 5.8, 5.9, 5.10 та 5.11 чітко видно, що збільшення частки палива, що перевитрачається двигуном Д-241 трактора МТЗ-80 при його русі зі всережимним регулятором пропорційно залежить від приросту амплітуди

коливань крутного моменту ΔA_{Me} двигуна як при русі з причепом так і без нього. Зі збільшенням амплітуди коливань крутного моменту частка перевитраченого палива збільшується.

Якщо абстрагувати результати експериментальних досліджень, що представлені на рис. 5.8, 5.9, 5.10 та 5.11 по визначенню впливу приросту амплітуди коливань крутного моменту ΔA_{Me} двигуна на збільшення витрати палива, то можна зробити висновок, що при русі КТЗ ґрунтовою дорогою з постійною швидкістю за різних значень нерівностей її мікропрофіля при використанні гранично-всережимного регулятора збільшення витрати палива не перевищує 2-4 %, в той час як з всережимним регулятором збільшення витрати палива може складати 25 %.

Таким чином, аналіз проведених досліджень показує, що коефіцієнт розсіювання енергії збільшується пропорційно збільшенню амплітуди коливань крутного моменту двигуна при русі КТЗ з постійною швидкістю по ґрунтовій дорозі з різними значеннями нерівностей її мікропрофіля. Крім того, можна зробити висновок, що зі збільшенням амплітуди коливань крутного моменту при русі КТЗ, за умов що наведені вище, з всережимним регулятором в умовах змінних навантажень частка розсіяної енергії збільшується. Під час руху КТЗ з гранично-всережимним регулятором, частка розсіяної енергії залишається практично постійною і не перевищує 2-4 %, в результаті отримуємо, чим гірший стан мікропрофіля дороги, тим вища ефективність використання гранично-всережимного регулятора.

5.2 Визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей витрати палива й масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля в умовах усталених і імітації неусталених режимів руху.

Тенденція розвитку дизелебудування спрямована на зниження рівня викидів шкідливих речовин з ВГ та підвищення паливної економічності. Для цього дизелі останнього покоління, як правило обладнують системою рециркуляції відпрацьованих газів (для зменшення вмісту оксидів NO_x у ВГ), а підвищення паливної економічності на сучасних дизелях застосовують нерозділені камери згоряння та системи паливоподачі з високим (до 200 МПа) тиском впорскування. Але на даний час в експлуатації знаходиться велика кількість КТЗ на яких встановлені класична система живлення з механічним регулятором, який, як відомо, погіршує паливну економічність дизеля за неусталених режимів роботи.

Як вже відмічалось, для проведення розрахункових досліджень на математичних моделях за усталених режимів витрати палива, повітря та масових викидів ШР (оксиду вуглецю G_{CO} , вуглеводнів G_{CmHn} , оксидів азоту G_{NOx} , частинок G_C) необхідний їх попередній математичний опис у вигляді поліноміальних залежностей (2.40-2.50). Коефіцієнти поліноміальних залежностей, що описують витрату палива, повітря та масові викиди шкідливих речовин у ВГ визначаємо за допомогою масиву експериментальних отриманих даних, що отримані при стендових дослідженнях двигуна на моторному стенді.

Показники двигуна ($G_n, G_{нов}, G_{CO}, G_{CmHn}, G_{NOx}, G_C$), які отримані за результатами моторних досліджень дизеля при визначенні навантажувальних та швидкісних характеристик, що охоплюють весь навантажувальний та швидкісний діапазон режимів роботи дизеля, характерних для реальних умов експлуатації від параметрів, які визначають режим роботи двигуна – крутного моменту M_K та частоти обертання колінчастого вала двигуна n_d . Коефіцієнти поліноміальних залежностей визначаємо за допомогою

вбудованих функцій алгоритмічного походження оболонки MathCAD за методикою 2.48-2.49.

При визначенні коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують витрату палива в неусталених режимах та масові викиди ШР з ВГ, одним з аргументів поліноміальних залежностей приймемо різницю ефективного моменту M_e та моменту втрат на розсіювання енергії M_o , а іншим - кутову швидкість обертання колінчастого вала ω_{on} . Таким чином визначаємо витрату палива в неусталених режимах роботи та масові викиди ШР з ВГ, за допомогою використання програми обробки двофакторного експерименту з поліномом третього порядку, враховуючи в математичній моделі збільшення фактичної витрати палива і викидів шкідливих речовин при врахуванні неусталених режимів роботи двигуна, в залежності від типу регулятора, що використовується 2.49.

Втрати моменту на розсіювання енергії визначаємо з умови відносного збільшення витрати палива при русі КТЗ зі всережимною та гранично-всережимною САРЧ дизеля по ґрунтовій дорозі. Знаючи збільшення годинної витрати палива ΔG_n , можна визначити середнє значення розсіяної енергії ефективної потужності 2.53.

По середньому значенню затраченої ефективної потужності на розсіювання енергії визначаємо середнє значення затраченого на розсіювання енергії моменту 2.54.

Оскільки показники роботи двигуна за неусталених режимів значно відрізняються від режимів роботи двигуна на моторному стенді, тому при математичному описі основних показників двигуна (витрати палива G_n та масових викидів ШР у ВГ) від параметрів які визначають режими роботи двигуна: частоти обертання колінчастого вала n_o , ефективного крутного моменту M_e , будемо враховувати зовнішній фактор (стан мікропрофілю дороги), а також конструктивні параметри САРЧ обертання двигуна (всережимне, гранично-всережимне регулювання).

Для оцінки паливо-економічних і екологічних показників КТЗ розрахунковим методом будемо враховувати неусталені режими роботи використовуючи квазістатичні характеристики дизеля, отримані на моторному стенді.

Використання такого підходу можна вважати цілком правомірним, це підтверджується результатами досліджень неусталених режимів роботи двигуна КТЗ [84], в роботі зазначено, що чим більше неусталений режим приближується до циклічного чи коливального, тим менше відхилення параметрів робочого циклу від показників отриманих на усталених режимах, тим самим підкреслюється, що розсіювання енергії за неусталених режимів роботи не пов'язано з змінами індикаторних показників циклу двигуна.

Коефіцієнти поліноміальних залежностей витрати палива і масових викидів ШР з ВГ $G_n, G_{нов}, G_{CO}, G_{CmHn}, G_{NOx}, G_C$ - для усталених режимів роботи дизеля Д-241, а також при імітації неусталених режимів роботи двигуна приведені в таблицях 5.5 – 5.10 з часткою розсіювання енергії 5%, 10% і 15%.

Значення коефіцієнтів апроксимації поліноміальних залежностей приведено в таблицях 5.5 – 5.10.

Таблиця 5.5 - Коефіцієнти поліноміальних залежностей витрати палива

Коефіцієнт	Витрата палива G_n , кг/год			
	Усталений режим	Неусталені режими		
	M_e	$M_o = 0,05 M_e$	$M_o = 0,1 M_e$	$M_o = 0,15 M_e$
a0	-0,1075	-0,1075	-0,1075	-0,1075
a1	0,001	0,001	0,001	0,001
a2	0,0187	0,0197	0,0208	0,022
a3	$-9,2097 \cdot 10^{-8}$	$-9,20970 \cdot 10^{-8}$	$-9,2097 \cdot 10^{-8}$	$-9,2097 \cdot 10^{-8}$
a4	$-7,4062 \cdot 10^{-5}$	$-8,2063 \cdot 10^{-5}$	$-9,1435 \cdot 10^{-5}$	$-1,0251 \cdot 10^{-4}$
a5	$-3,878600 \cdot 10^{-7}$	$-4,0828 \cdot 10^{-7}$	$-4,3096 \cdot 10^{-7}$	$-4,5631 \cdot 10^{-7}$
a6	$1,5239 \cdot 10^{-10}$	$1,5239 \cdot 10^{-10}$	$1,5239 \cdot 10^{-10}$	$1,5239 \cdot 10^{-10}$
a7	$2,0334 \cdot 10^{-7}$	$2,3717 \cdot 10^{-7}$	$2,7893 \cdot 10^{-7}$	$3,3111 \cdot 10^{-7}$
a8	$3,8141 \cdot 10^{-9}$	$4,0149 \cdot 10^{-9}$	$4,2379 \cdot 10^{-9}$	$4,4872 \cdot 10^{-9}$
a9	$2,7029 \cdot 10^{-8}$	$2,9949 \cdot 10^{-8}$	$3,3369 \cdot 10^{-8}$	$3,741 \cdot 10^{-8}$

Таблиця 5.6 - Коефіцієнти поліноміальних залежностей витрати повітря

Коефіцієнт	Витрата повітря $G_{\text{пов}}$, кг/год	
	Усталений режим	
	M_e	
a0	303,0322	
a1	-0,4592	
a2	0,1682	
a3	$4,1087 \cdot 10^{-4}$	
a4	$-3,9972 \cdot 10^{-4}$	
a5	$-2,0986 \cdot 10^{-4}$	
a6	$-8,7794 \cdot 10^{-8}$	
a7	$1,1447 \cdot 10^{-7}$	
a8	$5,1416 \cdot 10^{-8}$	
a9	$1,8035 \cdot 10^{-7}$	

Таблиця 5.7 - Коефіцієнти поліноміальних залежностей масових викидів
оксиду вуглецю G_{CO}

Коефіцієнт	Масові викиди оксиду вуглецю G_{CO} , кг/год			
	Усталений режим	Неусталені режими		
	M_e	$M_o = 0,05 M_e$	$M_o = 0,1 M_e$	$M_o = 0,15 M_e$
a0	0,2656	0,2656	0,2656	0,2656
a1	$1,8969 \cdot 10^{-4}$	$1,8969 \cdot 10^{-4}$	$1,8969 \cdot 10^{-4}$	$1,8969 \cdot 10^{-4}$
a2	-0,0032	-0,0033	-0,0035	-0,0037
a3	$-3,1001 \cdot 10^{-7}$	$-3,1001 \cdot 10^{-7}$	$-3,1001 \cdot 10^{-7}$	$-3,1001 \cdot 10^{-7}$
a4	$-2,4081 \cdot 10^{-5}$	$-2,6682 \cdot 10^{-5}$	$-2,9729 \cdot 10^{-5}$	$-3,333 \cdot 10^{-5}$
a5	$3,1529 \cdot 10^{-6}$	$3,3189 \cdot 10^{-6}$	$3,5033 \cdot 10^{-6}$	$3,7094 \cdot 10^{-6}$
a6	$1,0044 \cdot 10^{-10}$	$1,0044 \cdot 10^{-10}$	$1,0044 \cdot 10^{-10}$	$1,0044 \cdot 10^{-10}$
a7	$1,8048 \cdot 10^{-7}$	$2,1051 \cdot 10^{-7}$	$2,4758 \cdot 10^{-7}$	$2,9389 \cdot 10^{-7}$
a8	$-3,0104 \cdot 10^{-10}$	$-3,1689 \cdot 10^{-10}$	$-3,3449 \cdot 10^{-10}$	$-3,5417 \cdot 10^{-10}$
a9	$-1,2862 \cdot 10^{-8}$	$-1,4252 \cdot 10^{-8}$	$-1,5879 \cdot 10^{-8}$	$-1,7802 \cdot 10^{-8}$

Таблиця 5.8 - Коефіцієнти поліноміальних залежностей масових викидів
вуглеводнів G_{CnHm}

Коефіцієнт	Масові викиди вуглеводнів G_{CnHm} , кг/год			
	Усталений режим	Неусталені режими		
	M_e	$M_o = 0,05 M_e$	$M_o = 0,1 M_e$	$M_o = 0,15 M_e$
a0	0,0494	0,0483	0,0494	0,0494
a1	$-7,3143 \cdot 10^{-5}$	$-7,0351 \cdot 10^{-5}$	$-7,3143 \cdot 10^{-5}$	$-7,3143 \cdot 10^{-5}$
a2	$-1,7527 \cdot 10^{-4}$	$-1,8968 \cdot 10^{-4}$	$-1,9475 \cdot 10^{-4}$	$-2,062 \cdot 10^{-4}$
a3	$3,8596 \cdot 10^{-8}$	$3,6224 \cdot 10^{-8}$	$3,8596 \cdot 10^{-8}$	$3,8596 \cdot 10^{-8}$
a4	$-1,6289 \cdot 10^{-7}$	$-2,0822 \cdot 10^{-7}$	$-2,011 \cdot 10^{-7}$	$-2,2546 \cdot 10^{-7}$

a5	$2,1599 \cdot 10^{-7}$	$2,3773 \cdot 10^{-7}$	$2,3999 \cdot 10^{-7}$	$2,541 \cdot 10^{-7}$
a6	$-3,9856 \cdot 10^{-12}$	$-3,3611 \cdot 10^{-12}$	$-3,9856 \cdot 10^{-12}$	$-3,9856 \cdot 10^{-12}$
a7	$5,327 \cdot 10^{-11}$	$1,7333 \cdot 10^{-10}$	$7,3073 \cdot 10^{-11}$	$8,6741 \cdot 10^{-11}$
a8	$-1,3924 \cdot 10^{-10}$	$-1,4932 \cdot 10^{-10}$	$-1,5471 \cdot 10^{-10}$	$-1,6381 \cdot 10^{-10}$
a9	$6,6934 \cdot 10^{-10}$	$7,3181 \cdot 10^{-10}$	$8,2635 \cdot 10^{-10}$	$9,2643 \cdot 10^{-10}$

Таблиця 5.9 - Коефіцієнти поліноміальних залежностей масових викидів оксидів азоту G_{NOx}

Коефіцієнт	Масові викиди оксидів азоту G_{NOx} , кг/год			
	Усталений режим	Неусталені режими		
	M_e	$M_o = 0,05 M_e$	$M_o = 0,1 M_e$	$M_o = 0,15 M_e$
a0	-1,2122	-1,2122	-1,2122	-1,2122
a1	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025
a2	0,0012	0,0012	0,0013	0,0014
a3	$-1,6273 \cdot 10^{-6}$	$-1,6273 \cdot 10^{-6}$	$-1,6273 \cdot 10^{-6}$	$-1,6273 \cdot 10^{-6}$
a4	$1,6782 \cdot 10^{-5}$	$1,8596 \cdot 10^{-5}$	$2,0719 \cdot 10^{-5}$	$2,3228 \cdot 10^{-5}$
a5	$-6,1824 \cdot 10^{-7}$	$-6,5078 \cdot 10^{-7}$	$-6,8693 \cdot 10^{-7}$	$-7,2734 \cdot 10^{-7}$
a6	$3,354 \cdot 10^{-10}$	$3,354 \cdot 10^{-10}$	$3,354 \cdot 10^{-10}$	$3,354 \cdot 10^{-10}$
a7	$-6,3122 \cdot 10^{-8}$	$-7,3623 \cdot 10^{-8}$	$-8,6587 \cdot 10^{-8}$	$-1,0278 \cdot 10^{-7}$
a8	$4,0976 \cdot 10^{-10}$	$4,3132 \cdot 10^{-10}$	$4,5528 \cdot 10^{-10}$	$4,8207 \cdot 10^{-10}$
a9	$8,8235 \cdot 10^{-10}$	$9,7768 \cdot 10^{-10}$	$1,0893 \cdot 10^{-9}$	$1,2212 \cdot 10^{-9}$

Таблиця 5.10 - Коефіцієнти поліноміальних залежностей масових викидів твердих часток G_C

Коефіцієнт	Масові викиди твердих часток G_C , кг/год			
	Усталений режим	Неусталені режими		
	M_e	$M_o = 0,05 M_e$	$M_o = 0,1 M_e$	$M_o = 0,15 M_e$
a0	0,024	0,024	0,024	0,024
a1	$-3,5586 \cdot 10^{-5}$	$-3,5584 \cdot 10^{-5}$	$-3,5586 \cdot 10^{-5}$	$-3,5586 \cdot 10^{-5}$
a2	$-4,324 \cdot 10^{-4}$	$-4,5516 \cdot 10^{-4}$	$-4,8044 \cdot 10^{-4}$	$-5,087 \cdot 10^{-4}$
a3	$1,6368 \cdot 10^{-8}$	$1,6368 \cdot 10^{-8}$	$1,6368 \cdot 10^{-8}$	$1,6368 \cdot 10^{-8}$
a4	$9,6482 \cdot 10^{-7}$	$1,069 \cdot 10^{-6}$	$1,1911 \cdot 10^{-6}$	$1,3354 \cdot 10^{-6}$
a5	$4,6291 \cdot 10^{-7}$	$4,8727 \cdot 10^{-7}$	$5,1435 \cdot 10^{-7}$	$5,446 \cdot 10^{-7}$
a6	$-2,0354 \cdot 10^{-12}$	$-2,0354 \cdot 10^{-12}$	$-2,0354 \cdot 10^{-12}$	$-2,0354 \cdot 10^{-12}$
a7	$2,2063 \cdot 10^{-9}$	$2,5733 \cdot 10^{-9}$	$3,0265 \cdot 10^{-9}$	$-3,5926 \cdot 10^{-9}$
a8	$-1,0693 \cdot 10^{-10}$	$-1,1256 \cdot 10^{-10}$	$-1,1881 \cdot 10^{-10}$	$-1,258 \cdot 10^{-10}$
a9	$-5,6633 \cdot 10^{-10}$	$-6,2751 \cdot 10^{-10}$	$-6,9917 \cdot 10^{-10}$	$-7,8385 \cdot 10^{-10}$

Приклад зміни розрахункових і експериментальних масових викидів оксидів азоту G_{NOx} , сажі G_C , оксидів вуглецю G_{CO} , вуглеводнів G_{CmHn} показані на рис. 5.12.

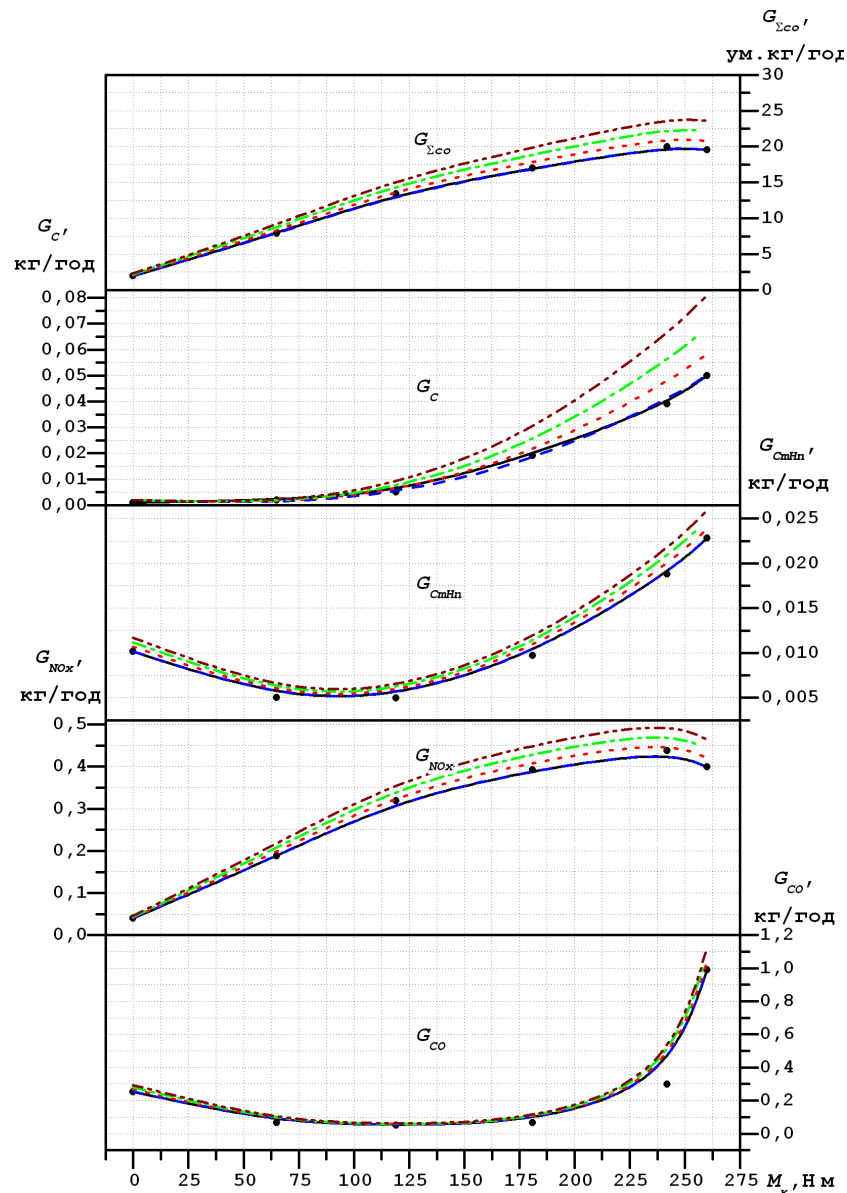


Рисунок 5.12 - Навантажувальна характеристика дизеля Д-241 при $n=1100 \text{ хв}^{-1}$

На рисунку 5.12. зображено:

- - експериментально визначені викиди і-ої шкідливої речовини на моторному стенді;
- - - - розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей;
- ... - розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_o = 0,05 M_e$;

----- — розрахунково визначені викиди i -ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_o = 0,1M_e$;

----- — розрахунково визначені викиди i -ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_o = 0,15M_e$.

Характер зміни масових викидів ШР з ВГ при роботі дизеля за навантажувальною характеристикою аналогічний характеру зміни їх концентрацій.

Як показали дослідження [84], характер зміни миттєвих значень витрат палива, повітря і концентрацій ШР у ВГ в неусталеному режимі роботи двигуна аналогічні до концентрацій ШР у ВГ до відповідних показників в усталеному режимі, тому в неусталених режимах роботи, з високим ступенем достовірності можна визначити їх масові викиди, використовуючи поліноміальні залежності, що описують навантажувальні характеристики, отримані при стендових випробуваннях з врахуванням фактичного збільшення витрати палива і викидів шкідливих речовин при врахуванні неусталених режимів роботи двигуна, в залежності від типу регулятора, що використовується.

Визначення масових викидів ШР з ВГ виконувалось за методикою, викладеною в роботі [146]. Відомо, що маса ШР, які викидаються в атмосферу з ВГ, залежить від концентрації i -ї ШР c_i , так і від об'єму продуктів згоряння палива.

Загальна кількість продуктів згоряння палива коли $\alpha > 1$ при роботі дизеля в усталених режимах можна визначити по відомим залежностям:

$$\text{в вологих відпрацьованих газах } M_{B_{BG}} = \left(\frac{q_c}{12} + \frac{q_H}{2} + \alpha L_0 - 0,21 L_0 \right) G_H \quad (5.1)$$

$$\text{в сухих відпрацьованих газах } M_{BG} = \left(\frac{q_c}{12} + \alpha L_0 - 0,21 L_0 \right) G_H \quad (5.2)$$

При роботі двигуна за неусталених навантажувальних режимів витрата палива збільшується на величину ΔG_{II} через розсіювання частини енергії на коливання, загальна кількість продуктів згорання палива зростає.

Для визначення викидів ШР в дискретних циклах та при врахуванні неусталених режимів роботи дизеля шляхом їх математичного моделювання можна використовувати наступні залежності.

У випадку при $\alpha > 1$ кількість вологих продуктів згорання палива можна визначити за формулою:

$$M_{BГ}^B = \left(\frac{q_C}{12} + \frac{q_H}{2} + \alpha L_0 - 0,21 L_0 \right) (G_{II} + \Delta G_{II}), \quad (5.3)$$

де G_{II} - годинна витрата палива;

ΔG_{II} - збільшення витрати палива, що витрачається на розсіювання енергії при коливаннях.

Сухих продуктів згорання палива за формулою:

$$M_{BГ} = \left(\frac{q_C}{12} + \alpha L_0 - 0,21 L_0 \right) (G_{II} + \Delta G_{II}) \quad (5.4)$$

де q_C - частка вуглецю в дизельному паливі;

q_H - частка водню в дизельному паливі;

L_0 - теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг дизельного палива, кмоль/год. $L_0 = 0,495$ кмоль/кг;

α - коефіцієнт надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{G_{ПОВ}}{l_0 \cdot G_{II}} = \frac{G_{ПОВ}}{\mu_0 \cdot L_0 \cdot G_{II}}, \quad (5.5)$$

де μ_0 - молярна маса повітря. $\mu_0 = 28,97$ кг/кмоль;

$G_{ПОВ}$ - година витрата повітря

Після підстановки числових значень в рівняння 5.1 і 5.2 отримаємо кількість продуктів згорання палива:

ВОЛОГИХ:
$$M_{BG}^B = 0,03452 \cdot (G_{ПОВ} + 0,924 \cdot G_{П})(1 + K) \quad (5.6)$$

сухих:
$$M_{BG} = 0,03452 \cdot (G_{ПОВ} - 0,911 \cdot G_{П})(1 + K), \quad (5.7)$$

де $K = \frac{\Delta G_{П}}{G_{П}}$ - частка розсіювання енергії за неусталених режимів роботи

двигуна.

Маса ШР, яка входить у склад ВГ, визначається за залежністю [146]:

$$G_i = \frac{C_i}{100} \cdot \mu_i \cdot M_{BG}, \text{ кг/год} \quad (5.8)$$

де C_i - концентрація i -ї ШР, % за об'ємом;

μ_i - молярна маса i -ї ШР, кг/кмоль

M_{BG}, M_{BG}^B - об'єм сухих чи вологих продуктів згоряння палива, кмоль/кг.

M_{BG}, M_{BG}^B розраховуємо за витратою повітря і палива з використанням відомих з теорії двигунів залежностей 5.1-5.4.

Масові викиди оксидів азоту G_{NOx} , оксидів вуглецю G_{CO} та вуглеводнів G_{CmHn} визначались в сухих продуктах згоряння палива, масові викиди сажі G_C - у вологих продуктах згоряння палива [146].

Математична модель дозволяє визначити зміну енергетичних паливно-економічних та екологічних показників КТЗ в експлуатаційних умовах з різними типами САРЧ дизеля. Порівняльна оцінка вище перелічених показників виконувалась при імітації руху КТЗ з постійною швидкістю за фіксованого положення важеля керування регулятором по ґрунтовій дорозі з різними значеннями нерівностей мікропрофіля.

Значення крутного моменту для розглядуваного випадку визначали за рівняннями 2.16, 2.17, 2.18.

5.3. Перевірка адекватності поліноміальних залежностей, які описують дизель Д-241 як джерело енергії, викидів ШР з ВГ, споживача палива та повітря математичної моделі трактора МТЗ-80 при русі з постійною швидкістю.

Перевірка адекватності поліноміальних залежностей математичної моделі КТЗ виконувалась при імітації його руху з постійною швидкістю по ґрунтовим дорогам з різними значеннями нерівностей їх мікропрофіля.

Адекватності поліноміальних моделей для середньої точки поверхні проводилась за допомогою F-критерія Фішера [147, 148, 149]. Якщо отримане розрахунком значення F-критерію не перевищує табличних даних $F_p \leq F_T$, то з певною надійною імовірністю модель можна вважати адекватною. Під час перевірки адекватності використовувалися таблиці F-критерію при 5% рівні значимості, тому надійна імовірність становить 95%:

$$F = \frac{S_{AD}^2}{S_{[Y]}^2}, \quad (5.9)$$

де S_{AD}^2 - дисперсія адекватності;

$S_{[Y]}^2$ - дисперсія досліду.

Дисперсія адекватності визначається за формулою:

$$S_{AD}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_0 - Y_p)^2}{f_1}, \quad (5.10)$$

де Y_0 - експериментальне значення параметра;

Y_p - отримане за допомогою математичної моделі значення параметра;

f_1 - число ступенів свободи, яке визначається як різниця між числом дослідів N та числом коефіцієнтів k апроксимації $f_1 = (N - k)$.

Дисперсія дослідів визначається за формулою:

$$S_Y^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}{f_2}, \quad (5.11)$$

де Y_i - значення параметра, яке отримується в i -тому досліді;

$\bar{Y}$ - середнє значення параметрів, які вимірюються;

$f_2 = n - 1$, число ступенів свободи (n - число повторних дослідів).

Для визначення дисперсії експериментальних досліджень економічних та екологічних параметрів двигуна визначалась серія навантажувальних характеристик згідно плану експерименту. З використанням значень параметрів, отриманих експериментально, та розрахованих на математичній моделі, визначалась дисперсія адекватності. За цими дисперсіями F-критерій порівнювався з табличними значеннями. Результати порівняння є свідченням адекватності математичної моделі.

Для прикладу в табл. 5.11 наведено результати перевірки поліноміальних залежностей моделі параметрів двигуна при умовному русі КТЗ.

Таблиця 5.11 - Результати перевірки адекватності поліноміальних залежностей, отриманих з експериментальних даних за роботи дизеля з різними типами регуляторів

Показники двигуна	Дисперсія адекватності S_{AD}^2	Дисперсія дослідів $S_{[Y]}^2$	Розрахункове значення F_p	Табличне значення F_T
$G_{\text{пал}}$	0,007	0,023	0,304	19,33

З табл. 5.11 видно, що за показником витрати палива умова $F_p < F_T$ виконана, що свідчить про адекватність рівнянь, що описують двигун Д-241 як джерело енергії, шкідливих викидів та споживача палива і повітря.

Адекватність моделей двигуна за роботи з всережимним та гранично-всережимним регуляторами оцінювали за величиною середньоквадратичного відхилення та коефіцієнтом множинної кореляції [150, 151]. Результати перевірки наведені в табл. 5.12.

Таблиця 5.12 - Результати перевірки адекватності поліноміальних залежностей, отриманих з експериментальних даних за роботи дизеля з різними типами регуляторів

Показники двигуна	Всережимний регулятор		Гранично-всережимний регулятор	
	Коефіцієнт кореляції R	Середньоквадратичне відхилення σ	Коефіцієнт кореляції R	Середньоквадратичне відхилення σ
$G_{\text{п}}$	0,999	0,288	0,999	0,241

Технічні характеристики трактора МТЗ-80, які було прийнято для дослідження на математичній моделі їздового циклу наведені в табл. 4.1 та 4.2.

Крім того адекватність поліноміальних залежностей статичної математичної моделі оцінюємо порівнянням експериментальних і розрахункових основних показників двигуна: витрата палива $G_{\text{п}}$, витрата повітря $G_{\text{пов}}$, масових викидів ШР з ВГ G_{CO} , G_{CmHn} , G_{NOx} , G_{C} при роботі двигуна по навантажувальній характеристиці отриманій при стендових випробуваннях.

На рис. 5.13 та 5.14 в якості прикладу, показані експериментальні і розрахункові навантажувальні характеристики дизеля Д-241. З рисунків 5.13 та 5.14 видно, що має місце доволі високе співпадання розрахункових та експериментальних даних, останнє свідчить про адекватність математичної моделі.

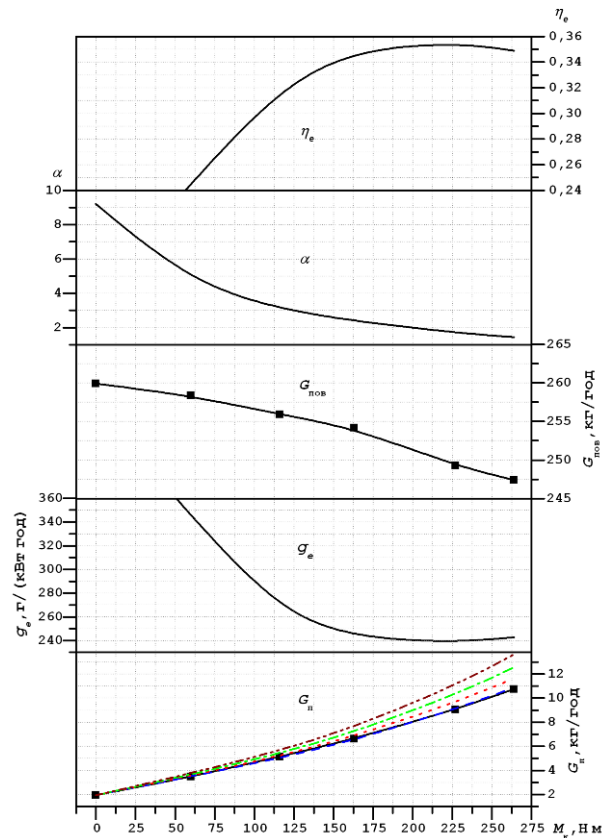


Рисунок 5.13-Навантажувальна характеристика дизеля Д-241 при $n=1600 \text{ хв}^{-1}$

На рисунку 5.13. зображено:

- - експериментально визначена витрата палива G_n та витрата повітря $G_{пов}$ на моторному стенді;
- - - - розрахунково визначені витрата палива G_n та витрата повітря $G_{пов}$ на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей;
- - розрахунково визначені витрата палива G_n та витрата повітря $G_{пов}$ на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_0 = 0,05 M_e$;
- · - · - - розрахунково визначені витрата палива G_n та витрата повітря $G_{пов}$ на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_0 = 0,1 M_e$;
- · - · - · - - розрахунково визначені витрата палива G_n та витрата повітря $G_{пов}$ на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_0 = 0,15 M_e$.

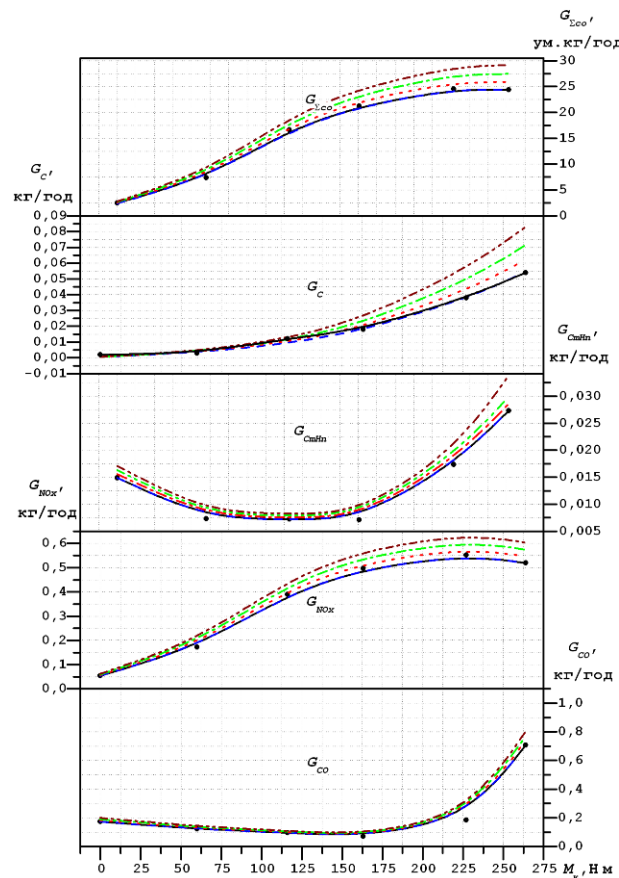


Рисунок 5.14-Навантажувальна характеристика дизеля Д-241 при $n=1600 \text{ хв}^{-1}$

На рисунку 5.14. зображено:

—●— - експериментально визначені викиди і-ої шкідливої речовини на моторному стенді;

- - - — розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей;

... — розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_o = 0,05 M_e$;

-·-·- — розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_o = 0,1 M_e$;

-·-·-·- — розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей при $M_o = 0,15 M_e$.

Таким чином підтверджена адекватність математичної моделі.

5.4. Розрахунок на математичній моделі масових викидів ШР з ВГ дизеля КТЗ в режимі дискретного 8-ми ступеневого випробувального циклу за усталеного режиму і при імітації неусталеного режиму роботи дизеля.

Нормативна оцінка викидів ШР з ВГ двигунів КТЗ категорії Т (тракторів) в країнах членах Женевської угоди 1956 року була введена в 1995 році, прийняттям Правил ЄЕК ООН №96 [152]. Згідно з цими Правилами викиди ШР визначаються при випробуваннях дизеля, що встановлений на моторному стенді в 8-ми ступеневому дискретному циклі за усталених режимів. Визначення викидів ШР можна провести також і розрахунковим методом.

На математичній моделі з використанням поліноміальних залежностей, що описують дизель Д-241, як джерело енергії та шкідливих викидів, споживача палива і повітря, внівши параметри трактора МТЗ-80 можна розрахувати витрату палива G_n , витрату повітря $G_{нов}$ та масові викиди ШР G_{CO} , G_{CmHn} , G_{NOx} , G_C з ВГ дизеля Д-241 за роботи в умовах 8-ми ступеневого випробувального циклу за правилами ЄЕК ООН №96.

Питомі викиди ШР з ВГ, г/кВт·год, згідно методики Правил №96 визначаємо з врахуванням коефіцієнта вагомості $K_{ваг}$ для кожного режиму:

$$q_i = \frac{\sum_{i=1}^8 (G_i \cdot K_{ваг})}{\sum_{i=1}^8 (N_i \cdot K_{ваг})}, \quad (5.12)$$

де G_i - середні масові викиди ШР з ВГ в режимі, що розглядається, г/год;

N_i - середня ефективна потужність, що розвивається в одному з 8-ми розглядуваних режимів, кВт.

Режими і умови роботи двигуна на моторному стенді, кардинально відрізняються від реальних режимів роботи двигуна КТЗ при його русі в умовах неусталених навантажень ґрунтовою дорогою чи ділянкою поля, тому для фактичної оцінки економічних і екологічних показників двигуна будемо враховувати величину розсіювання енергії за неусталених режимів роботи, використовуючи методику оцінки згідно Правил 96.

В таблиці 5.12 наведені умови виконання і початкові дані 8-ми ступеневого випробувального циклу.

В таблицях 5.13 та 5.14 приведені результати розрахунків питомих викидів ШР з ВГ в усталених режимах роботи, а також при врахуванні величини розсіювання енергії за неусталених режимів в 8-ми ступеневому випробувальному циклі при різних величинах розсіювання енергії відповідно.

Таблиця 5.13 - Дискретний 8-ми ступеневий випробувальний цикл в усталеному режимі

№	Me, %	n, хв. ⁻¹	Ne, кВт	K _{ваг}	G _{CO}	G _{CmHn}	G _{NOx}	G _C	Питомі викиди, г/кВт·год			
									q _{CO}	q _{CmHn}	q _{NOx}	q _C
1	100	2100	52,44	0,15	302	19,5	614,5	36,5	45	2,9	92,1	5,48
2	75	2100	39,33	0,15	61,4	4,86	501,2	20,5	9,2	0,73	75,1	3,1
3	50	2100	26,22	0,15	31,2	4,87	389,5	11,4	4,7	0,73	58,4	1,7
4	10	2100	5,24	0,1	63,9	9,78	208,9	4,14	6,4	0,98	20,9	0,4
5	100	1600	43,98	0,1	709	29,46	516,2	42,8	70	2,9	51,6	4,3
6	75	1600	32,98	0,1	188	18,53	552,1	21,6	18	1,85	55,2	2,2
7	50	1600	21,99	0,1	71,9	7,46	494,8	9,43	7,2	0,75	49,5	0,9
8	0	1000	0	0,15	159	9,66	44,9	2,75	23	1,45	6,74	0,4

Таблиця 5.14 - Результати розрахунків питомих викидів ШР з ВГ в режимах 8-ми ступеневого випробувального циклу в усталених режимах.

Питомі викиди шкідливих речовин, г/кВт·год	q_{CO}	q_{CmHn}	q_{NOx}	q_C	Σq_{CO}
Нормативні значення згідно Правил №96 на 15.12.1995	6,5	1,3	9,2	0,85	424
Фактично отримані значення (експериментально)	6,6	0,43	14,51	0,65	631,7

Таблиця 5.15 - Результати розрахунків питомих викидів шкідливих речовин в режимах 8-ми ступеневого дискретного циклу при імітації неусталених режимів руху КТЗ зі всережимним і гранично-всережимним регуляторами.

Тип регулятора	Питомі викиди шкідливих речовин, г/кВт·год					
	q_{CO}	q_{CmHn}	q_{NOx}	q_C	Σq_{CO}	$\Delta, \%$
Гранично-всережимний регулятор	6,6	0,43	14,51	0,65	631,7	
Всережимний регулятор $0,05 M_e$	6,9	0,45	15,2	0,72	663,6	5
Всережимний регулятор $0,1 M_e$	7,3	0,48	16,02	0,81	701,2	10,9
Всережимний регулятор $0,15 M_e$	7,7	0,51	16,9	0,92	744,8	17,9

За результатами розрахунку питомих викидів ШР з ВГ в режимах 8-ми ступеневого дискретного циклу в усталених режимах (табл. 5.12) визначаємо наступні питомі викиди ШР: оксидів азоту q_{NOx} , сажі q_C , оксидів вуглецю q_{CO} , вуглеводнів q_{CmHn} . Величини питомих викидів сажі q_C та вуглеводнів q_{CmHn} були значно менше, ніж це передбачено нормами викидів згідно з Правилами №96 ЄЕК ООН, а питомі викиди оксиду вуглецю q_{CO} та оксидів азоту q_{NOx} на 1% та 37% відповідно більше встановлених норм.

Підвищений вміст оксидів вуглецю та оксидів азоту, тобто підвищення їх питомих викидів можна пояснити тим, що дослідний двигун знаходиться в

експлуатації з 1992 року, і відповідно за такий період експлуатації погіршився процес сумішоутворення і процес згоряння, крім того з врахуванням року його виробництва норми викидів ШР за Правилами №96 не поширюються на даний двигун, так як він випущений раніше ніж набули чинності дані Правила. Тому, використовуючи методику Правил №96 проводимо оцінку якісних змін екологічних показників двигуна при русі КТЗ за неусталених навантажень з використанням різних типів САРЧ.

Математична модель дає можливість проаналізувати вплив неусталених режимів роботи двигуна КТЗ при врахуванні величини розсіювання енергії за неусталених режимів на якісні зміни показників двигуна (витрату палива, викиди шкідливих речовин з ВГ) у вище зазначених умовах.

Якщо прийняти до уваги специфіку сфери застосування тракторного двигуна при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій, особливістю яких є те, що вони виконуються при приблизно постійній швидкості руху КТЗ за фіксованого положення важеля керування подачею палива, але при змінному зовнішньому опорі, то проаналізувавши на математичній моделі вплив неусталеного зовнішнього опору на викиди ШР в режимах 8-ми ступеневого дискретного циклу можна визначити вплив неусталених режимів на зміну питомих викидів ШР з ВГ.

Розрахунки питомих викидів ШР на статичній математичній моделі при врахуванні неусталених режимів роботи двигуна показують, що питомі викиди всіх ШР на неусталених режимах для прикладів, що розглядаються при русі КТЗ з всережимним регулятором, збільшуються пропорційно збільшенню моменту розсіювання енергії. Результати розрахунків питомих викидів ШР показали, що зниження сумарної токсичності при використанні гранично-всережимного регулятора в порівнянні з всережимним складає: при $0,05 M_e$ - 5%, при $0,1 M_e$ - 10,9%, а при $0,15 M_e$ - 17,9%. Отже, використання гранично-всережимного регулятора за неусталених режимів роботи дає змогу знизити сумарну токсичність відпрацьованих газів дизеля.

Розрахунки питомих викидів ШР з ВГ на математичній моделі виконані для статичного та квазістатичного режимів роботи двигуна згідно з Правилами ЄЕК ООН №96 тобто при врахуванні показників двигуна, що працює в умовах неусталених режимів.

Адекватність математичних моделей оцінювалась за різницею розрахункових і експериментальних значень витрат палива в умовах неусталених режимів руху, результати розрахунків наведено в таблиці 5.16.

Таблиця 5.16 - Витрати палива за розрахунками та за даними експерименту при русі КТЗ за неусталених режимів руху з всережимним та гранично-всережимним регулятором.

Джерело даних	Питома витрата палива, л/год	
	При русі з всережимним регулятором	При русі з гранично-всережимним регулятором
Математична модель	3,69	3,3
Експериментальні дані	3,65	3,24

Відхилення даних, що отримані при розрахунках від даних отриманих за результатами експерименту, пояснюється незначними відмінностями умов при проведенні випробувань, а також похибкою вимірювального обладнання. Але відхилення склало 1,08% та 1,8% відповідно, при швидкості 4,8 км/год., що свідчить про достатньо високу адекватність розробленої математичної моделі.

Підтвердження адекватності статичної математичної моделі шляхом розрахунку витрати палива G_{Π} дає змогу в подальшому визначити розрахунковим методом на математичній моделі викиди шкідливих речовин, таких як: оксиди вуглецю CO , вуглеводневих сполук C_mH_n , оксидів азоту NO_x , та твердих часток $S(N)$ з відпрацьованими газами двигуна та судити про ефективність роботи двигуна на КТЗ з гранично-всережимним регулятором.

Результати розрахунків на математичній моделі витрат повітря і палива, а також викидів ШР з ВГ та результати експериментальних даних, які отримані при випробовуваннях двигуна Д-241 на моторному стенді практично ідентичні, це підтверджує адекватність статичної математичної моделі.

Таким чином, по результатам розрахунку на статичній математичній моделі визначені питомі викиди ШР з ВГ в режимах дискретного 8-ми ступеневого циклу за усталених умов згідно з Правилами СЕК ООН №96 і при врахуванні неусталених режимів руху КТЗ з різними типами САРЧ дизеля. Порівняльні результати розрахунку на статичній математичній моделі показали, що при імітації руху КТЗ по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями її мікропрофіля має місце зниження витрати палива з гранично-всережимним регулятором в порівнянні з всережимним регулятором до 26% (останнє підтверджується результатами дорожніх випробувань КТЗ), крім того при використанні гранично-всережимного регулятора пропорційно зниженню витрати палива зменшується емісія шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

5.5 Висновки до 5-го розділу

1. Розрахунками на динамічній математичній моделі та результатами експериментальних досліджень встановлено, що амплітуда коливань крутного моменту двигуна (рейки ПНВТ) з гранично-всережимним регулятором значно менше, в 5-7 разів, ніж при роботі двигуна з всережимним регулятором.
2. Аналіз залежностей, отриманих за результатами розрахунків, показує, що приріст коефіцієнта $\Delta\xi$ практично пропорційно збільшується зі збільшенням приросту амплітуди коливань ΔA_{Me} крутного моменту, крім того приріст коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ залежить від частоти коливань крутного моменту. Зі збільшенням частоти коливань

крутного моменту приріст коефіцієнта розсіювання енергії $\Delta\xi$ знижується.

3. Розрахунки на математичній моделі витрат палива, повітря і масових викидів ШР з ВГ показали, що різниця розрахункових і експериментальних даних витрат палива, повітря і масових викидів ШР не перевищує 2%, що свідчить про адекватність поліноміальних залежностей математичної моделі.
4. Розрахунки питомих викидів ШР на статичній математичній моделі при імітації неусталених режимів роботи двигуна показав, що питомі викиди ШР з ВГ на неусталених режимах роботи збільшуються приблизно пропорційно збільшенню моменту розсіювання енергії на при $M_{\partial} = 0,05 M_e$ - 5% при $M_{\partial} = 0,1 M_e$ - 10,9%, а при $M_{\partial} = 0,15 M_e$ - 17,9%.
5. Порівняльні результати розрахунку на статичній математичній моделі показали, що при імітації руху КТЗ по ґрунтовій дорозі з значними нерівностями її мікропрофіля має місце зниження витрати палива з гранично-всережимним регулятором в порівнянні з всережимним регулятором до 26% (останнє підтверджується результатами дорожніх випробувань КТЗ).

Загальні висновки

1. Підтверджено, що основними експлуатаційними режимами роботи колісних транспортних засобів є неусталені режими руху з частковим використанням потужності. При роботі в цих режимах погіршується паливна економічність двигуна, через розсіювання частини енергії: на подолання додаткових динамічних тисків в кінематичних парах трансмісії; на опір пружним коливанням в двигуні та трансмісії; на поглинання в матеріалах механічної енергії в значній кількості; на гістерезис в шинах.

2. Аналіз всіх існуючих типів регуляторів, показав, що неможливо вибрати якийсь один метод регулювання, який підходив би для всіх дизелів, які використовуються на різних за призначенням колісних транспортних засобах. Під час вибору методу регулювання необхідно виходити з специфіки умов експлуатації в яких буде застосовуватись дизель, умов руху і характеру виконуваних робіт. Вперше розроблено універсальний регулятор, що дає змогу вибірково, при русі КТЗ змінювати метод регулювання дизеля в залежності від характеру виконуваної роботи.

3. Уточнена математична модель САРЧ дизеля з врахуванням коливального руху КТЗ, яка дає повну картину розподілення потенційної енергії, що отримується при згоранні палива в двигуні і перетворення її в кінетичну енергію поступального, обертального і коливального руху КТЗ, а також вперше розроблена методика визначення сумарного коефіцієнта розсіювання енергії в умовах неусталених режимів руху КТЗ, яка дала змогу провести оцінку впливу типу регулятора та стану мікропрофіля дороги на величину розсіювання енергії.

4. Дослідження впливу способу регулювання дизеля на його витрату палива в умовах неусталених режимів руху ґрунтовою дорогою з різними значеннями нерівностей її мікропрофіля показали, що гранично-всережимне регулювання дозволяє зменшити витрату палива КТЗ в порівнянні з всережимним регулюванням на 6-25 %, причому чим гірший

стан поверхні мікропрофіля дороги, тим вища економічна ефективність використання гранично-всережимного регулятора.

5. Розроблено методику, яка дала змогу дослідити показники роботи дизеля КТЗ в неусталених режимах руху за програмою 8-ми ступеневого випробувального циклу. Розрахунки питомих викидів ШР на статичній математичній моделі при врахуванні неусталених режимів роботи двигуна показали, що зниження викидів ШР при використанні гранично-всережимного регулятора в порівнянні з всережимним складає: при $0,05 M_e$ - 5%, при $0,1 M_e$ - 10,9%, а при $0,15 M_e$ - 17,9%.

6. За результатами дорожніх досліджень трактора МТЗ-80 підтверджено, що частина енергії двигуна при русі КТЗ на різних передачах дорогою з різними значеннями нерівностей її мікропрофілю розсіюється в незворотній формі та визначено значення коефіцієнтів розсіювання енергії.

7. Розрахунки на математичній моделі витрат палива, повітря і масових викидів ШР з ВГ показали, що різниця розрахункових і експериментальних даних витрат палива, повітря і масових викидів ШР не перевищує 2%, що свідчить про адекватність поліноміальних залежностей математичної моделі.

8. Результати дослідження прийняті до використання ХК «АвтоКрАЗ» та ДП «ДержавтотрансНДІпроект».

Додаток А

MatModel

Constants

Вхідні сигнали

cT := 0.5 (dis0.01) – період коливань, с

n := 100 – кількість періодів

m := 100 · n · cT – кількість точок розрахунку

tBeg := 0 – початковий час розрахунку

tEnd := n · cT – кінець розрахунку

Va0 := 5.12 мс (0.56...9.28) (2...33.4 km/h)

$\omega_0 := 208 \text{ с}^{-1}$ (80...250)(750...2450 об/хв)

cf0 := 0.1 (0.007...0.3)

cdf0 := 1 0.501 відносна амплітуда при 1 границі 0-0,4

cΔf0 := cf0 · cdf0

cα0 := 0 значення нахилу дороги

cΔα := 3 амплітуда коливань в градусах

cNotIdle := 0 xx0, неxx1

cStand := 1 стенд1, нестенд0

cDamping := 0 враховування демпф

cPower := 0 відбір потужності 0 ні 1 так

cGround := 0 з вантажем 1 чи ні

cTwEffect := 1 $\frac{F(0-l)}{l}$

cNIReg := 0 інерційний регул. 1 безінерційний рег. 0

cBreakCtrl := 1 управління стендом 1 чи ні 2

cViscosity := 0 (0 – 1 – 2 – 3) перем. вязкого тента

cAcerbility := 3 (0 – 1 – 2 – 3 – 4) перем. жорсткості

cMist := 0.0001

Сталі трактора

crd := 0.75 м(0.75...0.78) дин. радіус колеса

cm0 := 3770 (кг) маса трактора

cmg := 2000 (кг) маса вантажу

cip := 18.15 передаточне число головної передачі

ck := 0.7 коефіцієнт обтічності

cF := 4.5 лобова площа

ckF := ck · cF коефіцієнт опору

ckF = 3.15

cAf := $6.5 \cdot 10^{-5} \left(\frac{2}{\text{с} \cdot \text{м}^2} \right)$ (0.00006...0.00013) коэф. визн. опору руху

clk := 136 мом. інерції колеса

cld := 1.2 $\left(1.2 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2} \right)$ мом. інерції гальмівної машини

clb := 0 мом. інерції трактора на валу

$$\text{lng} := \frac{m}{n}$$

$$\text{lng} = 50$$

cMb0 := 127 поч. значення мом. гальм. стенду

cdMb := 1 ампл. кол. мом. тенду

cΔMb := cMb0 · cdMb границі

cMp0 := 10 мом. відбору потужності

cdMp := 1 ампл. кол. відбору потужності

cΔMp := cMp0 · cdMp границі

cΔcy := $1.1 \cdot 10^{-3}$ поч. знач. натягу пружини рег. м (0...0,02)

ccy := 1 поч координата муфти через рівновагу сил.

Коробка передач і відбору потужності

$$\begin{aligned}
 ci &:= 4 & c_{ip1} &:= 1 & c_{ip2} &:= 1 \\
 u_{p1} &:= \begin{pmatrix} 1.703 \\ 1 \end{pmatrix} & u_{p2} &:= \begin{pmatrix} 1.322 \\ 1 \end{pmatrix} & u &:= \begin{pmatrix} 0 \\ 7.838 \\ 2.7058 \\ 2.025 \\ 1.86 \\ 1 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

$$u_c := u_{ci} \cdot u_{p1} \cdot u_{p2}$$

$$u_c = 1.86 \quad \text{заг. передаточне число без головної передачі}$$

Мом інерції

$$c_{I0r} := \frac{(cm0 + cmg) \cdot crd^2 + clk}{c_{up}^2 \cdot u_c^2} \quad c_{I0r} = 2.967 \quad +$$

Сталі регулятора

$$c_v := 17000 \quad \text{нм/с (2...10...15)10}^3 \text{ коеф. вязкого тертя}$$

$$c_{cSp} := 8700 \quad \text{н/м (20...40...65...200)10}^3 \text{ жорсткість пружини регулятора}$$

$$cmr := 3.7 \quad \text{приведена маса вантажів регулятора}$$

$$cz_{max} := 1.047 \cdot 10^{-3} \quad \text{макс. координата муфти рег. мм}$$

$$ch_{nom} := 3.804 \cdot 10^{-3} \quad \text{номінальна координата рейки. мм}$$

$$c_{ur} := \frac{ch_{nom}}{cz_{max}} \quad \text{передаточне число рег.}$$

$$c_{ur} = 3.633$$

$$\text{Сталі величини} \quad T_0 := 293.1 \quad p_0 := 0.101 \quad c_{pi} := 3.1415926 \quad c_g := 9.81$$

Сталі т/з

$$Ne = 55 \dots 60 \quad \text{кВт}$$

$$n = 2200 \quad \text{об/хв}$$

$$D = 110 \quad \text{мм}$$

$$S = 125 \quad \text{мм}$$

$$M_{max} = 290 \quad \text{Нм}$$

$$k_M = 15\%$$

Сталі демпфування

$$c_{cSh} := 1500 \quad \text{жорсткість валів тарнсмсії н/рад з книжки}$$

$$c_{\xi} := 650 \quad \text{коеф. демпфіруваннязначення}$$

$$c_{\xi kr} := 2 \sqrt{c_{cSh} \cdot (c_{ld} + c_{I0r} \cdot c_{NotIdle} + c_{lb} \cdot c_{Stand})}$$

$$c_{\xi kr} = 84.853 \quad \text{критичне значення коеф. демфір}$$

Спеціальні функції

$$\text{sfMaxXAmp}(m, X) := \left| \begin{array}{l} X_{\max} \leftarrow X_0 \\ X_{\min} \leftarrow X_0 \\ \text{for } i \in 1..m \\ \quad \left| \begin{array}{l} X_{\max} \leftarrow X_i \text{ if } X_{\max} < X_i \\ X_{\min} \leftarrow X_i \text{ if } X_{\min} > X_i \end{array} \right. \\ X_{\max} - X_{\min} \end{array} \right.$$

$$\text{sfRMN}(x) := \left| \begin{array}{l} 1 \text{ if } x > 0 \\ 0 \text{ otherwise} \end{array} \right.$$

$$\text{sfSB}(x) := \left| \begin{array}{l} 1 \text{ if } x < 1 \\ 0 \text{ otherwise} \end{array} \right.$$

$$\text{sfM}(x) := \left| \begin{array}{l} x \text{ if } x > 0 \\ (-x) \text{ otherwise} \end{array} \right.$$

$$\text{sfDtR}(\alpha) := \frac{\text{cpi} \cdot \alpha}{180}$$

$$\text{sfXMid}(\text{lng}, X) := \frac{\sum_{i=0}^{\text{lng}-1} X_i}{\text{lng}}$$

$$\text{sf}\Sigma(\text{lng}, X) := \sum_{i=0}^{\text{lng}-1} \frac{X_i}{3600 \cdot \frac{m}{\text{tEnd} - \text{tBeg}}}$$

Емпіричні коефіцієнти

$$cA0 := -4.96$$

$$cA1 := 0.055587$$

$$cA2 := 0.00772$$

$$cA11 := 0.0001012$$

$$cA22 := 0.0000088$$

$$cA12 := 0.0001375$$

+

$$Gf(\omega, Me) := cA0 + cA1 \cdot \omega + cA2 \cdot Me + cA11 \cdot \omega^2 + cA22 \cdot (Me)^2 + cA12 \cdot \omega \cdot Me$$

$$cp0 := 24.499$$

$$cp1 := -1.1901$$

$$cp2 := -2667.16$$

$$cp11 := 0.02659$$

$$cp12 := 149.61$$

$$cq0 := -89.747$$

$$cq1 := 0.7043$$

$$cq2 := 23450$$

$$cq11 := -71.63$$

$$cv0 := 14.2595$$

$$cv1 := -0.025806$$

$$cv2 := -0.00110073$$

$$cv3 := 0.000007257$$

$$c\beta0 := -116.33$$

$$c\beta1 := 166.894$$

$$ce11 := 288.68$$

$$ce10 := -6614.5$$

$$ce21 := 294.81$$

$$ce20 := -10480$$

$$ce31 := 300.75$$

$$ce30 := -14436$$

Вхідні сигнали

$$sfS(x0, Ax, t, choice) := \begin{cases} x0 & \text{if } choice = 0 \\ x0 + Ax \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot t}{cT} \cdot cpi + cpi\right) & \text{if } choice = 1 \\ x0 + Ax \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot t}{cT} \cdot cpi + cpi\right) \cdot sfSB\left(\frac{t}{cT}\right) & \text{if } choice = 2 \\ x0 + \left(2Ax \cdot \text{round}\left(\text{mod}\left(\frac{t}{cT}, 1\right)\right)\right) - Ax & \text{if } choice = 3 \\ x0 + \left[\left(2Ax \cdot \text{round}\left(\text{mod}\left(\frac{t}{cT}, 1\right)\right)\right) - Ax\right] \cdot sfSB\left(\frac{t}{cT}\right) & \text{if } choice = 4 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x0 + \frac{t \cdot Ax}{cT} & \text{if } t \leq cT \\ x0 + Ax & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{if } choice = 6$$

$$\begin{cases} \left(x0 - \frac{t \cdot Ax}{cT}\right) & \text{if } t \leq cT \\ x0 - Ax & \text{otherwise} \end{cases}$$

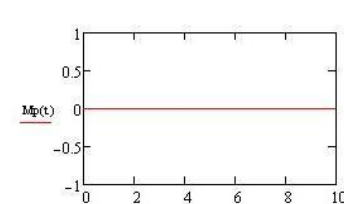
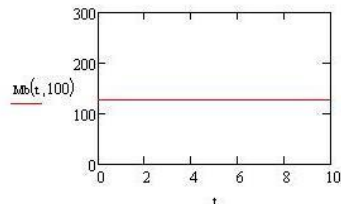
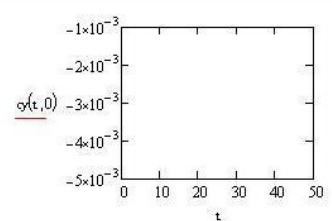
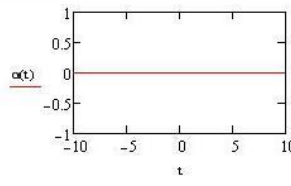
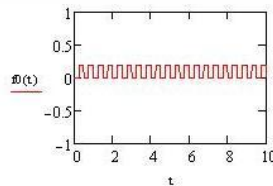
$$cy(t, ccy) := sfS(ccy, c\Delta cy, t, 0)$$

$$\alpha(t) := sfS(c\alpha0, c\Delta \alpha, t, 0)$$

$$f0(t) := sfS(cf0, c\Delta f0, t, 3)$$

$$Mb(t, \omega) := \begin{cases} 0.7386\omega & \text{if } cBreakCtrl = 0 \\ sfS(cMb0, c\Delta Mb, t, 0) \cdot cStand & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Mp(t) := sfS(cMp0, c\Delta Mp, t, 0) \cdot cPower$$



Функції

$$Va(\omega_e) := crd \cdot \frac{\omega_e}{cup \cdot uc}$$

$$\omega_e(Va) := Va \cdot cup \cdot \frac{uc}{crd}$$

$$Mf(f, \omega_e) := \frac{crd \cdot cg \cdot (cm0 + cmg)}{cup \cdot uc} \cdot f \cdot (1 + cAf \cdot Va(\omega_e)^2) \cdot cNotIdle$$

$$Mw(\omega_e) := ckF \cdot Va(\omega_e)^2 \cdot \frac{crd \cdot cNotIdle}{cup \cdot uc}$$

$$Mx(\alpha) := \frac{(cm0 + cmg) \cdot cg \cdot \sin(sfDir(\alpha)) \cdot crd \cdot cNotIdle}{cup \cdot uc}$$

+

ПЕРЕВІРКА

$$Va(210) = 4.665 \quad \text{швидкість трактора м/с}$$

$$\omega_e(5) = 225.06 \quad \text{кутова швидкість, рад/с}$$

$$Mf(0.1, 150) = 0 \quad \text{момент опору кочення}$$

$$Mw(150) = 0 \quad \text{момент опору поїтря}$$

$$Mx(10) = 0 \quad \text{момент кінематичний (набувається при спуску чи підйомі)}$$

$$h(z) := \text{cur} \cdot (cz_{\max} - z)$$

$$cSp(\omega) := \begin{cases} ccSp & \text{if } cAcerbility = 0 \\ cc11 \cdot \omega + cc10 & \text{if } cAcerbility = 1 \\ cc21 \cdot \omega + cc20 & \text{if } cAcerbility = 2 \\ cc31 \cdot \omega + cc30 & \text{if } cAcerbility = 3 \\ \text{if } cAcerbility = 4 \\ \quad ccSp & \text{if } \omega > \omega_0 \\ \quad 10ccSp & \text{otherwise} \end{cases}$$

Емпіричні функції

$$P(\omega, z) := cp11 \cdot \frac{\omega^2}{4} + cp12 \cdot \frac{\omega \cdot (z + 0.00206)}{2} + cp1 \cdot \frac{\omega}{2} + cp2 \cdot (z + 0.00206) + cp0$$

$$Mm(\omega) := 35 + 0.13169 \cdot \omega$$

$$Mt(\omega) := (3.306 + 0.14123 \cdot Va(\omega)) \cdot cNotIdle$$

$$qz(\omega, h) := cq11 \cdot \frac{\omega \cdot (h + 0.0005)}{2} + cq1 \cdot \frac{\omega}{2} + cq2 \cdot (h + 0.0005) + cq0 + 15$$

$$E(\omega, z, y) := cSp(\omega) \cdot (y + z)$$

$$Mi(\omega, z) := -0.03277 \cdot qz(\omega, h(z))^2 + 7.10955 \cdot qz(\omega, h(z))$$

$$\nu(\omega, t) := \begin{cases} cv & \text{if } cViscosity = 0 \\ \frac{c\beta1 \cdot \omega + c\beta0}{2.6} & \text{if } cViscosity = 1 \\ cv3 \cdot \omega + cv2 \cdot \omega^2 + cv1 \cdot \omega + cv0 & \text{if } cViscosity = 2 \\ \text{if } cViscosity = 3 \\ \quad cv + 2000 & \text{if } t > 0.8 \wedge t < 1.6 \\ \quad cv - 2000 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$zNI(\omega, y) := \begin{cases} z \leftarrow 0 \\ \Delta z \leftarrow 1 \\ \text{while } |P(\omega, z) - E(\omega, z, y)| > cMist \\ \quad z \leftarrow z - \Delta z \\ \quad \Delta z \leftarrow \frac{\Delta z}{2} \\ z \end{cases}$$

ТОКСИКА

$$Gaer(\omega, Mi) := 3.88929 + 1.46015 \cdot \omega - 0.04719 \cdot Mi - 2.4575 \cdot 10^{-4} \cdot \omega^2 - 1.717 \cdot 10^{-4} \cdot Mi^2 + 3.4293 \cdot 10^{-4} \cdot \omega \cdot Mi$$

$$CCO(\omega, Mi) := \begin{cases} 0 & \text{if } Mi \leq 0 \\ 1.0667 - 0.01094 \cdot \omega - 0.002175 \cdot Mi + 3.3462 \cdot 10^{-6} \cdot Mi^2 + 1.2599 \cdot 10^{-6} \cdot \omega \cdot Mi & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N(\omega, Mi) := \begin{cases} 0 & \text{if } Mi \leq 0 \\ -33.2009 + 1.22816 \cdot \omega + 0.387235 \cdot Mi - 0.010445 \cdot \omega \cdot Mi + 2.5817 \cdot 10^{-5} \cdot \omega^2 + 4.5104 \cdot 10^{-6} \cdot Mi^3 + 1.8741 \cdot 10^{-7} \cdot \omega^2 \cdot Mi - 1.3122 \cdot 10^{-5} \cdot \omega \cdot Mi^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$CNO(\omega, Mi) := \begin{cases} 0 & \text{if } Mi \leq 0 \\ 6661.08 - 134.4465 \cdot \omega + 33.4222 \cdot Mi + 0.80772 \cdot \omega^2 - 0.0658 \cdot Mi^2 - 0.176084 \cdot \omega \cdot Mi - 0.001535 \cdot \omega^3 - 3.318 \cdot 10^{-5} \cdot Mi^3 + 1.544 \cdot 10^{-4} \cdot \omega^2 \cdot Mi + 3.891 \cdot 10^{-4} \cdot \omega \cdot Mi^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$CCH(\omega, Mi) := \begin{cases} 0 & \text{if } Mi \leq 0 \\ (-81.1085 + 2.8484 \cdot \omega + 0.700288 \cdot Mi - 0.019983 \cdot \omega^2 + 6.3602 \cdot 10^{-4} \cdot Mi^2 - 0.014539 \cdot \omega \cdot Mi + 4.7149 \cdot 10^{-5} \cdot \omega^3 - 3.10086 \cdot 10^{-6} \cdot Mi^3 + 3.6188 \cdot 10^{-5} \cdot \omega^2 \cdot Mi + 1.43553 \cdot 10^{-5} \cdot \omega \cdot Mi^2) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$CC(\omega, Mi) := 0.00478 + 0.00136 \cdot N(\omega, Mi) + 4.7619 \cdot 10^{-5} \cdot N(\omega, Mi)^2$$

$$Gf(\omega, h) := qz(\omega, h) \cdot 120 \cdot \omega \cdot \frac{30}{cpi} \cdot 10^{-6}$$

$$Mexdry(\omega, Mi, h) := 0.03425 \cdot (-0.918 \cdot Gf(\omega, h) + Gaer(\omega, Mi))$$

$$Mexwet(\omega, Mi, h) := 0.3425 \cdot (0.924 \cdot Gf(\omega, h) + Gaer(\omega, Mi))$$

$$h(1 \cdot 10^{-3}) = 1.708 \times 10^{-4} \quad \text{координата рейки ПНВТ, м}$$

$$cSp(150) = 3.068 \times 10^4 \quad \text{жорсткість пружини в зал від пружини кг/см}$$

ПЕРЕВІРКА

$$P(200, 0) = 196.714 \quad \text{відцентрова сила вантажів регулятора од виміру}$$

$$Mm(150) = 54.754 \quad \text{момент опору ґрунтооброблюючих органів}$$

$$Mt(150) = 0 \quad \text{момент}$$

$$qz(150, 3.5 \cdot 10^{-3}) = 50.386 \quad \text{циклоав подача палива смЗ/100об}$$

$$E(150, 3.5 \cdot 10^{-3}, 1) = 3.078 \times 10^4 \quad \text{жрегулятораорсткість пружини, кг}$$

$$Mi(200, 1 \cdot 10^{-3}) = 45.547 \quad \text{індикаторний момент двигуна}$$

$$\nu(150, 1) = 1.7 \times 10^4 \quad \text{коефіцієнт вязкого тертя,}$$

$$Vex(\omega, Mi, h) := \left(\frac{273.15 \cdot p0}{0.101325 \cdot T0} \right) \cdot Mexwet(\omega, Mi, h) \cdot 22.4$$

$$GC(\omega, Mi, h) := CC(\omega, Mi) \cdot Vex(\omega, Mi, h) \cdot 10^{-3}$$

$$GCO(\omega, Mi, h) := \frac{CCO(\omega, Mi)}{100} \cdot 28 \cdot Mexdry(\omega, Mi, h)$$

$$GCH(\omega, Mi, h) := \frac{2.5 \cdot CCH(\omega, Mi)}{10^6} \cdot 86 \cdot Mexdry(\omega, Mi, h)$$

$$GNO(\omega, Mi, h) := \frac{CNO(\omega, Mi)}{10^6} \cdot 46 \cdot Mexwet(\omega, Mi, h)$$

$$GCO\Sigma(\omega, Mi, h) := GCO(\omega, Mi, h) + 3.16 \cdot GCH(\omega, Mi, h) + 41.1 \cdot GNO(\omega, Mi, h) + 200 \cdot GC(\omega, Mi, h)$$

Стартові умови

$$\phi r0 := 0$$

$$\phi r0 := \begin{cases} \omega 0 & \text{if } cNotIdle = 0 \\ we(Va0) & \text{otherwise} \end{cases} \quad \phi r0 = 208$$

$$z0 := \begin{cases} z \leftarrow 0 \\ \Delta z \leftarrow 0.0001 \\ M\Sigma f0 \leftarrow Mm(\phi r0) + Mt(\phi r0) + Mf(cf0, \phi r0) + Mw(\phi r0) + Mx(ca0) + cMb0 \cdot cStand + cMp0 \cdot cPower \\ \text{while } |Mi(\phi r0, z) - M\Sigma f0| > cMist \\ \quad \begin{cases} z \leftarrow z + \Delta z \\ \text{if } Mi(\phi r0, z) < M\Sigma f0 \\ \quad \begin{cases} z \leftarrow z - \Delta z \\ \Delta z \leftarrow \frac{\Delta z}{2} \end{cases} \end{cases} \\ z \end{cases}$$

$$z'0 := 0 \quad \phi t0 := \frac{Mi(\phi r0, z0)}{ccSh} \quad \phi t'0 := 0 \quad \frac{ccv}{ccw} := \frac{P(\phi r0, z0)}{cSp(\phi r0)} - z0$$

ЕМПІРИЧНІ ФУНКЦІЇ

$$\phi x''(t, \phi x', z, \phi t') := \frac{Mi(\phi x', z) - Mm(\phi x') - Mr(\phi x') - Mf(f(t), \phi x') - Mw(\phi x') - Mr(\alpha(t)) - Mb(t, \phi x') - Mp(t) - sfM(c\xi, \phi t') \cdot cDamping}{cIOr \cdot cNotIdle + cld + clb + cStand}$$

$$z''(t, \phi x', z, z') := \frac{P(\phi x', z) - E(\phi x', z, cy(t, ccy)) - \nu(\phi x', t) \cdot z'}{cmr}$$

$$\phi t''(t, \phi x', z, \phi t, \phi t') := \frac{Mi(\phi x', z) - Mm(\phi x') \cdot cTwEffect - c\xi \cdot \phi t' - ccSh \cdot \phi t}{cIOr \cdot cNotIdle + cld + clb \cdot cStand}$$

$$zNI(y_1, cy(t, ccy)) \cdot cNIReg$$

$$y := \begin{pmatrix} \phi x0 \\ \phi x'0 \\ z0 \\ z'0 \\ \phi t0 \\ \phi t'0 \end{pmatrix} \quad y = \begin{pmatrix} 0 \\ 208 \\ 6.239 \times 10^{-4} \\ 0 \\ 0.126 \\ 0 \end{pmatrix} \quad D(t, y) := \begin{pmatrix} y_1 \\ \phi x''(t, y_1, y_2, y_5) \\ y_3 \\ z''(t, y_1, y_2, y_3) \\ y_5 \\ \phi t''(t, y_1, y_2, y_4, y_5) \end{pmatrix}$$

$$W := \text{Radau}(y, tBeg, tEnd, m, D)$$

$$W := \text{Rkadapt}(y, tBeg, tEnd, m, D)$$

$$W := \text{Bulstoer}(y, tBeg, tEnd, m, D)$$

$$W := \text{rkfixed}(y, tBeg, tEnd, m, D)$$

Результати

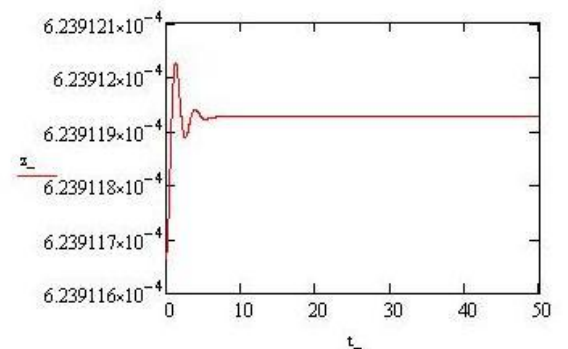
$$t_ := W^{(0)} \quad \omega x_ := W^{(2)} \quad z_ := W^{(4)} \quad \phi t_ := W^{(5)} \quad \omega t_ := W^{(6)} \quad i := 0..m \quad z_ := W^{(3)}$$

	0
0	0
1	-0.094
2	-0.092
3	-0.09
4	-0.088
5	-0.086
6	-0.084
7	-0.082
8	-0.08
9	-0.079
10	-0.077
11	-0.075
12	-0.073
13	-0.072
14	-0.07
15	...

$$Mi_i := Mi(\omega x_i, z_i)$$

$$Md_i := sfM(c\xi, \omega t_i) \quad sfXMid(m, Md_i) = 0.537$$

	0
0	$6.239 \cdot 10^{-4}$
1	$6.239 \cdot 10^{-4}$
2	$6.239 \cdot 10^{-4}$
3	$6.239 \cdot 10^{-4}$
4	$6.239 \cdot 10^{-4}$
5	$6.239 \cdot 10^{-4}$
6	$6.239 \cdot 10^{-4}$
7	$6.239 \cdot 10^{-4}$
8	$6.239 \cdot 10^{-4}$
9	$6.239 \cdot 10^{-4}$
10	$6.239 \cdot 10^{-4}$
11	$6.239 \cdot 10^{-4}$
12	$6.239 \cdot 10^{-4}$
13	$6.239 \cdot 10^{-4}$
14	$6.239 \cdot 10^{-4}$
15	...



Додаток Б.





(11) **58405**(19) **UA**(51) МПК (2011.01)
F02D 1/04(21) Номер заявки: **u 2010 11574**(22) Дата подання заявки: **29.09.2010**(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: **11.04.2011**(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: **11.04.2011,
Бюл. № 7**(72) Винахідники:
**Говорун Анатолій
Григорович, UA,
Корпач Анатолій
Олександрович, UA,
Куций Петро Вікторович, UA**(73) Власник:
**НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТРАНСПОРТНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Суворова, 1, м. Київ-10,
01010, UA**

(54) Назва корисної моделі:

РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

(57) Формула корисної моделі:

Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згорання, що містить чутливий елемент, зв'язаний через одне плече проміжного двоплечого важеля з органом дозування палива, через друге - з віссю важеля, на проміжному важелі встановлено коректор подачі палива і шпилька для кріплення пружини пускового збагачуючого пристрою, проміжний і основний важелі регулятора зв'язані між собою обмежувачем ходу і мають загальну вісь коливання, в корпусі регулятора встановлені два жорсткі упори, один з яких обмежує переміщення основного важеля в сторону збільшення подачі палива, другий в сторону її зменшення, пружина регулятора з'єднана з основним важелем регулятора і важелем керування регулятором, проміжний важіль регулятора, зв'язаний з рейкою паливного насоса, має рухомий односторонній упор, на рейці паливного насоса закріплено постійний магніт, що взаємодіє з індуктивним датчиком, який має електричний зв'язок з підсилювачем сигналу, який відрізняється тим, що підсилювач сигналу коливань рейки паливного насоса має електричний зв'язок з електронним блоком керування, а блок керування має електричний зв'язок з обмотками пропорційного електромагніта і датчиком переміщення зовнішнього важеля керування регулятором, рухомий сердечник за допомогою штока і системи важелів з пружиною, що повертає в початкове положення і рухомий одностороннім упором автоматичне переміщення якого забезпечує зміну налаштувань зовнішньої коректорної характеристики.

Е ОНДІТЕ
МОПАНІНЧО

ЗГІДНО З
ОРИГІНАЛОМ

(11) 58405

58405

(11) МІН (2011.01)
F03D 1104

UA

(11) Винахідник
Горбун Анатолій
Горбун, UA
Корень Анатолій
Олександров, UA
Кушнів Петро Вікторович, UA

M 2010/11574

25.08.2010

11.04.2011

11.04.2011

11.04.2011

(11) Винахідник
НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТРАНСПОРТНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Сучасна, 1, м. Київ-10
02110 UA

Пронумеровано, прошито металевими
люверсами та скріплено печаткою
2 арк.

11.04.2011

Уповноважена особа



(підпис)

З ОНДІ
МОПІНІАЛОМЗГІДНО З
ОРИГІНАЛОМ



УКРАЇНА

(19) UA (11) 58405 (13) U
(51) МПК (2011.01)
F02D 1/04

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1

(21) u201011574

(22) 29.09.2010

(24) 11.04.2011

(46) 11.04.2011, Бюл. № 7, 2011 р.

(72) ГОВОРУН АНАТОЛІЙ ГРИГОРОВИЧ, КОРПАЧ
АНАТОЛІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ, КУЦІЙ ПЕТРО
ВІКТОРОВИЧ

(73) НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕР-
СИТЕТ

(57) Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння, що містить чутливий елемент, зв'язаний через одне плече проміжного двоплечого важеля з органом дозування палива, через друге - з віссю важеля, на проміжному важелі встановлено коректор подачі палива і шпилька для кріплення пружини пускового збагачуючого пристрою, проміжний і основний важелі регулятора зв'язані між собою обмежувачем ходу і мають загальну вісь коливання, в корпусі регулятора встановлені два жорсткі упори, один з яких обмежує переміщення основного важеля в сторону збіль-

2

шення подачі палива, другий в сторону її зменшення, пружина регулятора з'єднана з основним важелем регулятора і важелем керування регулятором, проміжний важіль регулятора, зв'язаний з рейкою паливного насоса, має рухомий односторонній упор, на рейці паливного насоса закріплено постійний магніт, що взаємодіє з індуктивним датчиком, який має електричний зв'язок з підсилювачем сигналу, який відрізняється тим, що підсилювач сигналу коливань рейки паливного насоса має електричний зв'язок з електронним блоком керування, а блок керування має електричний зв'язок з обмотками пропорційного електромагніта і датчиком переміщення зовнішнього важеля керування регулятором, рухомий сердечник за допомогою штока і системи важелів з пружиною, що повертає в початкове положення і рухомим одностороннім упором автоматичне переміщення якого забезпечує зміну налаштувань зовнішньої коректорної характеристики.

Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння - це конструктивний елемент паливного насоса високого тиску, відноситься до галузі двигунобудування, зокрема до систем регулювання двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

На даний час виготовляються регулятори частоти обертання двигунів внутрішнього згоряння, що складаються із проміжного важеля, основного важеля, упорного ролика, регулювального болта номінального режиму, штока коректора, корпусу коректора, пружини регулятора, тяги, що з'єднує проміжний важіль з рейкою паливного насоса, важеля зміни налаштування пружини регулятора, пружини пускового збагачувача, зовнішнього важеля управління регулятором, обмежувача болта максимальної частоти обертання двигуна, муфти регулятора і вантажів регулятора. Проміжний і основний важелі регулятора зв'язані між собою обмежувачем ходу і мають спільну вісь коливання. В корпусі регулятора встановлені два жорсткі упори (обмежувачі ходу), один з яких обмежує переміщення основного важеля в сторону збільшення

подачі палива, другий - в сторону її зменшення. Пружина регулятора з'єднана з основним важелем регулятора і важелем керування регулятором [1].

Робота аналога регулятора частоти обертання вала двигуна здійснюється наступним чином.

Після пуску двигуна зі збільшенням частоти обертання вала, відцентрова сила тягарців чутливого елемента зростає і, коли вона перевищує силу попереднього натягу пускової пружини, проміжний важіль разом з рейкою паливного насоса переміщується в сторону зменшення подачі палива в межах обмежувача ходу. В процесі збільшення частоти обертання двигуна, відцентрова сила продовжує зростати і, коли вона перевищить силу попереднього натягу пружини коректора, проміжний важіль разом з органом дозування переміщується в сторону зменшення подачі в межах ходу штока коректора, в результаті проміжний важіль жорстко з'єднується з основним важелем. Під час подальшого збільшення частоти обертання, під дією відцентрової сили, переміщуються блоковані основний і проміжний важелі разом з рейкою па-

(13) U

(11) 58405

(19) UA

ливного насоса, розтягуючи основну пружину регулятора.

Недоліком механічного регулятора частоти обертання двигуна є те, що він забезпечує на часткових режимах роботу двигуна лише на регуляторних гілках. Внаслідок цього відбувається підвищення експлуатаційної витрати палива через високу амплітуду коливань рейки паливного насоса при виконанні транспортним засобом основних технологічних операцій при фіксованому положенні важеля налаштування регулятора, коли потрібно підтримувати відповідний швидкісний режим у вузьких межах [2].

Відомі також регулятори із зміною налаштування зовнішньої коректорної характеристики [3]. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згорання, який містить чутливий елемент, зв'язаний через одне плече проміжного двоплечого важеля з органом дозування палива, через друге - з віссю важеля, на проміжному важелі встановлено коректор подачі палива і шпилька для кріплення пружини пускового збагачуючого пристрою, проміжний і основний важелі регулятора зв'язані між собою обмежувачем ходу і мають загальну вісь коливання, в корпусі регулятора встановлені два жорсткі упори, один з яких обмежує переміщення основного важеля в сторону збільшення подачі палива, другий в сторону її зменшення, пружина регулятора з'єднана з основним важелем регулятора і важелем керування регулятором, проміжний важіль регулятора зв'язаний з рейкою паливного насоса має рухомий односторонній упор на рейці паливного насоса закріплено постійний магніт, що взаємодіє з індуктивним датчиком, який має електричний зв'язок з підсилювачем сигналу.

Прототип регулятора працює наступним чином.

Після пуску двигуна зі збільшенням частоти обертання, відцентрова сила чутливого елемента (фіг.1) зростає і, коли вона перевищить силу попереднього натягу пружини пускового збагачувача, проміжний важіль разом з рейкою паливного насоса і коректором подачі палива переміститься праворуч в межах ходу. Це буде відповідати пусковій подачі палива, при цьому шток коректора подачі палива переміститься до основного важеля регулятора. Після запуску двигуна основний важіль регулятора переміщується в положення, яке відповідає положенню органу керування подачею палива при максимальному крутному моменті.

Під час виконанні колісним транспортним засобом (наприклад трактором) технологічних сільськогосподарських операцій важіль керування регулятором фіксується в одному із положень, за якого регулятор працює на одній з регуляторних гілок (частіше всього на зовнішній регуляторній гілці). Змінний зовнішній опір руху викликає вимушені коливання кутової швидкості і крутного моменту двигуна і, як наслідок, рейки паливного насоса разом з постійним магнітом. В результаті цього в індуктивному датчику генерується пропорційний амплітуді коливань рейки паливного насоса електричний сигнал, який підсилюється в підсилювачі і

передається на покажчик коливань (сигнальний, візуальний і т.д.).

Для зменшення амплітуди коливань рейки паливного насоса в прототипі регулятора передбачено рухомий односторонній упор, зв'язаний з важелем через тягу з ручним важелем зміни налаштування зовнішньої коректорної характеристики. В залежності від величини коливань оператор має можливість за допомогою рухомого одностороннього упора примусово переміщувати упор в необхідне положення, обмежуючи переміщення рейки в сторону збільшення подачі палива, тобто зменшуючи амплітуду коливань рейки паливного насоса. В результаті формуються регуляторні характеристики з новими зовнішньою і коректорними характеристиками. Перехід на нову коректорну і безкоректорну гілку характеристики можливо здійснювати при русі колісного транспортного засобу без порушення загального налаштування регулятора і регулювання циклової подачі паливного насоса. При установці важеля в початкове положення регулятор працює як звичайний всережимний.

Недоліком такого регулятора є те, що обмеження амплітуди коливань рейки паливного насоса виконується механічним способом і залежить від суб'єктивних факторів.

Метою розроблення корисної моделі є підвищення паливної економічності транспортного засобу, на якому встановлено паливний насос з всережимним регулятором, що автоматично забезпечує зменшення амплітуди коливань рейки паливного насоса при роботі двигуна на часткових швидкісних і навантажувальних режимах шляхом незалежного від водія автоматичного переміщення і встановлення в відповідному положенні обмежувача коливань рейки паливного насоса.

Поставлена мета досягається тим, що підсилювач сигналу коливань рейки паливного насоса має електричний зв'язок з електронним блоком керування, а блок керування має електричний зв'язок з обмотками пропорційного електромагніта і датчиком переміщення зовнішнього важеля керування регулятором, рухомий сердечник за допомогою штока і системи важелів з пружиною, що повертає в початкове положення і рухомим одностороннім упором автоматичне переміщення якого забезпечує зміну налаштувань зовнішньої коректорної характеристики.

На фіг.1 показана схема всережимного регулятора в положенні максимальної подачі при перевантаженні двигуна зі змінним налаштуванням зовнішньої коректорної характеристики;

На фіг.2 - наведено закони переміщення рейки паливного насоса h в залежності від частоти обертання n ($n_{\text{жх min}}$, $n_{\text{жх max}}$ мінімальна та максимальна частоти обертання) вала двигуна при всережимному регулюванні з автоматичним змінним налаштуванням зовнішньої коректорної характеристики;

На фіг.2 позначено:

A, B - зовнішні коректорна і регуляторна гілки;

B₁, B₂ - регуляторні гілки часткових швидкісних характеристик при всережимному регулюванні в штатному режимі роботи регулятора;

B' , B_1' , B_2' - зовнішня гілка і гілки часткових швидкісних регуляторних характеристик при змінному налаштуванні зовнішньої коректорної гілки;

d , e - точки що, відповідають режимам максимального крутного моменту M_m і номінальної частоти обертання двигуна n_n ;

c - зовнішня безкоректорна гілка.

Регулятор з автоматичною зміною налаштування зовнішньої коректорної характеристики складається з проміжного важеля 1, основного важеля 2, упорного ролика 3, регулювального болта 4, штоку коректора 5, пружини коректора 6, пружини регулятора 7, тяги 8, що з'єднує проміжний важіль 1 з рейкою паливного насоса 9, важеля зміни настройки регулятора 10, пружини пускового збагачувача 11, зовнішнього важеля керування регулятором 12, обмежувача гвинта максимальної частоти обертання двигуна 13, муфти регулятора 14 та тягарців регулятора 15. На рейці паливного насоса 9, жорстко закріплений постійний електромагніт 16, магнітне поле якого взаємодіє з індуктивним датчиком 17, що електрично зв'язаний з підсилювачем електричного сигналу 18, підсилювач, в свою чергу, електрично зв'язаний з пропорційним електромагнітом 20, обмотки електромагніта 21, електрично зв'язані з електронним блоком 19, рухомий сердечник 22 пропорційного магніту 20 за допомогою штока 23, важеля 24 і тяги 25 з одностороннім обмежувачем 26, який обмежує переміщення рейки паливного насоса в сторону збільшення подачі палива, датчика 27 переміщення зовнішнього важеля 12 керування регулятором і пружини, що повертає рейку в початкове положення 28.

Регулятор працює наступним чином.

Після пуску двигуна зі збільшенням частоти обертання вала, відцентрова сила тягарців 15 регулятора зростає і, коли вона перевищує силу попереднього натягу пускової пружини 11, проміжний важіль 1, разом з рейкою 9 паливного насоса переміщується в сторону зменшення подачі в межах з обмежувачем ходу. За умови збільшення частоти обертання двигуна, відцентрова сила продовжує зростати, і коли вона перевищить силу попереднього натягу пружини 6 коректора, проміжний важіль 1, разом з рейкою 9 переміщується в сторону зменшення подачі в межах ходу штока 5 коректора, в результаті проміжний важіль 1 жорстко з'єднується з основним важелем 2. За подальшого збільшення частоти обертання під дією відцентрової сили переміщуються блоковані основний 2 і допоміжний 1 важелі разом з рейкою 9 паливного насоса, розтягуючи основну пружину 7 регулятора.

Під час виконання колісним транспортним засобом технологічних операцій (наприклад сільсь-

когосподарських) зовнішній важіль 12 керування регулятором фіксується в одному з положень, при цьому регулятор працює на одній з регуляторних гілок характеристики B_1 , B_2 (фіг.2). Зміна зовнішнього опору викликає коливання рейки 9 паливного насоса разом з постійним магнітом 16 в індуктивному датчику 17 генеруються електричні сигнали, що пропорційні амплітуді коливань рейки 9, які підсилюються в підсилювачі 18 і передаються на електронний блок 19 керування пропорційним електромагнітом 20.

Зменшення амплітуди коливань рейки 9 паливного насоса здійснюється автоматично.

З врахуванням величини коливань в електронному блоці 19 генерується напруга, що передається на обмотки електромагніта 20, переміщується сердечник 22, шток 23 і через важіль 21, шток 25 з одностороннім рухомих упором 26. В залежності від амплітуди коливань електронний блок генерує електричний сигнал, що передається на пропорційний електромагніт 20. Електромагніт примусово переміщує односторонній упор 26 в бік зменшення подачі палива на необхідну відстань. В результаті формуються регуляторні характеристики B' , B_1' , B_2' (фіг.2) з новою зовнішніми та коректорними характеристиками A_1 та C_1 .

Перехід на новий швидкісний та навантажувальний режими виконується при русі колісного транспортного засобу з допомогою важеля 12 без порушення загальних налаштувань регулятора і величини циклової подачі. При переміщенні важеля 12, датчик переміщення 27 блокує роботу електронного блоку 19, в результаті під дією зусилля пружини 28 рухомий упор 26 встановлюється в крайнє праве положення, звільнюючи рейку паливного насоса високого тиску.

Обмеження вимушених коливань рейки паливного насоса забезпечує зниження експлуатаційної витрати палива при виконанні колісним транспортним засобом технологічних операцій.

Джерела інформації.

1. Кислов В.Г. и другие / Конструирование и производство топливной аппаратуры тракторных дизелей. - М.: Машиностроение, 1971. - С.34-39.

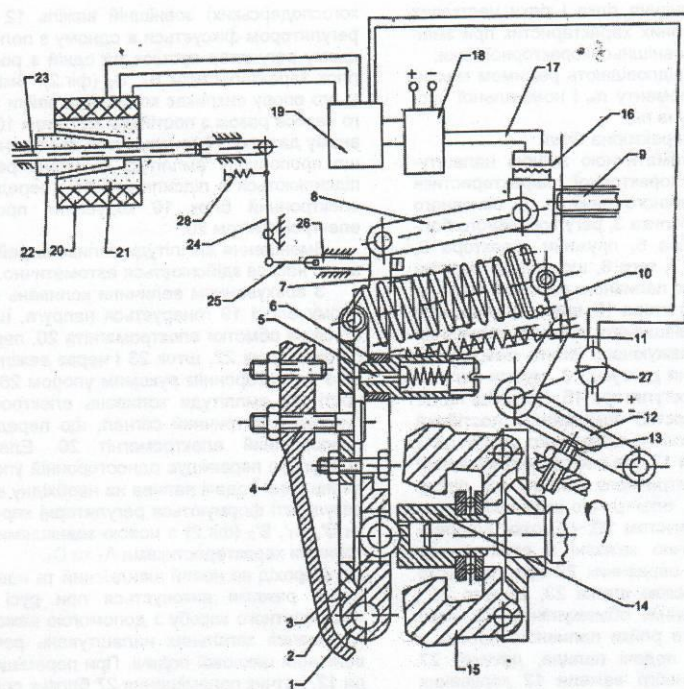
2. В.Н. Болтинский. Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение. - Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1959. - №4. - С. 13-16.

3. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згорання. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Копач А.О., Сельський М.П. Патент на корисну модель. UA, № 49576, F02D1/04, опубл. 26.04.2010, Бюл. № 8, 2010 р.

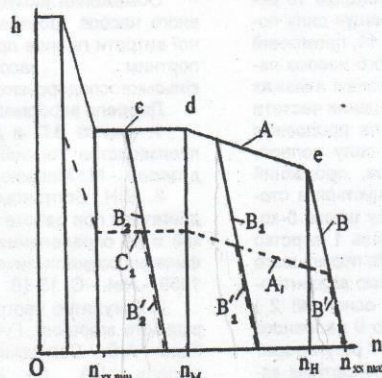
7

58405

8



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка Л. Ціхановська

Підписне

Тираж 23 прим.

Міністерство освіти і науки України

Державний департамент інтелектуальної власності, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601

Додаток В.

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ГОРІВАН УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНА СИСТЕМА СЕРТИФІКАЦІЇ УКР СЕПРО

Серія ДІ

СЕРТИФІКАТ ВІДПОВІДНОСТІ

Зареєстровано в Регестрі за № **UA1.145.0058848-13**
Зареєстровано в Регестрі за №

Термін дії з **26 березня 2013** до **25 березня 2014**
Срок дієвості

Продукція **Паливо дизельне ДТ-Л-К5, сорт С, (вміст сірки в паливі - до 10 мг/кг).** **2710**
Продукція

Відповідає нормам **ДСТУ 4840:2007 'Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні умови';**
Співпадає з нормами **п. 4.2. (для палива дизельного підвищеної якості (Євро) марки С виду І).**

Виробник продукції **Открытое акционерное общество 'Мозырский нефтеперерабатывающий завод', Республика Беларусь, 247760, Гомельская обл., г. Мозырь-11, Республика Беларусь.**
Наименование производителя

Сертифікат видано **Открытое акционерное общество 'Мозырский нефтеперерабатывающий завод', Республика Беларусь, 247760, Гомельская обл., г. Мозырь-11, Республика Беларусь.**
Сертификат выдан

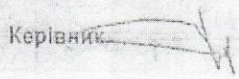
Додаткова інформація **Паливо дизельне ДТ-Л-К5, сорт С, що виготовляється серійно та ввозиться в Україну з 26.03.2013р. до 25.03.2014р., з урахуванням терміну придатності до застосування. Технічний нагляд за сертифікованою продукцією один раз за період дії сертифікату.**
Дополнительная информация

Сертифікат видано органом з сертифікації **Орган з сертифікації нафтопродуктів та систем якості 'МАСМА-СЕПРО', 03680, Україна, м. Київ, пр-т Академіка Палладіна, 46 свідоцтво про уповноваження № UA.PN.145 від 18.12.2012р. т.+38 044 239-25-07**
Сертификат выдан органом з сертификации

На підставі **Протокол випробувань № 785 від 19.03.2013р. Випробувального Центру ТОВ 'Інспекторат Україна', 65026, Україна, м. Одеса, вул. Буніна, 10 (атестат акредитації № 2H710 від 30 липня 2010 року).**
На основании

Керівник органу з сертифікації  **О.П.Олійников**
Руководитель органа з сертификации *Подпись, печать*

07.10.2013р. Копія видана ТОВ 'УкрПетроліумГруп', Код ЄДРПОУ 36788590; партія - 303 700 кг.

Керівник 

№ 03180







ISO 9001
ISO 14001
СТБ ИСО 14001
OHSAS 18001



145

Открытое акционерное общество
"МОЗЫРСКИЙ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИЙ ЗАВОД"
Республика Беларусь, Гомельская обл., 247760, г. Мозырь-11

ПАСПОРТ № 1942

Топливо дизельное ДТ-Л-К5, сорт С
СТБ 1658-2012

Номер партии: 1942

Масса брутто:

кг

Масса нетто:

кг

Дата изготовления: 02.10.2013

Резервуар № 25

Взвешивание: 1001

см

Показатель	Норма по ТР ТС 013/2011	Метод испытаний	Значение по СТБ 1658-2012	Фактическое значение
1. Цетановое число, не менее	51	СТБ ИСО 5165	51.0	53.8
2. Цетановый индекс, не менее	—	СТБ ИСО 4264	46.0	54.0
3. Плотность при 15 °С, кг/м³	—	СТБ ИСО 12185	820.0 - 845.0	830.0
4. Массовая доля полициклических ароматических углеводородов, %, не более: - экологический класс К5 - экологический класс К4	8 11	СТБ EN 12916	8.0 8.0	2.7
5. Содержание серы, мг/кг, не более: - экологический класс К5 - экологический класс К4	10 50	СТБ ИСО 20846	10.0 50.0	8.5
6. Температура вспышки в закрытом тигле, °С	не ниже 55	СТБ ИСО 2719	выше 55	70
7. Коксуемость 10%-ного остатка, %, не более	—	СТБ ИСО 10370	0.30	0.010
8. Массовая доля золы, %, не более	—	СТБ ИСО 6245	0.01	0.0010
9. Содержание воды, мг/кг, не более	—	СТБ ИСО 12937	200	156
10. Содержание механических примесей, мг/кг, не более	—	СТБ EN 12662	24	14.1
11. Коррозия медной пластинки (3 ч при 50 °С), класс	—	СТБ ИСО 2160	класс 1	класс 1
12. Стойкость к окислению, г/м³, не более	—	СТБ ИСО 12205	25	10.8
13. Смазывающая способность: - скорректированный диаметр пятна износа (WSD 1,4) при 60 °С, мкм, не более	460	СТБ ISO 12156-1	460	405
14. Вязкость при 40 °С, мм²/с	—	СТБ ИСО 3104	2.00 - 4.50	2.43
15. Фракционный состав: - при 250 °С перегоняется, % (об.), не менее - при 350 °С перегоняется, % (об.), не менее - 95% (об.) перегоняется при температуре, °С, не выше	— — 360	СТБ ИСО 3405	65 85 360	45.1 более 85 344.7
16. Предельная температура фильтруемости (CFPP), °С, не выше	—	СТБ EN 116	минус 5	минус 9

Сведения о присадках: содержит депрессорную, смазывающую и цетаноповышающую присадки.
Сведения о декларации о соответствии: № ТС ВУ/112 11.01. ТР013 002 00078, действительна по 01.03.2016
Заключение: продукт стандартный, соответствует требованиям СТБ 1658-2012 и ТР ТС 013/2011 в
отношении экологического класса К5.
Гарантийный срок - 1 год с даты изготовления.
Информация для потребителей: температура помутнения - минус 3 °С (СТБ EN 23015-2002).



Рутковская О.Г.



Копия паспорта верна
Оператор ЭВМ
МНПЗ

Дата выдачи паспорта: 02.10.2013

Додаток Д

DATA ANALYSIS

quicksheets

Using Regress: Multivariate Regression

This QuickSheet may be used to perform a multivariate regression to fit n-dimensional data to a higher order polynomial. It uses Mathcad's built-in function **regress** to perform the regression analysis and **interp** to define a polynomial function. Also included in this worksheet is a program that allows you to **extract specific coefficients** associated with individual monomial terms.

Enter your data as vectors. Each vector represents one of several independent variables or the dependent variable.

$i := 0..29$

$X_i :=$	$Y_i :=$	$Z_i :=$
1100	0	1.1
1100	65	2.41
1100	119	3.65
1100	181	4.96
1100	242	6.52
1100	260	8.08
1350	0	1.51
1350	60	2.86

1350	117	4.33
1350	186	6.24
1350	226	7.31
1350	262	9.21
1600	0	1.95
1600	60	3.47
1600	116	5.14
1600	163	6.61
1600	227	9.06
1600	264	10.74
1850	0	2.40
1850	44	3.55
1850	110	5.79
1850	155	7.58
1850	220	10.32
1850	244	11.56
2100	0	3.12
2100	45	4.66
2100	74	5.58
2100	124	7.47
2100	138	7.91
2100	240	13.20

The higher dimensional form of **regress** takes three arguments:

- a real array, **M**, each column of which represents data corresponding to one of the independent variables
- a real vector, **V**, representing the data for the dependent variable
- a positive integer, **n**, specifying the degree of the polynomial function to which the data will be fit

Define each as follows:

M := **augment**(**X**, **Y**) Varies depending on the number of independent variables.

V := **Z** Varies depending upon which vector represents your dependent variable.

n := 3 Varies depending on the degree of the fitting function.

Define the **regress** function, and view the results.

R := **regress**(**M**, **V**, **n**)

Use the **interp** function to define a two-variable polynomial function which uses these coefficients. **interp** is able to interpret the order of the coefficients and the monomial terms with which they are associated. In particular, it uses the first three terms of the vector, **R**, to determine the built-in function being called (3 for **regress**), the vector position of the first coefficient (always 3), and the degree of the fitting function (**n**).

f(**x**, **y**) := **interp** $\left[\mathbf{R}, \mathbf{M}, \mathbf{V}, \begin{pmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{y} \end{pmatrix} \right]$ This definition varies depending upon the number of independent variables.

Call the function for specific values but do not use the function to extrapolate. It should be used for interpolation only.

f(1100, 0) = 1.106615 This function call varies depending upon the number of independent variables you have.

In this example, we are dealing with a 2D case of multivariate regression. Therefore, we can graph the result as a surface over ranges for **x** and **y**.

F := **CreateMesh**(**f**, **min**(1100), **max**(**X**), **min**(**Y**), **max**(**Y**), 20, 20)

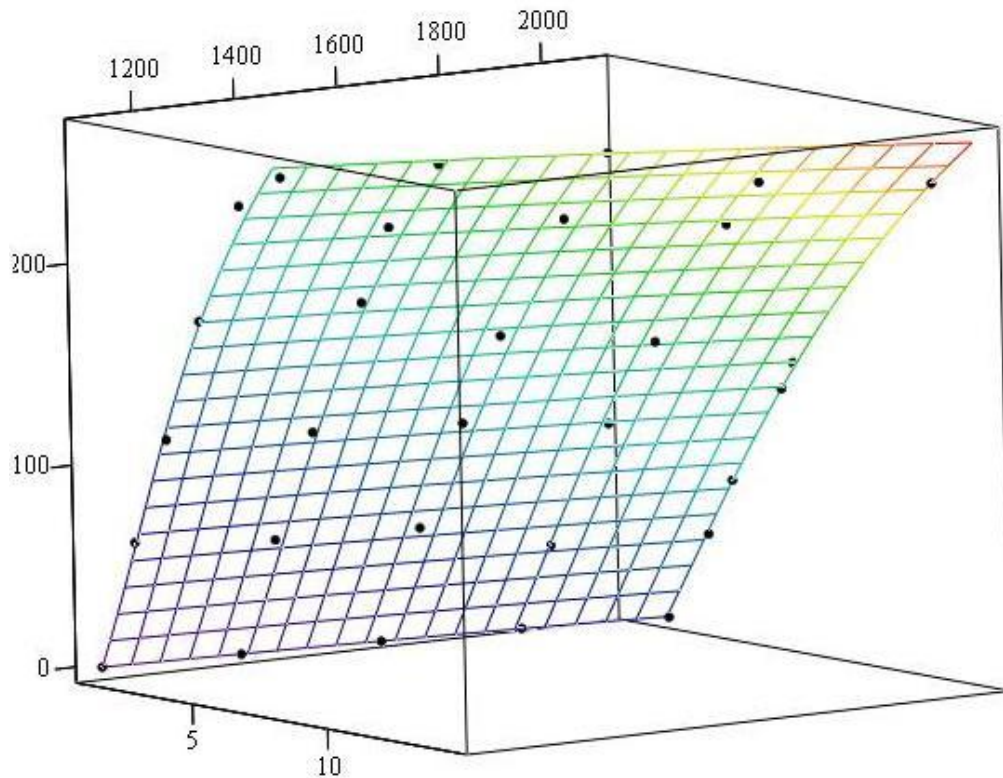
The regression surface passes through the space minimizing the distance to each of the data points, shown in black on the graph.

You could replace the call to **regress** with a call to the **loess** function for a different type of fit

R =

	0
0	3
1	3
2	3
3	$2.703 \cdot 10^{-8}$
4	$2.033 \cdot 10^{-7}$
5	$-7.406 \cdot 10^{-5}$
6	0.019
7	$-3.879 \cdot 10^{-7}$
8	$3.814 \cdot 10^{-9}$
9	-0.108
10	0.001
11	$-9.21 \cdot 10^{-8}$
12	$1.524 \cdot 10^{-10}$

+



$F, (X, Y, Z)$

Extracting Specific Coefficients

In order to actually extract the specific coefficients associated with individual monomial terms in the model function (rather than letting **interp** create the function internally), you need to use the programs shown below.

A polynomial in $nvar$ variables of degree deg has a number of terms given by the function **Nterms**:

$$Nterms(nvar, deg) := \frac{(nvar + deg)!}{deg! \cdot nvar!}$$

The number of variables of the polynomial is: $Nvars := cols(M)$

The number of data points is: $Ndata := rows(M)$

The degree of the fitting function: $deg := n$

Here are the two programs that extract the coefficients.

```
Step(v, Nvar, deg) :=
  for i ∈ 0..deg if Nvar = 1
    v1,0 ← v1,0 + i
  for i ∈ 0..Nvar-1 if deg = 1
    v1,i ← v1,i + 1
  otherwise
    inc ← Nterms(Nvar, deg-1)
    for i ∈ 0..inc-1
      v1,Nvar-1 ← v1,Nvar-1 + 1
    v ← stack(Step(submatrix(v, 0, inc-1, 0, cols(v)-1), Nvar, deg-1), Step(submatrix(v, inc, rows(v)-1, 0, cols(v)-1), Nvar-1, deg))
  v
```

$$\text{COrder}(\text{Nvar}, \text{deg}) := \begin{cases} \text{vNterms}(\text{Nvar}, \text{deg}) - 1, \text{Nvar} - 1 \leftarrow 0 \\ \text{Step}(\text{v}, \text{Nvar}, \text{deg}) \end{cases}$$

Call the program $\text{COrder}(\text{Nvars}, \text{deg})$ using the definitions above, and strip the vector, R , of its first three terms.

$$I := \text{COrder}(\text{Nvars}, \text{deg})$$

	0	1
0	1	2
1	0	3
2	0	2
3	0	1
4	1	1
5	2	1
6	0	0
7	1	0
8	2	0
9	3	0

$$\text{coeffs} =$$

	0
0	$2.7029 \cdot 10^{-8}$
1	$2.0334 \cdot 10^{-7}$
2	$-7.4062 \cdot 10^{-5}$
3	0.0187
4	$-3.8786 \cdot 10^{-7}$
5	$3.8141 \cdot 10^{-9}$
6	-0.1075
7	0.001
8	$-9.2097 \cdot 10^{-8}$
9	$1.5239 \cdot 10^{-10}$

$$\text{coeffs} := \text{submatrix}(R, 3, \text{rows}(R) - 1, 0, 0)$$

$$\begin{aligned} a_0 &:= \text{coeffs}_6 & a_3 &:= \text{coeffs}_8 & a_6 &:= \text{coeffs}_9 \\ a_1 &:= \text{coeffs}_7 & a_4 &:= \text{coeffs}_2 & a_7 &:= \text{coeffs}_1 \\ a_2 &:= \text{coeffs}_3 & a_5 &:= \text{coeffs}_4 & a_8 &:= \text{coeffs}_5 \\ & & & & a_9 &:= \text{coeffs}_0 \end{aligned}$$

$$Z_{p_i} := a_0 + a_1 \cdot X_i + a_2 \cdot Y_i + a_5 \cdot X_i \cdot Y_i + a_3 \cdot (X_i)^2 + a_4 \cdot (Y_i)^2 + a_8 (X_i)^2 Y_i + a_9 X_i \cdot (Y_i)^2 + a_6 \cdot (X_i)^3 + a_7 (Y_i)^3$$

The first column of I gives the power of the x term of each monomial corresponding to the power of the y term given in the second column. The rows of I and **coeffs** correspond. Therefore, you can define the model function using the following summation.

$$\text{poly}(x, y) := \sum_{i=0}^{\text{last}(\text{coeffs})} \left(\text{coeffs}_i \cdot x^{I_{i,0}} \cdot y^{I_{i,1}} \right) +$$

Comparing:

$$\text{poly}(2500, 150) = 11.029453 \quad f(2500, 150) = 11.029453$$

$$Z_{p_i} := a_0 + a_1 \cdot X_i + a_2 \cdot Y_i + a_5 \cdot X_i \cdot Y_i + a_3 \cdot (X_i)^2 + a_4 \cdot (Y_i)^2 + a_8 (X_i)^2 Y_i + a_9 X_i \cdot (Y_i)^2 + a_6 \cdot (X_i)^3 + a_7 (Y_i)^3$$

$$\delta_i := \frac{Z_i - Z_{p_i}}{Z_i} +$$

$$\sigma := \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{29} (Z_{p_i} - Z_i)^2}{29}}$$

$$Z_{\text{ocp}} := \frac{1}{30} \cdot \sum_{i=0}^{29} Z_i$$

$$R := \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=0}^{29} (Z_{p_i} - Z_i)^2}{\sum_{i=0}^{29} (Z_i - Z_{\text{ocp}})^2}}$$

$$T := \text{augment}(X, Y, Z, Z_p, \delta)$$

T =

	X	Y	Z	Zp	δ
	0	1	2	3	4
0	1100	0	1.1	1.107	-0.006
1	1100	65	2.41	2.465	-0.023
2	1100	119	3.65	3.549	0.028
3	1100	181	4.96	5.008	-0.01
4	1100	242	6.52	6.938	-0.064
5	1100	260	8.08	7.642	0.054
6	1350	0	1.51	1.477	0.022
7	1350	60	2.86	2.895	-0.012
8	1350	117	4.33	4.232	0.023
9	1350	186	6.24	6.165	0.012
10	1350	226	7.31	7.591	-0.038
11	1350	262	9.21	9.146	0.007
12	1600	0	1.95	1.914	0.018
13	1600	60	3.47	3.519	-0.014
14	1600	116	5.14	5.05	0.018
15	1600	163	6.61	6.519	0.014
16	1600	227	9.06	9.031	0.003
17	1600	264	10.74	10.866	-0.012
18	1850	0	2.4	2.43	-0.013
19	1850	44	3.55	3.768	-0.061
20	1850	110	5.79	5.827	-0.006
21	1850	155	7.58	7.425	0.02
22	1850	220	10.32	10.265	0.005
23	1850	244	11.56	11.532	0.002
24	2100	0	3.12	3.041	...

R = 0.9989

σ = 0.1469

a =

	0
0	-0.1075213865
1	0.0010206725
2	0.0187281285
3	-9.209716878·10 ⁻⁸
4	-7.4062152809·10 ⁻⁵
5	-3.8786283475·10 ⁻⁷
6	1.5239248815·10 ⁻¹⁰
7	2.033433706·10 ⁻⁷
8	3.8141141181·10 ⁻⁹
9	2.702897338·10 ⁻⁸

+

Додаток Ж

ЗАТВЕРДЖЕНО

Директор

ДП «ДержавтотрансНДІпроект», к.т.н., доцент

А.М. Редзюк

2015



ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Куцого П.В.
на тему «Поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів в
неусталених режимах оптимізацією способу регулювання дизелів»

Дисертаційна робота Куцого Петра Вікторовича на тему «Поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів в неусталених режимах оптимізацією способу регулювання дизелів» присвячена вирішенню актуальної задачі, що спрямована на покращення паливної економічності дизелів колісних транспортних засобів.

Тема роботи відповідає напряму «Технології енергетичного машинобудування», який постановою Кабінету Міністрів України від 07.09.2011 № 942 визнано пріоритетним тематичним напрямом наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року.

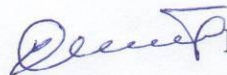
Отримані в дисертаційній роботі результати:

- уточнена математична модель системи автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала дизеля з гранично-всережимним регулятором;
- програма розрахунку перехідних процесів в САРЧ дизеля КТЗ з гранично-всережимним регулятором;
- розрахунок масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами;
- розрахунково-експериментальна методика визначення розсіювання енергії КТЗ в умовах неусталених режимів руху;
- результати експериментальних та розрахункових досліджень,

прийняті лабораторією дослідження використання палив та екології Державного підприємства «Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут», яке входить до сфери управління Мінінфраструктури України, для використання під час розроблення та оцінювання заходів, спрямованих на покращення паливної економічності двигунів, а також під час здійснення науково-технічної експертизи можливості переобладнання транспортних засобів в умовах експлуатації.

Результати роботи можуть бути використані при розробленні нових дизелів і систем керування двигуном.

Завідувач лабораторії
дослідження використання
палив та екології, к.т.н.

 В.С. Устименко



АКТ

впровадження в ПАТ «АвтоКрАЗ» результатів дисертаційної роботи Куцого П.В. на тему «Поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів в неусталених режимах оптимізацією способу регулювання дизелів»

В Управлінні головного конструктора Публічного акціонерного товариства "АвтоКрАЗ" впроваджено результати дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Куцого П.В. на тему «Поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів в неусталених режимах оптимізацією способу регулювання дизелів». Результати досліджень дають можливість на етапах вибору двигуна для конкретної моделі автомобілів КраЗ, виконання тягового розрахунку автомобіля визначити витрати палива при роботі транспортних засобів за постійно змінюваних навантажень з врахуванням специфіки виконання транспортних робіт за різного стану дорожнього покриття та вибрати оптимальний спосіб регулювання частоти обертання колінчастого валу дизеля.

Наукова та практична цінність дисертаційної роботи Куций П.В. полягає:

- в уточненні математичної моделі руху КТЗ за умов неусталених режимів руху, в якій враховано втрата частини енергії на демпфування в коливальному процесі;
- можливості використання запропонованої автором методики розрахунку сумарного коефіцієнта розсіювання енергії (демпфування) в коливальному процесі коливань крутного моменту двигуна;
- можливості застосування розробленої методики оцінки економічних і екологічних показників двигуна колісного транспортного засобу в режимах 8-ми ступеневого дискретного випробувального циклу за Правилами ЄЕК ООН № 96, а також при імітації руху КТЗ за неусталених режимів руху. Методика може бути розповсюджена на режими 13-ступеневого випробувального циклу за Правилами ЄЕК ООН № 49;
- виготовленні макетного зразка універсального регулятора на базі регулятора 4УТН-М паливного насосу високого тиску.

Результати досліджень можуть бути використані при досягненні цілей по підвищенню енергоефективності використання дизелів та зниження сумарних викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами транспортними засобами в атмосферу.

Заст. технічного директора
з нової техніки, к.т.н.

Дунь С.В.

Головний конструктор

Вассчек С.В.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Великанов Д.П. Изучение эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя. / Д.П.Великанов, В.И.Бернацкий // Автомобильный транспорт. – 1960. – №4. – С. 40–44.
2. Рубец Д.А. Смесеобразование в автомобильном двигателе при переменных режимах / А.А. Рубец / – М.: Машгиз. – 1948. – 150с.
3. Рубец Д.А. Особенности смесеобразования и состава отработавших газов на режимах разгона карбюраторного двигателя / Д.А. Рубец, В.И. Ерохов // Автомобильная промышленность. – 1976. – №6. – С. 3–4.
4. Злотин Г.Н. Работа карбюраторного двигателя при неустановившемся режиме / Г.Н. Злотин // Автомобильная промышленность. – 1960. – №3. – С. 8–10.
5. Великанов Д.П. Автомобильный транспорт и окружающая среда / Д.П. Великанов // Энергия и транспорт.– известия АН СССР – 1979. – № 6. – С. 98–109 с.
6. Фалькевич Б.С. Тяговые качества автомобиля при неустановившемся режиме работы двигателя / Б.С. Фалькевич // Сборник «Вопросы машиностроения». – М.: изд. АН СССР. – 1950. – С. 45–69.
7. Канарчук В.Е. Исследование влияния неустановившегося режима работы на интенсивность износа автомобильного двигателя: Дис... канд. техн. наук: 05.22.20. – К., 1967. – 211 с.
8. Архангельский В.М. Исследование работы двигателя ЗИЛ–130 на режимах разгона / В.М. Архангельский, И.Ф. Голушко // Автомобильная промышленность. – 1965. – №4. – С. 5–8.
9. Куликов Н.К. Оценка приемистости автомобильного двигателя / Н.К. Куликов // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1952. – №10. – С. 14 – 15.

10. Куликов Н.К. О коэффициенте неустановившегося режима работы двигателя / Н.К. Куликов, Г.Н. Золотин // Автомобильная промышленность. – 1960. – № 4. – С. 16 – 17.
11. Атаков Е.И. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме / Е.И.Атаков, П.М.Белов, И.Х.Дьяченко, В.С.Мусатов/ – М.: Машгиз, 1960. – 248 с.
12. Лурье М.И. Уточненный расчет динамики и экономичности разгона автомобиля / М.И. Лурье // Автомобильная промышленность. – 1959. – №4. – С. 21 – 24.
16. Трегобчук В. Київ: екологія та економіка міста / Трегобчук В. – К.: Знання. – 1992. – 45 с.
14. Трофименко Ю.В. Оценка вклада автомобильного транспорта в загрязнении атмосферного воздуха / Ю.В. Трофименко // Сборник ВИНТИ. Транспорт. Наука, техника, управление. – 1995. – № 6. – С. 6 – 12.
15. Капранов С. Операция «Чистый воздух»: новые итоги / С. Капранов, Н. Гончарова, Н. Кусайко // Автомобильный транспорт. – 1989. – №12. – С. 32–34.
16. Иванов В. Н. Влияние режимов движения автомобиля на выброс вредных веществ / В. Н. Иванов, В. И. Ерохов // Автомобильный транспорт. – 1979. – № 9. – С. 46 – 48.
17. Канарчук В. Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы / Канарчук В. Е. – К.: Наук. думка. – 1978. – 256 с.
18. Малов Р.В. Пути снижения токсичности автомобильных двигателей в эксплуатации / Р.В. Малов, Ж.Г. Манусаджянц // Пробл. и пути развития техн. базы автомоб. трансп. – М.: 1979. – С. 81 – 93.
19. Гарбер А.З. Составление модели режимов движения городских автобусов на основе натуральных испытаний / А.З.Гарбер, П.Д.Лупачев, Ж.Г.Манусаджянц // Повышение эффективности мероприятий по снижению вредных воздействий от автомобильного транспорта. – М.: 1982. – С. 43 – 55.

20. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / Гутаревич Ю.Ф. – К.: Вища шк., 1991. – 179 с.
21. Соколов О.В. Режимы работы автомобильных двигателей в условиях эксплуатации / О.В.Соколов, Н.Н.Пономарев, В.А.Метелкин // Научно-технический сборник. Сер. Автомобилестроение. ИИНавтопром. – М.: – 1971. – №3. – С 92.
22. Ждановский Н.С. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа / Н.С.Ждановский, А.И.Ковригин, В.С.Шкрабак и др./ – Л.: Машиностроение, 1974. – 224 с.
23. Платонов В.Ф. О режимах движения автомобилей в различных дорожных условиях / В.Ф. Платонов, В.В. Устименко, С.К. Назаров // Автомобильная промышленность. –1977. – №11, – С. 19 – 23.
24. Кутенев В. Ф. Влияние характерных неисправностей автомобиля на расход топлива и выброс вредных веществ в атмосферу / Кутенев В. Ф., Игнатович И. В., Семенихина И. К. // Комплексное развитие автомобильного транспорта крупных городов на примере г. Москвы. – М., 1981. – С. 234 – 236.
25. Гутаревич Ю.Ф. О.Д. Исследование режимов работы бензиновых двигателей автобусов в условиях Киева / Ю.Ф. Гутаревич, А.М. Редзюк, О.Д. Климбуш // Автодорожник Украины. – 1980. – №1. – С. 24 – 25.
26. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дис. ... доктора техн. наук: 05.22.10, 05.04.02 / Гутаревич Юрій Федосійович. – К., 1985. – 538 с.
27. Гутаревич Ю.Ф. Прибор для регистрации режимов работы автомобильных бензиновых двигателей в эксплуатационных условиях Киева / Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М., Климбуш О.Д./ – К.: КАДИ, 1979. – 10 с.
28. Кузьмин Н.А. Процессы и закономерности изменения технического состояния автомобилей в эксплуатации [Электронный ресурс]: уч. пос. для студ. автом. спец. / Кузьмин Н.А. / Нижегородский

государственный технический университет. – 2001. – Режим доступа до книги: <http://www.nntu.sci-nnov.ru/RUS/fakyl/VECH/metod/posobie/title.htm>

29. Безбородова Г.Б. Экономия топлива при вождении автомобиля / Безбородова Г.Б., Маяк Н.М., Чалый А.А. – К.: Техника, 1989. – 128 с.

30. Климпуш О.Д. Экономия топлива на автомобильном транспорте / Климпуш О.Д., Рубцов В.А., Гутаревич Ю.Ф. – К.: Техника, 1989. – 144 с.

31. Говорущенко Н.Я. Автомобильное топливо. Как его экономить / Говорущенко Н.Я. – Харків: Вища школа, 1979. – 143 с.

32. Чулков А.З. Экономия светлых нефтепродуктов на транспорте / Чулков А.З. – М.: Транспорт. – 1985. – 304 с.

33. Резник Л.Г. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации / Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. – М.: Транспорт. – 1989. – 128 с.

34. Ерохов В.И. Экономичная эксплуатация автомобиля / Ерохов В.И. – М.: ДОСААФ. – 1986. – 128 с.

35. Рубец Д.А. Топливная экономичность автомобиля / Д.А. Рубец – М.: Транспорт. – 1966. – 62с.

36. Болтинський В.Н. Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинський // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1959. – №2. – С. 3–8.

37. Болтинський В.Н. Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинський // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1959. – №4. – С. 13 – 16.

38. Болтинський В.Н. Работа тракторного двигателя на неустановившейся нагрузке / Болтинський В.Н. – М.: Сельхозгиз. – 1949. – 216 с.

39. Марков В.А. Оценка расхода топлива и токсичности отработавших газов дизеля на различных режимах / В.А. Марков, М.И. Шлено, В.В.

Фурман // Грузовик &. – 2006. – №2. – С. 40 – 49.

40. Архангельский В.М., Злотин Г.Н. Работа автотракторных двигателей на неустановившихся режимах. – М.: Машиностроение, 1979. – 215 с.

41. Вихерт М.М., Мазинг М.В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей: конструкция и параметры. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.

42. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.

43. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев, Под. ред. А.К. Костина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 283 с.

44. Ждановский Н.С. Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко, В.С. Шкрбак и др. – Л.: Машиностроение, 1981. – 240 с.

45. Капралов Б.И. Оптимизация параметров топливной аппаратуры дизеля грузового автомобиля / Б.И.Капралов, А.С.Красильников, М.В.Мазинг / Двигателестроение. – 1987. - №5. – С. 20-22.

46. Блаженков Е.И. Работа системы автоматического регулирования дизеля КамАЗ-740 с двухрежимным регулятором / Е.И. Блаженков, Ю.Е. Хрящев, О.З. Щур и др. // Автомобильная промышленность. – 1985. - №3. – С. 6-7.

47. Вахошин Л.И. Тракторный дизель на грузовом автомобиле / Л.И. Вахошин // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 2. – С.19 – 21.

48. Акатов Е.Н., Белов П.М. и др. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. Л.: Машгиз, 1960, 247 с., с ил.

49. Белов П.М., Смирнов В.Н. К исследованию работы карбюраторного двигателя М-21 на режимах разгона. – «Заметки ЛСХИ. Механизация и электрификация сельского хозяйства», Л., 1967, т. 103, вып. 2, с. 43-51, с. ил.

50. Кутенев В.Ф. Научно – технические проблемы улучшения экологических показателей автотранспорта / В.Ф. Кутенев, В.А. Звонов, Г.С. Корнилов // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 11. – С.7 – 10.

51. Ждановский Н.С. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа. / Н.С.Ждановский, А.И.Коврыгин, В.С.Шкрабак, А.В.Соминич/ Л.: Машиностроение, 1974 г., 222 с.

52. Нейченко В.Г. К вопросу имитации эксплуатационных нагрузок на крюке трактора при ускоренных ресурсных испытаниях. /В.Г. Нейченко/ – «Тракторы и сельхозмашины», 1970, №12, с. 11-12, с ил.

53. Шкрабак В.С., Соминич А.В. К измерению мгновенного расхода топлива при работе турбины на неустановившихся режимах. / В.С.Шкрабак, А.В.Соминич/ – «Записки ЛСХИ», 1967, т. 103, вып. 2, с. 33-37, с ил.

54. Болтинский В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. /В.Н.Болтинский/ – М.: Издательство сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1962. – 391 с.

55. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів.: /І.І.Водяник/ - К.: Урожай, 1994. – 222 с.

56. Чекменьов В.В. Підвищення паливної економічності дизеля на польових роботах застосуванням універсального регулятора. – Дис. к.т.н., Кам'янець-Подільський, 2006 р.

57. Статистичний щорічник України за 2013 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2014.

58. Статистичний щорічник України за 2012 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2013.

59. Статистичний щорічник України за 2011 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2012.

60. Статистичний щорічник України за 2010 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2011.
61. Статистичний щорічник України за 2009 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2010.
62. Статистичний щорічник України за 2008 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2009.
63. Статистичний щорічник України за 2007 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2008.
64. Статистичний щорічник України за 2006 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2007.
65. Статистичний щорічник України за 2005 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2006.
66. Статистичний щорічник України за 2004 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2005.
67. Статистичний щорічник України за 2003 рік. Довідкове видання / Державний комітет статистики України, За ред. О.Г. Осауленко, Відповідальний за випуск В.А.Головко. – К.: в-во «Консультант», 2004.
68. Миронюк С.К., Использование транспорта в сельском хозяйстве. /С.К.Миронюк/ – М.: Колос, 1982. – 287 с.
69. Балюк Б.К. О загрузке двигателей СМД-62 / Б.К.Балюк, Г.С.Крючков/ Техника в сельском хозяйстве. – 1982. - №6. – С. 40,41
70. Антипин В.П. Характер влияния мощности двигателя на расход топлива в неустановившемся режиме / В.П.Антипин, А.А.Шевцов/

Двигателестроение. 1986. - №10. – С. 45,46.

71. Долганов К.Е. Математическое моделирование псевдослучайного процесса колебаний момента сопротивления действующего на коленчатый вал тракторного дизеля / К.Е.Долганов, А.С.Бурко, В.И.Романюк, С.А.Ковалёв / Двигателестроение. - №2. – С. 21-24.

72. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. / А.В.Николаенко / – М.: Колос, 1984. – 335 с.

73. Багиров А.В. Двигатели внутреннего сгорания дорожных и строительных машин. / Д.В. Багиров, А.В. Златопольский / М.: Машиностроение, 1974.

74. Злотин Г.Н. Влияние дросселирования и регулировки карбюратора на эффективные показатели двигателя при ускоренном вращении коленчатого вала. Труды Волгоградского политехнического института. Двигатели и тракторы. / Г.Н.Злотин, М.М.Галимов/ Волгоград. 1968, с. 16-20.

75. Малащенко В.А. К вопросу о топливной экономичности двигателя в процессе разгона машинно-тракторного агрегата. Доклады МИИСП, 1970, т. VI, вып. 2, с. 11-19.

76. Настенко Н.Н. Регуляторы тракторных и комбайновых дизелей. / Н.Н.Настенко, Л.А.Борошок, А.А.Грунауэр / М.: Машиностроение, 1965. – 251 с.

77. Говорун А.Г. Результати польових випробувань трактора МТЗ-80 з різними способами регулювання дизеля / А.Г. Говорун, А.О. Корпач, М.О. Сельский, П.В. Куций // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту : наук.-вироб. зб. / Автомобільно-дорожній ін-т Донец. нац. техн. ун-ту. – Горлівка: 2010 №1 (10), с. 110-115.

78. Златопольский А.В. Исследование влияния неустановившегося режима нагрузки на выходные показатели двигателей строительных и дорожных машин. Автореферат диссертации. / А.В.Златопольский/ М., 1966.

79. Блаженнов Е.И. Совершенствование системы автоматического регулирования частоты вращения автомобильных дизелей: автореф. дис. на

здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02. “Тепловые двигатели” / Е.И.Блаженков / – М., 1987. – 31с.

80. С.П. Тимошенко. Теория колебаний в инженерном деле. – /Тимошенко С.П. / М.: Государственное научно-техническое издательство, 1932. – 344 с.

81. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие. Т.1. /В.П.Терских/ М.: Машгиз. 1953

82. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие. Т.2. /В.П.Терских/ М.: Машгиз. 1954

83. А. Sommerfeld «Zeitschrift d. V. d. Ing». 1904

84. Ефимов С.И. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/ С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивнин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

85. Чудаков Е.А. Конструкция и расчет автомобиля. /Е.А.Чудаков/ М.: Машгиз, 1951. – 430 с.

86. Андрусенко П.И. Теория и исследование новой системы топливоподачи для тракторных двигателей: дис. д-ра техн. наук: 05.04.02. / Андрусенко Петр Иванович. – К., 1954. – 538 с.

87. Долганов К.Е. Исследование гидравлических регуляторов автотракторных двигателей: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02 “Теплові двигуни” / Долганов К.Е. – К., 1963. – 19 с.

88. Гутаревич Ю.Ф. Исследование работы дизелей транспортных машин при применении насосов с дозированием на впуске и однорежимном регулировании: дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.02. / Гутаревич Юрій Федосійович. – К., 1969. – 178 с.

89. Говорун А.Г. Исследование гидравлической системы регулирования автомобильного дизеля с целью улучшения его

экономических и динамических показателей: дис. канд. техн. наук.: 05.04.02. / Говорун Анатолий Григорьевич. – К., 1972. – 195 с.

90. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторного дизеля с турбонаддувом: дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.02. / Головчук Андрей Федорович. – К., 1981. – 300 с.

91. Жерновой А.С. Улучшение экономических и экологических показателей автомобильного дизеля совершенствованием способа регулирования: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02. “Тепловые двигатели” / А.С.Жерновий – Харьков, 1985. – 24 с.

92. Каньковский И.Е. Повышение эксплуатационной топливной экономичности тракторного дизеля путём применения универсального однорежимно-всережимного регулятора: дис. канд. техн. наук.: 05.04.02. / Каньковский Игорь Евгениевич. – К., 1987. – 377 с.

93. Мельниченко В.И. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторного дизеля применением двухрежимно – всережимного регулятора: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02. “Теплові двигуни” / Мельниченко В.И. – Харьков, 1991. – 17 с.

94. Захарчук В.И. Улучшение эксплуатационных показателей колёсного трактора при выполнении транспортной работы применением универсального регулятора: дисс. ...канд. техн. наук.: 05.22.20 / Захарчук Виктор Иванович. – К., 1996. – 217 с.

95. Лясковський В.Г. Розробка і дослідження дворежимного регулятора для дизеля середньої потужності з роторним паливним насосом: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02. “Теплові двигуни” / Лясковський В.Г. – К., 2001. – 20 с.

96. Шестухин В.И. Исследование влияния параметров топливной аппаратуры на работу дизеля в условиях неустановившейся нагрузки: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.04.02.

“Тепловые двигатели” / Шестухин В.И. – М., 1984. – 16 с.

97. Головчук А.Ф. Дослідження універсального регулятора колісних тракторів / А.Ф. Головчук, А.В. Садовников, Р.М. Харак // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. – Дніпропетровськ: ЕНЕМ. – 2004.– С. 53-54.

98. Захарчук В.И. Универсальный регулятор / В.И.Захарчук // АПК: Наука, техника, практика. – 1990. – № 8. – С. 20 – 21.

99. Шестухин В.И. Влияние типа регулятора на топливную экономичность автомобиля при работе в условиях неустановившейся нагрузки / В.И. Шестухин // Автомобильная промышленность. – 1967. – №5. – С. 3 – 6.

100. Шестухин В.И. Исследование влияния параметров топливной аппаратуры на работу дизеля в условиях неустановившейся нагрузки: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.04.02. “Тепловые двигатели” / В.И.Шестухин – М., 1984. – 16 с.

101. Шестухин В.И. Исследование влияния свойств топливной аппаратуры на некоторые эксплуатационные качества автомобиля МАЗ-500 при работе в условиях неустановившейся нагрузки / В.И. Шестухин // Совершенствование техники и технологии на автомобильном транспорте. – М.: Транспорт. – 1970. – С. 24 – 27.

102. Гутаревич Ю.Ф. Исследование работы дизелей транспортных машин при применении насосов с дозированием на впуске и однорежимном регулировании: дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.02. / Гутаревич Юрій Федосійович. – К., 1969. – 178 с.

103. Говорун А.Г. Исследование гидравлической системы регулирования автомобильного дизеля с целью улучшения его экономических и динамических показателей: дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.02. / Говорун Анатолий Григорьевич. – К., 1972. – 195 с.

104. Ільченко В.Ю. Машиновикористання в землеробстві/ В.Ю.Ільченко, Ю.П.Нагірний, П.А.Джалос. та ін.; за редакцією Ільченко

В.Ю. і Нігірний Ю.П. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.

105. Скотников В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. / В.А.Скотников, А.А.Мащенский, А.С.Солонський/ М.: Агропромиздат, 1986. – 384 с.

106. Р. Бош Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.: ил.

107. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. Издание третье. Переработанное и дополненное. /Р.В. Ротенберг/ М.: Машиностроение, 1972.

108. Шестухин В.И. Повышение динамических и экономических показателей тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. /В.И.Шестухин/ «Тракторы и сельхозмашины», 1961, №7.

109. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. Изд. 3-е, переработанное, /В.И.Крутов/ М.: Машиностроение, 1968. 535 с., с ил.

110. Блаженков Е.И. О колебаниях скорости коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236 при установившемся движении автомобиля. / Е.И.Блаженков, В.М.Малышев / «Автомобильная промышленность». 1967, №1.

111. Блаженков Е.И. Разработка и исследование всережимных регуляторов скорости автомобильных дизелей. Автореферат диссертации /Е.И.Блаженков/ М.: 1967.

112. Воробьев И.Т. Влияние типа регулятора на величину дымности отработавших газов двигателя ЯМЗ-236 в условиях движения автомобиля МАЗ-200. / И.Т.Воробьев, А.А.Галочкин, В.И.Фесенко/ «Автомобильная промышленность», 1968, №5.

113. Двигатели внутреннего сгорания. Регулирование, дистанционный контроль и управление дизелями. Сб., Машгиз, М.-Л., 1958.

114. Дмитренко В.И. Исследование равномерности топливоподачи распределительными топливными насосами тракторных дизелей.

диссертация, Киев, 1969.

115. Варшавський І.Д. Як обезвредити отработавші газы автомобіля. / І.Д.Варшавський, Р.В.Малов / Изд-во «Транспорт», М., 1968.

116. Калиш Г.Г. Влияние периодической составляющей движущегося момента на режимы работы поршневого двигателя. / Г.Г.Калиш, П.А.Поляков/ Труды НАМИ, 1953, вып. №70.

117. Кац А.М. Автоматическое регулирование скорости двигателей внутреннего сгорания. /А.М.Кац/ Машгиз, М.-Л., 1956.

118. Басаргин В.Д. Проблемы использования дизелей на неустановившихся режимах. /В.Д.Басаргин/ - Хабаровск: Изд-во ХГТУ, 1999. - 71 с.

119. Артоболевський І.І. Теорія механізмів і машин. Учеб. для вузів – 4-е изд. Перераб і доп. /І.І.Артоболевський/ – М.: Наука. Гл. ред. фил. лит., 1988 – 640 с.

120. Гришкевич А.И. Автомобили: теория. Учебник для вузов. /А.И.Гришкевич/ – Мн. Выш. шк., 1986. – 208 с.

121. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля (теоретический анализ). /В.А.Иларионов/ М.: Машиностроение. 1966. – 280 с.

122. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля./В.С.Шупляков/ М., Транспорт, 1974. – 328 с.

123. Звіт про науково-дослідну роботу. Дослідження та удосконалення автоматичних систем регулювання транспортних дизелів (проміжний) р. М-во освіти і науки України : Нац. Транс-ний ун-т : кер. Говорун А.Г. - № держреєстрації 0110U000128 Інв. №0210U005694. К.: 2010. 112с.

124. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. / В.Я. Анилович. Ю.Т. Водолаженко./ М.: Машиностроение. 1966. – 519 с.

125. Говорун А.Г. Математична модель визначення втрат енергії за умов неусталених режимів руху колісного транспортного засобу з дизелем. Проблеми транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 5. / А.Г.Говорун,

А.О.Корпач, М.П.Сельський/- Київ: НТУ. 2007, с. 130-138.

126. Говорун А.Г. Дослідження на математичній моделі впливу параметрів САРЧ на втрати енергії КТЗ за неусталених режимів руху. / А.Г.Говорун, А.О.Корпач, М.П.Сельський/ К. 2008. – Вісник НТУ. – Випуск 16. – с. 211-215.

127. ДСТУ 10578:2003 Насоси паливні дизелів. Загальні технічні умови

128. ГОСТ 17.2.2.05-97 Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы определения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

129. ГОСТ 17.2.2.02-98 Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы определения дымности отработавших газов дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин

130. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний

131. ДСТУ 4840-2007 Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні умови

132. ДСТУ 4277:2004 Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі

133. ДСТУ 4276:2004 Норми і методи вимірювань димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями

134. ОСТ 37.001.054–86 Автомобили и двигатели. Выбросы вредных веществ. Нормы и методы определения

135. ГОСТ 17.2.1.01–76 (СТ СЕВ 136678) Охрана природы. Атмосфера. Классификация выбросов по составу.

136. Говорун А.Г. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння. / А.Г. Говорун, А.О. Корпач, П.В. Куций // Патент на корисну модель UA №58405, МПК, F02D 1/04. Заявка №u201011574 від 29.09.2010, опубл. Бюл. №7, 11.04.2011.

137. ГОСТ 8581-78 Масла моторные для автотракторных дизелей

138. Стефановский Б.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания. /Б.С. Стефановский, Е.А.Скобцев, Е.А.Корси и др./ М.: Машиностроение 1972 г., 368 с.

139. Розроблення та дослідження автоматичних систем регулювання транспортних дизелів : звіт про НДР №ДЗ/70 (проміжний): М-во освіти і науки України : Нац. Транс-ний ун-т : кер. Гутаревич Ю.Ф. - № держреєстрації 01064004506 С Інв. №03064008490. К.: 2006. 87с.

140. Говорун А.Г. Про деякі особливості уточнення методики визначення коефіцієнта язкісного тертя в механічних регуляторах / А.Г. Говорун, М.О. Сельский, П.В. Куций // Вісник Севастопольського Національного технічного університету, збірник наукових праць - Севастополь, 2012. №134/2012. – с. 145-148.

141. ГОСТ 20306-90 Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.

142. ДСТУ ISO 789:2006 – 141 Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний.

143. Говорун А.Г. Вплив способу регулювання двигуна КТЗ на витрату палива за умов неусталених режимів руху / А.Г. Говорун, М.В. Павловський, П.В. Куций// Вісник НТУ Ч.1 – К.:НТУ, 2013.– Випуск 28.–с.104-110.

144. Говорун А.Г. Вплив стану дорожнього покриття на витрату палива / А.Г. Говорун, П.В. Куций // Автошляховик України, №1 (237),Київ, 2014 р., с. 14-16.

145. Говорун А.Г. Результати дорожніх випробувань колісного транспортного засобу з універсальним регулятором частоти обертання колінчастого вала дизеля / А.Г. Говорун, О.А. Клименко, П.В. Куций // Автошляховик України, №6 (242),Київ, 2014 р., с. 2-5.

146. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навч. посіб., 2-ге вид., перероб. і доп. / Ю.Ф.Гутаревич, А.О.Корпач, А.Г.Говорун. – К.: НТУ, 2103. – 252с.

147. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных

условий.— / Ю.П.Адлер, Е.В.Маркова, Ю.В.Грановский/М.: "Наука", 1976.— 279 с.

148. Зегинидзе И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем.— /И.Г.Зегинидзе/М.: "Наука", 1976.—390 с

149. Рафалес-Ламарка Э.Э. Николаев В.Г. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов. – / Э.Э.Рафалес-Ламарка, В.Г.Николаев / К.: «Наукова думка», 1971. - 120 с.

150. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – /Е.С.Вентцель/ М.: Наука, 1969. – 570 с.

151. Галушко В.Г. Вероятностно–статические методы на автотранспорте. – /В.Г.Галушко/ К.: Вища школа, 1976. – 232 с.

152. Правила СЕК ООН №96 «Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной технике, в отношении выброса вредных веществ этими двигателями»./ E/ECE/324/E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.95 – 15.12.1995.