

**ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

Кафедра тракторів, автомобілів та енергетичних засобів

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НА ТЕМУ:

**«ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО
РЕГУЛЮВАННЯ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ В
КАМЕРУ ЗГОРЯННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА»**

Виконав:

здобувач освітнього ступеня «Магістр»
освітньо-професійної програми «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія» денної
форми навчання

ВІЛІНСЬКИЙ Назар Русланович

Керівник:

доктор педагогічних наук, професор

ДУГАНЕЦЬ Віктор Іванович

Оцінка захисту:

Національна шкала _____

Кількість балів _____ Шкала ECTS _____

« ____ » _____ 2025

Допускається до захисту:

« ____ » _____ 2025 р.

Гарант освітньо-професійної програми

«Агроінженерія» спеціальності 208

«Агроінженерія», кандидат технічних наук,

доцент

ДУГАНЕЦЬ Василь Іванович

м. Кам'янець-Подільський, 2025

ЗМІСТ

Завдання на виконання кваліфікаційної роботи	4
Анотація	6
Реферат	7
ВСТУП	8
1 ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ФОРСУВАННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ НА ЙОГО МОДЕРНІЗАЦІЮ	10
1.1 Вибір способу форсування тракторного дизеля за потужністю	10
1.2 Визначення потужності тракторного дизеля, необхідної для забезпечення зростання продуктивності МТА	12
1.3 Постановка завдання на модернізацію тракторного дизеля	12
2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НАДДУВУ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ І ВИБІР АГРЕГАТУ	14
2.1. Визначення параметрів системи наддуву	14
2.2. Вибір агрегату наддуву	16
2.3. Складання принципової схеми системи наддуву форсованого тракторного дизеля.....	17
3. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ	
3.1. Тепловий розрахунок форсованого тракторного дизеля	19
3.1.1. Вибір палива	19
3.1.2. Визначення параметрів робочого тіла	19
3.1.3. Визначення параметрів навколишнього середовища і залишкових газів	20
3.1.4. Визначення параметрів процесу впуску	21
3.1.5. Визначення параметрів стиснення	22
3.1.6. Визначення параметрів процесу згоряння	23
3.1.7. Визначення параметрів процесу розширення	24
3.1.8. Визначення індикаторних параметрів робочого циклу	25
3.1.9. Визначення ефективних показників форсованого тракторного дизеля	26
3.1.10. Визначення основних конструкційних характеристик форсованого тракторного двигуна	26
3.2. Розрахунок індикаторної діаграми	28
3.3. Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики форсованого тракторного дизеля	31
3.4. Силловий розрахунок форсованого тракторного дизеля	32
3.4.1. Визначення зусиль уздовж осі циліндра на поршневий палець	32

3.4.2. Визначення сил, що впливають на шатунну шийку колінчастого валу	33
4. ОЦІНКА РОЗДІЛЬНОЇ МОЖЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ВИХІДНОЇ МОДЕЛІ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ДО ФОРСУВАННЯ ЗА СЕРЕДНІМ ЕФЕКТИВНИМ ТИСКОМ І ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ	36
4.1. Оцінка температурного стану форсованого тракторного дизеля	36
4.2. Розрахунок поршня	37
4.3. Розрахунок поршневого пальця	40
4.4. Оцінка ефективності форсованого тракторного дизеля	41
5. АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ІЗ ЗАЛУЧЕННЯМ НАДДУВУ І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ЇХ МОДЕРНІЗАЦІЇ	43
5.1. Розробка принципової схеми системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря	43
5.2. Розробка математичної моделі системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря	46
5.2.1. Диференціальне рівняння руху і передаточна функція повітряного ресивера	47
5.2.2. Диференціальне рівняння руху і передаточна функція датчика розрідження	51
5.2.3. Диференціальне рівняння руху і передаточна функція пневматичного диференціатора	52
5.3. Дослідження роботоздатності системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря	62
6 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ	66
6.1 Обґрунтування економічної доцільності підвищення енергонасиченості трактора класу 3	66
6.2 Розрахунок витрат необхідних для модернізації тракторного дизеля	68
6.3 Визначення річного економічного ефекту і терміну окупності вкладених витрат	72
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	77
ДОДАТОК А Матеріали комп'ютерної презентації	80

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра тракторів, автомобілів та енергетичних засобів

Освітній ступінь «магістр»

Спеціальність 208 –« Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри,

професор _____ Віктор ДУГАНЕЦЬ

„04” квітня 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Здобувачу **ВІЛІНСЬКОМУ НАЗРУ РУСЛАНОВИЧУ**

1. Тема роботи: Дослідження системи автоматичного регулювання повітропостачання в камеру згоряння дизельного двигуна

2. Керівник роботи професор ДУГАНЕЦЬ Віктор Іванович
Затверджено наказом Закладу вищої освіти «Подільський державний університет» від «04» квітня 2025 року № 355с.

Термін подання закінченої роботи «20» листопада 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики засобів та об'єктів дослідження; методика розрахунку та знімання характеристик досліджуваного двигуна; методика теплового розрахунку дизельного двигуна; методика планування та проведення багатofакторного експерименту; методика розрахунку економічної ефективності

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

Вступ.

1. Обґрунтування необхідності форсування тракторного дизеля і постановка задачі на його модернізацію

2. Визначення параметрів системи наддуву форсованого тракторного дизеля і вибір агрегату

3. Вибір і розрахунок основних параметрів форсованого тракторного дизеля

4. Оцінка роздільної можливості конструкції вихідної моделі тракторного дизеля до форсування за середнім ефективним тиском і частотою обертання

5. Аналіз перехідних процесів форсованого тракторного дизеля із залученням наддуву і визначення основних заходів щодо їх модернізації

6. Техніко-економічні показники

Загальні висновки по роботі

Список використаних джерел

5 Перелік ілюстративного матеріалу

- 1 Титульний аркуш
- 2 Актуальність роботи
- 3 Мета і задачі кваліфікаційної роботи
- 4 Обґрунтування необхідності форсування дизеля
- 5 Принципова схема відомої системи повітропостачання.
- 6 Визначення параметрів системи наддуву дизеля
- 7 Принципова схема системи автоматичного регулювання тиску
- 8 Розрахунок основних параметрів
- 9 Пневматичний діафрагмовий диференціатор.
- 10 Оцінка роздільної можливості конструкції
- 11 Структурні схеми системи автоматичного регулювання наддувного повітря.
- 12 Графіки тангенціальних сил.
- 13 Характеристичне рівняння руху системи.
- 14 Диференціальні рівняння
- 15 Очікувані техніко-економічні показники
- 16 Загальні висновки по роботі

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Консультант з нормоконтролю	ПУКАС В.Л., доцент		

Дата видачі завдання «04» квітня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділів кваліфікаційної роботи	Термін виконання		Підпис керівника
		планово	фактично	
1	Вступ	04.04.2025	04.04.2025	
2	Обґрунтування необхідності форсування тракторного дизеля	23.04.2025	23.04.2025	
3	Визначення параметрів системи наддуву форсованого тракторного дизеля	30.04.2025	30.04.2025	
4	Вибір і розрахунок основних параметрів форсованого тракторного дизеля	07.05.2025	07.05.2025	
5	Оцінка роздільної можливості конструкції вихідної моделі тракторного дизеля до форсування	11.06.2025	11.06.2025	
6	Аналіз перехідних процесів форсованого тракторного дизеля із залученням наддуву	30.06.2025	30.06.2025	
7	Техніко-економічні показники	27.10.2025	27.10.2025	
8	Загальні висновки по роботі	30.11.2025	30.11.2025	

Здобувач _____

Назар ВІЛІНСЬКИЙ

Керівник _____

Віктор ДУГАНЕЦЬ

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі магістра представлено технічне рішення щодо модернізації дизельного двигуна для сільськогосподарського трактора класу 3 з метою збільшення літрової потужності, зменшення питомої маси, підвищення паливної економічності, зниження токсичності. Розроблена конструктивна принципова схема системи наддуву форсованого тракторного дизеля, тепловий розрахунок форсованого тракторного дизеля, визначення параметрів робочого тіла.

THE SUMMARY

The master's thesis presents a technical solution for the modernization of a diesel engine for a class 3 agricultural tractor with the aim of increasing the liter capacity, reducing the specific mass, improving fuel efficiency, reducing toxicity. A structural schematic diagram of a supercharged tractor diesel supercharging system, thermal calculation of a forced tractor diesel, and determination of the working fluid parameters have been developed.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, яка вміщує друкованих аркушів формату А4, вміщує розділів, таблиць, рисунків, найменування використаних джерел і презентаційного матеріалу на слайдах.

Метою кваліфікаційної роботи є розробка і дослідження системи автоматичного регулювання повітропостачання в камеру згоряння дизельного двигуна.

В процесі виконання кваліфікаційної роботи використовувались основні положення теорії двигунів внутрішнього згоряння, теорії тракторів і автомобілів, вищої математики і теорії автоматичного регулювання і керування.

В результаті проведених досліджень отримані практичні рекомендації з експлуатації та технічного обслуговування модернізованого тракторного дизеля, визначено основні заходи з удосконалення техніки безпеки, покращення умов праці механізаторів, розроблена конструкція системи зберігання та автоматичної подачі додаткового надувного повітря значно удосконалює процес сумішоутворення форсованого тракторного дизеля в перехідних процесах при збільшенні навантаження, наведено практичні рекомендації з експлуатації та технічного обслуговування модернізованого тракторного дизеля, виконано оцінку доцільності впровадження трактора з модернізованим дизелем.

Ключові слова: дизельний двигун, потужність, ступінь стиску, октанове число, аварія, неекономічний режим, датчик розрідження, стійкий режим, сільфон, блок контактів.

ВСТУП

Актуальність роботи. Однією з умов підвищення продуктивності праці є різке збільшені кількості високоенергонасичених конструкцій тракторів в сільськогосподарському машинно-тракторному парку, що веде до безперервного зниження питомої металоємності тракторів, тобто змусити працювати більше ефективно кожен кілограм їх конструкції і за рахунок цього зниження ущільнюючої впливу ходового апарату тракторів на ґрунт і підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Збільшити енергонасиченість сільськогосподарських тракторів можливе підвищення одиниці годинної потужності, які передбачається отримати використанням на них перспективних конструкцій високоекономічних і малотоксичних двигунів внутрішнього згорання насамперед дизельних, які розташовують найкращими показникам токсичності і паливної економічності.

Дизельні двигуни внутрішнього згорання, як джерела первинної енергії мобільно-енергетичних засобів, незважаючи на постійні їх удосконалення, не задовольняють цих вимог, тому в теперішній час ведуться пошуково-дослідницькі роботи, направлені на використання принципово нових схем і конструкцій двигунів з малою затратою палива і більшою потужністю, в тому числі за рахунок потенціальної енергії стисненого повітря. Цьому новому напрямку розвитку повітряних двигунів сприяє поява принципово нових перетворювачів стисненого повітря в обертовий рух. Конструктивною особливістю їх є відсутність складного кривошипно-шатунного механізму, обмежуючого частоту обертання і можливість зменшення рухомих мас через великі сили інерції при переході поршнів верхньої і нижньої мертвої точок.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами досліджень. Робота виконувалась у відповідності з планом наукових досліджень кафедри тракторів, автомобілів та енергетичних засобів «Поліпшення тягово-зчіпних властивостей, зниження рівня шкідливої дії ходових систем на ґрунт та підвищення паливної економічності тракторів».

Мета і завдання досліджень. Метою є розробка і дослідження форсованого дизельного двигуна з системою автоматичного регулювання тиску в циліндрах дизеля, для підвищення потужності. Для досягнення сформульованої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- прийняти конструктивну схему дизельного двигуна і обґрунтувати можливість її використання на сільськогосподарському мобільно-енергетичному засобі;
- вивчити вплив конструктивних параметрів динамічних ланок на стійкість автоматичної системи регулювання;
- визначити числові значення параметрів відцентрового регулятора, при яких забезпечується стійка робота дизеля з турбонаддувом на швидкісних і навантажувальних режимах роботи;
- привести техніко-економічний розрахунок впровадження розробок у виробництво.

Об'єкт дослідження – процес автоматичного регулювання систем повітропостачання, мащення і охолодження, а дизельного двигуна від перегрівання.

Предмет дослідження – дизельний двигун з турбонаддувом.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження виконувались із використанням основних положень теорії двигунів внутрішнього згорання, теорії тракторів і автомобілів, вищої математики і теорії автоматичного регулювання і керування.

Практичне значення одержаних результатів. В результаті виконання розроблено конструктивні і технологічні параметри форсованого дизельного двигуна. Виведені диференціальні рівняння руху і отримані передаточні функції датчиків засмічення повітроочисника, тиску масла в системі мащення і теплового стану ДВЗ. Розроблена принципово нова система автоматичного регулювання тиску в циліндрах дизеля з турбонаддувом, система автоматичного регулювання тиску наддувного повітря в циліндрах дизеля, режимів роботи із залученням елементів штатної системи повітропостачання.

1 ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ФОРСУВАННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ НА ЙОГО МОДЕРНІЗАЦІЮ

1.1 Вибір способу форсування тракторного дизеля за потужністю

Як відомо з теорії двигунів [12] потужність двигуна внутрішнього згоряння знаходиться в прямій залежності від середнього ефективного тиску робочого об'єму, а також частоти його обертання і характеризується наступним виразом:

$$N = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n_\delta}{30 \cdot \tau}, \quad (1.1)$$

де P_e - середній ефективний тиск; V_h - робочий об'єм двигуна; n_δ - частота обертання колінчастого вала двигуна.

Як впливає з виразу (1.1), збільшення потужності тракторного дизеля можна досягти шляхом підвищення його частоти обертання.

При форсуванні за частотою обертання:

- збільшення наповнення циліндрів повітрям на високих швидкісних режимах (створення спеціально налаштованих органів газообміну з використанням в них хвильових явищ для підвищення дозарядки циліндрів, двох і чотирьох клапанних систем з розвиненим перетином і зниженим опором, вибір оптимальних фаз газорозподілу для широкого швидкісного діапазону і ряд інших робіт);
- зниження механічних втрат (експериментальне дослідження всіх складових, що входять в механічні втрати, і вишукування ефективних способів зниження втрат на газообмін, на тертя ряду відповідальних деталей, на привід допоміжних агрегатів);
- збільшення зносостійкості (підвищення вимог до якості деталей, освоєння різних зносостійких покриттів, біметалевих конструкцій, покращення якості матеріалів та їх тепло обробка, підвищення якості припрацювання

деталей в період обкатки, покращення асортименту ПММ і ряд інших робіт);

- покращення на підвищених швидкісних режимах стабільності робочого процесу та процесу паливоподачі.

Динаміка зміни частота обертання найбільш перспективних конструкцій дизелів закордонного виробництва досягла позначки більш 3000 хв^{-1} . Оптимальна частота обертання вітчизняних дизелів трохи нижче і наближається до рівня 2600 хв^{-1} .

Серед різних способів підвищення середнього ефективного тиску зараз найменш лімітований один - за рахунок збільшення щільності повітря, що подається в циліндри двигуна, тобто застосування наддуву.

Спосіб має історію: від дизелів з приводним нагнітачем до дизелів з турбонаддувом. Таке порівняно поступове впровадження наддуву на двигунах внутрішнього згоряння пояснюється рядом причин: недостатньою надійністю двигунів з наддувом внаслідок зростання їх механічної та теплової напруженості, погіршенням протікання швидкісних характеристик, підвищенням димності і шумності недосконалістю агрегатів наддуву (недостатньо високі ККД і надійність).

Поки прості можливості підвищення технічного рівня ДВЗ, до наддуву вдавалися рідко. Однак ці можливості зараз вже вичерпуються, так, наприклад збільшення частоти обертання колінчастого вала не сприяє підвищенню паливної економічності двигуна, збільшення його ресурсу і зниження шумності і т.д.

В силу чого застосування наддуву на все більшому числі моделей і типів ДВЗ розширюється. Крім того, використовувати наддув вимагають інтереси покращення паливної економічності та екологічних коштів.

У зв'язку з цим для форсування вихідної моделі дизеля типорозміру 120×140 мм сільськогосподарського класу 3 залучаємо наддув, а в якості додаткового способу для можливого збільшення його потужностей - незначне підвищення частоти обертання.

1.2 Визначення потужності тракторного дизеля, необхідної для забезпечення зростання продуктивності МТА

Для тракторів основними параметрами, що визначають їх технічний рівень, є: потужність; питома витрата палива; маса, термін служби, умови праці, трудомісткість технічного обслуговування та інше.

Доцільність підвищення потужності трактора, як це обґрунтовано вище, обумовлена в першу чергу збільшенням продуктивності МТА і може бути підраховано за формулою:

$$N_e = \frac{W_{cx} \cdot V_w \cdot K}{27 \cdot \varepsilon \cdot \tau \cdot \delta \cdot \eta} \quad (1.2)$$

де: W_{cx} - досягнута продуктивність сільськогосподарського агрегату з трактором - аналогом, га/год;

V_w - регламентована ступінь підвищення продуктивності; K - питомий опір машини, кН/м;

ε - коефіцієнт завантаження двигуна;

τ - коефіцієнт використання часу, хв;

δ - коефіцієнт використання теоретичної ширини захвату;

η - умовний тяговий ККД трактора.

Значення складових у формулі (1.2) приймаємо орієнтуючись на характеристику трактора-аналога.

Після підстановки значень складових у формулі (1.2), отримаємо

$$N_e = \frac{5,68 \cdot 1,58 \cdot 209,6 \cdot 0,7355}{27 \cdot 0,85 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,8} = 98,5 \text{ кВт.}$$

1.3 Постановка завдання на модернізацію тракторного дизеля

Провести тепловий та силовий розрахунок форсованого дизельного двигуна трактора класу 3 призначеного для основного та передпосівного обробітку ґрунту, посіву і посадки, догляду за посівами, роботи з збиральними машинами, а також таких робіт як планування, корчування, виконання

навантажувальних і транспортних робіт. Максимальна потужність двигуна $N_e = 98,5 \text{ кВт}$ при частоті обертання колінчастого вала $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$. Двигун чотирициліндровий з рядним розташуванням циліндрів. Ступінь стиску $\varepsilon = 17$ одиниць.

За результатами теплового і силового розрахунку оцінити дозволяючи можливість вихідної моделі тракторного дизеля або за типорозміром 120 x 140 мм до форсування по середньому ефективному тиску із залученням наддуву і за частотою обертання.

Зробити розрахунок теплової напруженості високофорсованого дизеля з метою виявлення збереження моторесурсу гарантованого заводом виробником.

Проаналізувати процес сумішоутворення у форсованому дизелі з наддувом при зміні швидкісного і навантажувального режимів. Визначити заходи щодо його вдосконалення.

За характером заходів вдосконалення процесу сумішоутворення скласти принципову схему системи автоматичного регулювання надувного повітря, по якій розробити її конструкцію і провести розрахунок елементів.

Визначити заходи щодо покращення умов праці й удосконалення техніки безпеки.

Дати практичні рекомендації з експлуатації та технічного обслуговування модернізованого тракторного дизеля.

Зробити розрахунок очікуваних техніко-економічних показників.

Висновки з розділу

Із короткого аналізу тракторного дизеля знайдені способи форсування його за потужністю. Визначена потужність тракторного дизеля, необхідна для забезпечення зростання продуктивності МТА, поставлене завдання на модернізацію дизеля.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НАДДУВУ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ І ВИБІР АГРЕГАТУ

Силові установки сільськогосподарських тракторів на тривалу перспективу будуть комплектуватися високофорсованими комбінованими двигунами, що складаються з високооборотного дизеля і лопаткової машини при розміщеному між ними газодинамічного зв'язку.

Тому при вдосконаленні та створенні нових дизелів з газотурбінним наддувом багато питань бажано проаналізувати розрахунковим шляхом, який зводиться до певних параметрів системи наддуву, вибору агрегату наддуву і складання її принципової схеми.

2.1. Визначення параметрів системи наддуву

Основними параметрами системи наддуву є: секундна витрата повітря G_B ; щільність повітря E_e і тиск наддуву P_k .

Розрахунок основних параметрів системи наддуву виконуємо в наступному порядку.

Витрату повітря (кг/с), необхідна для отримання заданої потужності дизеля, визначаємо за формулою:

$$G_B = 10^{-3} \frac{N_c \cdot g_c \cdot 14.4}{3600}, \quad (2.1)$$

де g_c - питома витрата палива; α - коефіцієнт надлишку повітря.

Приймаємо: $g_c = 229$ г/кВт год.; $\alpha = 1,7$.

Тоді :

$$G_B = 10^{-3} \frac{98.5 \cdot 2229 \cdot 14.4 \cdot 0.7355}{0.7355 \cdot 3600} = 0.1534 \text{ кг/с}$$

Щільність повітря (кг/м³) на вході в двигун, відповідна знайденій величині витрати повітря визначається з виразу:

$$\rho_s = \frac{10^3 \cdot 120 G_B}{V_h \cdot n_B \cdot \eta_v}, \quad (2.2)$$

де: V_h – робочий об'єм двигуна;

n_o - частота обертання дизеля;

η_v – коефіцієнт наповнення.

Представимо вираз (2.2) у вигляді:

$$\rho_s = \frac{0,533 \cdot 10^3 \cdot P_c \cdot g_p \cdot \alpha}{\eta_c}, \quad (2.3)$$

P_c - середній ефективний тиск.

Тоді :

$$\rho_s = \frac{0,533 \cdot 10^3 \cdot 0,9828 \cdot 229 \cdot 1,7}{0,0981 \cdot 0,9} = 1,700 \text{ кг/м}^3$$

Щільність повітря (кг / м³) на вході в компресор:

$$\rho_1 = 10^4 \frac{P_o \cdot \Delta P_{во}}{T_o \cdot R}, \quad (2.4)$$

де P_o і T_o -тиск і температура навколишнього середовища; $\Delta P_{во}$ - опора повітроочисника; R - газова стала для повітря. $T_o = 293^\circ\text{K}$

Тоді:

$$\rho_1 = \frac{0,101 - 0,004905}{293 \cdot 29,27 \cdot 0,09881} = 1,142 \text{ кг/м}^3,$$

Тиск наддуву без проміжного охолодження повітря визначаємо за формулою:

$$P_k = (P_o \cdot \Delta P_{во}) \left(\frac{\rho_s}{\rho_1} \right)^{n_1}, \quad (2.5)$$

де:

$$n_1 = \frac{\frac{K}{K-1} h_{\text{пол}}}{\frac{K}{K-1} h_{\text{пол}} - 1}, \quad (2.6)$$

тут $h_{\text{пол}}$ - політропний ККД компресора;

K - показник політропи.

Підставляємо значення складових у формулі (2.5), отримуємо:

$$P_k = (0,101 - 0,0049905) \left(\frac{1,700}{1,142} \right)^{1,3851} = 1,17 \text{ МПа}$$

Тепер переходимо до вибору агрегату наддуву.

2.2. Вибір агрегату наддуву

Серед різних способів підвищення середнього ефективного тиску найбільшого розповсюдження в даний час, і на оглядову, перспективу, отриманий за рахунок збільшення щільності повітря, що подається в циліндри двигуна, шляхом застосування наддуву. Спочатку наддув здійснювали за допомогою нагнітань, що приводився від колінчастого вала двигуна, а тепер більше застосування отримав привід з використанням енергії відпрацьованих газів, і як його тепер називають газотурбінний наддув. Газотурбінний наддув практично реалізований агрегатами, які отримали назву турбокомпресори. Конструкції турбокомпресорів, як вітчизняного так зарубіжного виробництва добре налагоджені і представлені по типорозміру рядами.

Типорозмір турбокомпресора визначається зовнішнім діаметром колеса компресора. Дослідження показують, що параметри існуючих малорозмірних турбокомпресорів при реалізації приведених дослідами конструкторських робіт можуть бути значно покращені в порівнянні з існуючими стандартами щодо їх основних параметрів ступеня підвищення тиску, продуктивності і коефіцієнта корисної дії.

Так, наприклад, зарубіжні фірми з метою підвищення коефіцієнта корисної дії компресора ККД та отримання максимального його значення в галузі високих тисків наддуву і великих витрат повітря практично для всіх турбокомпресорів використовують профільований безлопаточний дифузор. Застосування безлопаткового профільованого дифузора на турбокомпресорах дало можливість підвищувати ККД компресора на 3% і довести максимальне його значення до 0,7 зменшити конструктивну масу на 15%, значно підвищити тиск наддуву і подачу.

Тепер з урахуванням значень параметрів системи наддуву і у відповідності з основними напрямками вдосконалення турбокомпресора, а також особливостей конструкції вихідної моделі модернізованого двигуна та рекомендаціями роботи [23] приймаємо турбокомпресор ТКР-8,5 з безлопатковим дифузоровим компресора і безлопатковим напрямним апаратом турбіни.

Таблиця 2.1 - Основні характеристики турбокомпресора ТКР-8,5

Характеристики	Значення, характеристика
Номінальний базовий діаметр колеса компресора, мм	85
Ступінь підвищення тиску	від 1,3 до 1,9
Температура газів перед турбіною при тривалій роботі, °С, не більше	650
Максимальна температура газів перед турбіною, що допускається протягом 1 год., °С що не більш ККД.	700
компресора на заданому режимі не менше:	Застосування лопаткового дифузора не рекомендується
з лопатковим дифузором	
з безлопатковим дифузором	0,68
ККД турбіни, не менше	0,72
Строк служби підшипників, год., не менше	3000
Габаритні розміри, мм не більше:	
Довжина	270
Ширина	200
Висота	210
Суха маса, кг	12
Продуктивність, Нм / с, при найбільшій ступеня підвищення тиску	0,09...0,025

2.3. Складання принципової схеми системи наддуву форсованого тракторного дизеля

Принципова схема системи наддуву форсованого тракторного дизеля включає в себе двигун, випускний такт, турбіну, повітроочисник, компресор і впускний тракт.

Відпрацьовані гази по випускному трубопроводі 42 подаються в камеру газової турбіни і направляються на лопатки робочого колеса 31 змушуючи його обертатися разом з валом 30. Далі відпрацьовані гази викидаються в атмосферу через вихлопну трубу. Закріплене на валу 30 колесо 31 компресора.

Висновки з розділу

Розроблена принципова схема системи наддуву форсованого тракторного дизеля, яка містить функціонально необхідні вузли і механізми, а також особливостей конструкції вихідної моделі та рекомендації роботи по удосконаленню тракторного дизеля.

3. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

3.1. Тепловий розрахунок форсованого тракторного дизеля

3.1.1. Вибір палива

Відповідно до існуючих стандартів для розрахунку двигуна приймаємо дизельні палива (для роботи в літніх умовах - марки Л.)

Для роботи в зимових умовах - марки З. Октанове число палива не менше 45. Ступінь стиснення дизеля $\epsilon = 17$. Для виконання подальших розрахунків приймаємо середній елементарний склад дизельного палива:

$C = 0,870$ - масова частка вуглецю в 1кг палива;

$H = 0,126$ - масова частка водню в 1кг палива;

$O = 0,004$ - масова частка кисню в 1кг палива.

Визначаємо низьку теплоту згоряння палива за формулою:

$$H_u = 33,91C + 125,6H - 10,89(O-S) - 2,51(9H + W), \quad (3.1)$$

де W - кількість водяної пари в продуктах згоряння об'ємної або масової одиниці палива.

Підставляємо значення складових у формулі (3.1), отримаємо

$$H_u = 33,91 \cdot 0,870 + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42,433 \text{кДж/кг}$$

або $H_u = 42,433 \text{кДж/кг}$.

3.1.2. Визначення параметрів робочого тіла

Теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива підраховуємо за формулою (3.2):

$$L_o = \frac{1}{208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right), \quad (3.2)$$
$$L_o = \frac{1}{208} \left(\frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} \right) = 0,500 \frac{\text{кг} \cdot \text{пов}}{\text{кг} \cdot \text{пал}},$$

$$I_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + gH - O \right), \quad (3.3)$$
$$I_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,870 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кг} \cdot \text{пов}}{\text{кг} \cdot \text{пал}}$$

Горюча суміш (свіжий заряд) в дизельних двигунах складається з повітря і палива та визначається виразом:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \quad (3.4)$$

Звідки: $M_1 = 1.7 \cdot 0.5 = 0.85 \frac{\text{кг} \cdot \text{пов}}{\text{кг} \cdot \text{пал}}$

Визначаємо кількість окремих компонентів продуктів згорання :

Вуглекислого газу:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.870}{12} = 0.0725 \frac{\text{кмоль} \cdot CO_2}{\text{кг} \cdot \text{пал}};$$

Водяної пари:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0.126}{2} = 0.063 \frac{\text{кмоль} \cdot H_2O}{\text{кг} \cdot \text{пал}};$$

Кисню:

$$M_{O_2} = 0,209(\alpha - 1)L_0 = 0.209(1.7 - 1) \cdot 0.5 = 0.0729 \frac{\text{кмоль} \cdot O_2}{\text{кг} \cdot \text{пал}};$$

Азоту:

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.729 \cdot 1.7 \cdot 0.5 = 0.6732 \frac{\text{кмоль} \cdot N_2}{\text{кг} \cdot \text{пал}};$$

Загальна кількість згорання продуктів палива визначаємо за формулою:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (3.5)$$

$$M_2 = 0,0729 + 0,63 + 0,0729 + 0,6732 = 0,8815 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{пр} \cdot \text{сг}}{\text{кг} \cdot \text{пал}}$$

Перевірку правильності визначення M_2 виконуємо за формулою:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208)L_0; \quad (3.6)$$

Після підстановки значень складових у формулі (3.6) отримуємо результат:

$$M_2 = \frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{2} + (1,7 - 0,208)0,5 = 0,8815 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{пр} \cdot \text{сг}}{\text{кг} \cdot \text{пал}};$$

3.1.3. Визначення параметрів навколишнього середовища і залишкових газів

При роботі двигуна з наддувом повітря надходить в циліндр з компресора, де він попередньо стискається. Відповідно до цього тиск і температуру навколишнього середовища при розрахунку робочого циклу двигуна з наддувом,

приймаємо рівною тиску P_k і температури T_k повітря на виході із компресора, та інше.

$$P_k = 0.17 \text{ МПа і } T_k = 345^{\circ}.$$

Температуру залишкових газів приймаємо: $T_k = 7500$.

Тиск залишкових газів для двигунів з наддувом і наявністю газової турбіни на випуску приймаємо:

$$P_k = 0.9 \cdot P_k = 0,9 \cdot 0.17 = 0,153 \text{ МПа}$$

3.1.4. Визначення параметрів процесу впуску

Враховуючи високе число обертів і бажання отримати гарне наповнення циліндрів, значення температури свіжого заряду приймаємо $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$. Визначаємо щільність заряду на впуску:

$$\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{R_d \cdot T_g}, \quad (3.7)$$

де: R_d – питома газової сталої повітря, $R_d = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$.

$$\rho_k = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 345} = 1,7119 \text{ кг/м}^3,$$

Визначаємо втрати тиску на впуску в двигун:

$$\Delta P_o = (\beta^2 + \varepsilon) \left(\frac{\omega}{2} \right) \cdot \rho \cdot 10^6, \quad (3.8)$$

де: β – коефіцієнт згасання швидкості руху заряду в розглянутому перетині циліндра; ε – коефіцієнт опору впускного трактора; ω – середня швидкість руху заряду.

Тиск в кінці пуску:

$$P_a = P_k - \Delta P_a = 0,17 - 0,01348 = 0,15652 \text{ МПа}$$

Визначаємо коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_1} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}, \quad (3.9)$$

де: $\varepsilon = 17$ (ступінь стиснення).

$$\gamma_r = \frac{345 + 10}{750} \cdot \frac{0,135}{17 \cdot 0,15652 - 0,153} = 0,028877$$

Температура в кінці випуску:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r + T_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.10)$$

$$T_a = \frac{345 + 10 + 0,028877 \cdot 750}{1 + 0,028877} = 366,0^{\circ}\text{K}$$

Визначаємо коефіцієнт наповнення циліндрів:

$$\eta_c = \frac{T_k(\varepsilon P_a - P_r)}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon - 1) \cdot P_k} \quad (3.11)$$

Підставляємо значення в формулу (3.11)

$$\eta_c = \frac{345(17 \cdot 0,15652 - 0,153)}{(345 + 10)(17 - 1) \cdot 0,17} = 0,896.$$

3.1.5. Визначення параметрів стиснення

При $\varepsilon = 17$ і $T_a = 366.00\text{K}$ по нормограмі (12) приймаємо показники політпропів і адіабатів $K1 = 0,3627$, $n1 = 1.363$.

Визначаємо тиск в кінці процесу стиснення за рівнянням:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n1} \quad (3.12)$$

Звідки: $P_c = 0,1552 \cdot 17^{1,362} = 7,44169\text{МПа}$.

Приймаємо: $P_c = 7,442\text{ МПа}$.

Температура в кінці стиснення:

$$T_c = T_o \cdot \varepsilon^{n-1} \quad (3.13)$$

Приймаємо: $T_c = 10240\text{K}$

Середню теплоємність в кінці стиснення визначаємо за формулами:

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} t_c \quad (3.14)$$

де: $t_c = T_c - 273 = 1024 - 273 = 751$.

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot 22,58 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{гр}}$$

Залишкових газів:

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 22,1099 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{гр}}$$

При $\alpha = 1,7$ $t_c = 751\text{оС}$.

Робочої суміші:

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_v)_{t_o}^{t_c} + \gamma_r (mc_v)_{t_o}^{t_c}]$$

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0.028877} [22.58 + 0.028877 \cdot 24.1099] = 22.62 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{гр}}$$

3.1.6. Визначення параметрів процесу згорання

Коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші визначаємо за рівнянням:

$$\mu_0 = \frac{M_1}{M_2} \quad (3.15)$$

Після підстановки значень складових у формулі (3.15) отримуємо:

$$\mu_0 = \frac{0,8815}{0,850} = 1,037$$

Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші в дизелі:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.16)$$

$$\mu = \frac{1,037 + 0,023877}{1 + 0,028877} = 1,037$$

$$H_{\text{роб.сум.}} = \frac{42433}{0,850(1 + 0,028877)} = 48520 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{р. с.}}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згорання:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \left[\frac{1}{M_2} \right] [M_{\text{CO}_2} (mc_v)_{t_0}^{t_c} + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_v)_{t_0}^{t_c} + M_{\text{O}_2} (mc_v)_{t_0}^{t_c} + M_{\text{N}_2} (mc_v)_{t_0}^{t_c}] \quad (3.18)$$

Звідки:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 23,8471 + 0,00182$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = (mc_v)_{t_0}^{t_c} + 8,315 = 23,8471 + 0,00182 + 8,315 = 32,163 + 0,00182$$

Температура в кінці видимого процесу згорання:

$$\varepsilon_c = H_{\text{роб.сум.}} = [(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 8,315\lambda] \cdot t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu(mc_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c \quad (3.19)$$

де: $\varepsilon_c = 0,85$ – коефіцієнт використання теплоти, $\lambda = 1,4$ – степінь підвищення тиску.

Після підстановки значень складових в формулі (3.19) отримуємо результат:

$$0,0018552t_2^2 + 33,32t_2 - 67798.29 = 0$$

Звідки:

$$t_2 = \frac{-33.22 + \sqrt{33.32^2 + 4 \cdot 0.00188552 \cdot 67798.29}}{2 \cdot 0.00188552} = 1842.671^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 1842.671 + 273 = 2115.6710\text{K.}$$

Приймаємо $T_2 = 21160\text{K.}$

Максимальний тиск згорання:

$$P_m = \lambda \cdot P_c \quad (3.20)$$

$$P_m = 1,4 \cdot 7,442 = 10,4188 \text{ МПа.}$$

Приймаємо $P_m = 10,41 \text{ МПа.}$

Степінь середнього розширення визначаємо за формулою:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_c}{\lambda \cdot T_c} \quad (3.21)$$

$$\rho = \frac{1,036 \cdot 2116}{1,4 \cdot 1024} = 1,526$$

3.1.7. Визначення параметрів процесу розширення

Степінь подальшого розширення для дизеля.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (3.22)$$

$$\delta = \frac{17}{1,529} = 11,118$$

Тиск в кінці розширення визначаємо за формулою:

$$P_p = \frac{P_2}{\delta^{\gamma_{Hy}}} \quad (3.23)$$

$$P_p = \frac{10,41}{11,118^{1,267}} = 0,492 \text{ МПа}$$

Температуру в кінці розширення визначаємо за формулою:

$$T_B = \frac{T_2}{\delta^{\gamma_{H2}-1}} \quad (3.23)$$

$$T_B = \frac{2116}{11,118^{1,267-1}} = \frac{2116}{1,902} = 1112,513 \text{ К}$$

Приймаємо $T_B = 1112,50 \text{ К.}$

Перевірку раніше прийнятої температури залишкових газів визначаємо за формулою:

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt[3]{\frac{P_B}{P_r}}} \quad (3.24)$$

$$T_r = \frac{1112,5}{\sqrt[3]{\frac{0,492}{0,153}}} = \frac{1112,5}{1,476} = 753,72 \text{ К}$$

Помилка складає:

$$\Delta T_r = \frac{(753.72 - 750) \cdot 100}{753.72} = 0.493\%$$

Що цілком допустимо.

3.1.8. Визначення індикаторних параметрів робочого циклу

Теоретично середній індикаторний тиск визначаємо за формулою:

$$P_1 = \frac{P_1}{\delta-1} \left[\mu_p - 1 + \frac{\alpha_p}{\alpha_2-1} \left(1 - \frac{1}{\sigma^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\sigma^{n_2-1}} \right) \right] \quad (3.25)$$

$$P_1 = \frac{7,442}{17-1} \left[1,4(1,59-1) + \frac{1,4 \cdot 1,529}{1,268-1} \left(1 - \frac{1}{11,118^{1,267-1}} \right) - \frac{1}{1,363-1} \left(1 - \frac{1}{17^{1,267-1}} \right) \right] = 1,290624 \text{ МПа}$$

Середній індикаторний тиск підраховуємо з виразу:

$$P_1 = \varphi_{и} \cdot P_i \quad (3.26)$$

Звідки: $P_i = 0,94 \cdot 1,290624 = 1,213185 \text{ МПа}$.

Приймаємо $P_i = 1,213 \text{ МПа}$.

Індикаторний ККД визначаємо з виразу:

$$\eta_1 = \frac{P_i \cdot I_0 \cdot \alpha}{H_a \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad (3.27)$$

Звідки: $\eta_1 = \frac{1,123 \cdot 14,45 \cdot 1,7}{42,44 \cdot 1,7119 \cdot 0,896} = 0,45773667$

Приймаємо: $\eta_1 = 0,458$.

Індикаторна питома витрата палива:

$$g_1 = \frac{3600}{H_{и} \cdot \eta_v} \quad (3.28)$$

$$g_1 = \frac{3600}{42,44 \cdot 1,458} = 185,2088 \text{ г/кВт. год.}$$

Приймаємо $g_1 = 185,2 \text{ г/кВт. год.}$

3.1.9. Визначення ефективних показників форсованого тракторного дизеля

Середній тиск механічних втрат розраховуємо по формулі:

$$P_M = 0,09 + 0,012 \cdot \vartheta_{\text{пер}} \quad (3.29)$$

Звідки: $P_M = 0,2302$ МПа.

Тоді середній ефективний тиск:

$$P_c = P_1 - P_M \quad (3.30)$$

$$P_c = 1,213 - 0,2302 = 0,9828 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД:

$$\eta_M = \frac{P_c}{P_1} \quad (3.31)$$

$$\eta_M = \frac{0,9828}{1,213} = 0,810$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_c \cdot \eta_M \quad (3.32)$$

Приймаємо: $\eta_e = 0,371$

Ефективна питома витрати палива:

$$g_e = \frac{3600}{H_H \cdot \eta_e} \quad (3.33)$$

$$g_e = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,371} = 228,6405 \text{ г/кВт. год.}$$

Приймаємо $g_e = 229$ г/кВт. год.

Годинний розхід палива:

$$G_r = g_e \cdot N_e \quad (3.34)$$

$$G_r = 10^{-3} \cdot 229 \cdot 98,5 = 22,556 \text{ кг/год}$$

Приймаємо: $G_r = 22,55$ кг/год

3.1.10. Визначення основних конструкційних характеристик форсованого тракторного двигуна

Літраж форсованого тракторного дизеля визначаємо за формулою:

$$V_l = 30\tau \frac{N_e}{P_e \cdot n} \quad (3.35)$$

Після підстановки значень отримуємо:

$$V_l = 30\tau \frac{98,5}{0,9828 \cdot 1900} = 6,329977\text{л}$$

Приймаємо $V_l = 6,33\text{л}$

Робочий об'єм циліндра:

$$V_n = \frac{V_l}{i} \quad (3.36)$$

$$V_n = \frac{6,33}{4} = 1,5825\text{л}$$

Діаметр циліндра визначаємо з виразу:

$$D = 100^3 \sqrt{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} \quad (3.37)$$

$$\text{Тоді: } D = 100^3 \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5825}{3,14 \cdot 1,166}} = 120,009\text{мм}$$

$$S = D \cdot \frac{S}{D} \quad (3.38)$$

$$S = 120,009 \cdot 1,166 = 139,9304\text{мм.}$$

Остаточню приймаємо: $D = 120\text{ мм}$; $S = 140\text{мм}$; $\Gamma = 70\text{мм}$.

По закінченню прийняття значення D і S визначаємо основні параметри і показники форсованого тракторного дизеля:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 120^2 \cdot 140 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 6,33\text{л}$$

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_e \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{0,9829 \cdot 6,33 \cdot 1900}{30 \cdot 4} = 98,5\text{кВт}$$

$$G_r = N_e \cdot g_c = 98,5 \cdot 229 \cdot 10^{-3} = 22,555\text{г/кВт} \cdot \text{год}$$

$$\vartheta_{\text{п.кр}} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{140 \cdot 1900}{3 \cdot 10^4} = 8,86\text{м/с}$$

Ефективний крутний момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 98,5}{3,14 \cdot 1900} = 495,311\text{Н/м}$$

Результати теплового розрахунку форсованого тракторного дизеля заносимо в таблицю 3.1.

3.2. Розрахунок індикаторної діаграми

На осі абсцис відкладаємо довільний відрізок, зображаємо в будь-якому масштабі об'єм камери згоряння V_c , цей відрізок приймаємо за одиницю.

Далі відкладаємо на осі абсцис в прямому масштабі об'єми

$$V_{c1} = \rho \cdot V_c; V_a = \varepsilon \cdot V_c = V_c + V_h$$

Вибираємо по осі ординат масштаб тиску і відкладаємо точки $P_01 P_02 P_03 P_04 P_05 P_06$ і P_i , перше з них відповідає точці V_c на осі абсцис другій точці V .

Через точки $P_01 P_02 P_03 P_04 P_05 P_06$ і P_i проводимо прямі паралельні осі абсцис. Точка a і c з'єднуються політропою стиснення, а точки z і v в політропою розширення.

Таблиця 3.1 - Параметри форсованого тракторного дизеля.

Тиск газів, МПа					Температура газів, °K				Середній індикаторний тиск, МПа		ККД			Розміри двигуна			
P_a	P_c	P_z	P_z'	P_e	T_a	T_c	T_2	T_v	P_I	P	Π_i	Ч_m	P_e	$\frac{ge}{\text{г/кВт год.}}$	S , мм	δ , мм	vh , л
0,15652	7,442	10,41	10,41	0,492	3 66	1024	2116	1112,5	1,290624	1,213	0,458	0,810	0,371	229	140	120	6,33

Проміжні точки цих кривих визначаємо з умови, що кожному значенню V_x на осі абсцис відповідають наступні значення тиску:

$$P_{\text{пр.ст.}} = P_c \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n1} - \text{для політропи стиснення} \quad (3.39)$$

$$P_{\text{пр.р.}} = P_p \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n2} - \text{для політропи розширення} \quad (3.40)$$

Отримані розрахункові значення точок політропи стиснення і розширення по формулах 3.39 та 3.40 зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 - Значення точок політропи стиснення і розширення.

№ точки	X	V_a V_x	V_e V_x	Політропи	
				стиснення	розширення
1	40	8,5	8,5	2,893	7,405
2	80	4,25	4,25	1,1248	3,077
3	120	2,833	2,833	0,647	1,8406
4	160	2,125	2,125	0,437	1,2786
5	200	1,7	1,7	0,322	0,9637
6	240	1,416	1,416	0,251	0,764
7	280	1,214	1,214	0,2038	0,629
8	320	1,0625	1,0625	0,170	0,531
9	340	1,0	1,0	0,15652	0,492

Округлення індикаторної діаграми. Враховуючи достатню швидкохідність розрахунків тракторного дизеля і величину наддуву, орієнтовно встановлюємо такі фази газорозподілу:

впуск - початок (точка r') за 25° до в.н.т. і закінчення (точка a'') - 60° після н.м.т.;

випуск - початок (точка b') $30-60^\circ$ до н.м.т. і закінчення (точка a') - 25° після в.м.т.

З урахуванням швидкохідного тракторного дизеля приймаємо $\theta = 220$ (точка c) і тривалість періоду затримки запалення $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ (точка f).

Відповідно до прийнятих фазами розподілу, кутом випередження впорскування і періодом затримки запалення, визначаємо положення точок b , r , a , c, f за формулою переміщення поршня:

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм} \quad (3.41)$$

де λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Розрахунки ординат точок b, r, a, c, f зводимо в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 - Значення ординат точок b, r, a, c, f.

Позначення точок	Положення точок	φ	$(1 - \cos \varphi) + \varphi/4(1 - \cos 2\varphi)$	Вирівнювання точок від в.м.т., мм
b	60° до н.м.т.	120	1,598	244,5
г	25° до в.м.т.	25	0,122	18,66
a	25° після в.м.т.	25	0,122	18,66
a	6° (X після н.м.т.	120	1,598	244,5
c	22° до в.м.т.	22	0,096	14,688
f	(22°...10°) до в.м.т.	12	0,031	4,743

Округлення індикаторної діаграми.

Враховуючи достатню швидкохідність розраховуючого тракторного дизеля і величину наддуву, орієнтовно встановлюємо такі фази газорозподілу: впуск - початок (точка г') за 25° до в.м.т. і закінчення (точка а) - 60° після н.м.т.;

Точка zd лежить на лінії zz орієнтування поблизу точки z.

Наростання тиску від точки с до складає:

$$10,41 - 8,6 = 1,81 \text{ МПа},$$

$$1,81 / 10 \text{ або } = 0,181 \text{ МПа},$$

де 10° - положення точки zd по осі абсцис.

Поєднуючи плавними кривими точки: гса, с'сс і далі с z0 і кривої розширення в св і далі сг і г отримуємо заокруглену індикаторну діаграму га аfc z0 в е г.

3.3. Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики форсованого тракторного дизеля

На підставі теплового розрахунку, наведеного для режиму номінальної потужності, отримані наступні параметри необхідні для розрахунку і побудови зовнішньої швидкісної характеристики тракторного дизеля:

- ефективна потужність $A_f = 98,5 \text{ кВт}$;
- число обертів при максимальній потужності $n_77 = 1900 \text{ хв}^{-1}$;
- кратності тракторного дизеля $z = 4$;
- літраж $V_l = 6,33 \text{ л}$;
- хід поршня $S = 140 \text{ мм}$;
- теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива

$$I_0 = 14,45 / \text{кг} \cdot \text{возд} / \text{кг топл};$$

- щільність заряду на впуску

$$\rho_k = 1,7119 \text{ кг/м}^3;$$

- коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = 1,7;$$

- питома ефективна витрата палива

$$g_e = 229 \text{ г} / \text{кВт год.}$$

Розрахункові точки швидкісної характеристики визначаємо за формулами:

$$N_{cx} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] \quad (3.43)$$

$$M_{cx} = \frac{N_{cx} \cdot 3 \cdot 10^4}{\pi n_x} \quad (3.44)$$

$$P_{cx} = \frac{N_{cx} \cdot 30 \tau}{V_l \cdot n_x} \quad (3.45)$$

$$v_{пор} = \frac{S \cdot n_x}{3 \cdot 10^4} \quad (3.46)$$

$$P_{mx} = 0,09 + 0,012 v_{пор} \quad (3.47)$$

$$P_x = P_{ex} + P_{mx} \quad (3.48)$$

$$M_{ix} = \frac{P_{cx} \cdot V_l \cdot 10^4}{\pi \cdot \tau} \quad (3.49)$$

$$g_{ex} = g_{cx} \left[1,55 - \frac{n_x}{n_N} 1,55 + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] \quad (3.50)$$

$$G_x = 10^3 \cdot g_c \cdot N_{cx} \quad (3.51)$$

$$\eta_{ix} = \frac{P_{cx} \cdot I_l \cdot \alpha \cdot g_{cx}}{\rho_k} \quad (3.52)$$

Отримані результати зводимо у таблицю 3.4.

3.4. Силовий розрахунок форсованого тракторного дизеля

3.4.1. Визначення зусиль уздовж осі циліндра на поршневий палець

На поршневий палець діють сили тиску, газів і сили інерції рухомих зворотно - поступальних мас кривошипно-шатунного механізму.

Таблиця 3.4 - Значення параметрів зовнішньої швидкісної характеристики.

Число оборотів (частота обертання дизеля, хв. ⁻¹)	Параметри зовнішньої швидкісної характеристики							
	K _x , кВт	мсх, Нм	V _{twpx} м/с	P _{e.} , МПа	М Па	g _e г/кВт год.	G _{tx} , кг/год.	М, Нм
400	21,97	542,8	1,043	1,88	1,165	290,5	6,38	587,13
800	48,144	574,9	1,143	3,76	1,288	246,0	11,84	649,12
1200	75,53	601,3	1,093	5,64	1,362	222,0	16,76	686,42
1600	92,07	549,8	1,093	7,52	1,283	219,7	20,27	646,60
1900	98,5	495,3	0,9828	8,86	1,213	229	22,55	611,3288

Силу тиску газів визначаємо за формулою:

$$P_r = (P_x - 1) \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.53)$$

де P_x – поточне значення тиску газів.

Силу інерції рухомої зворотно-поступальної маси кривошипно-шатунного механізму може бути підрахована за формулою:

$$P_i = -mrv^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (3.54)$$

де: m – маса рухомих зворотно-поступальних частин кривошипно-шатунного механізму, яка може бути підрахована за формулою: $m = m_a + 0.275 m_m$, звідки $m = 2960/9,81 + 0,275 \cdot 4010/9,81 = 414,1$ г.

Приймаємо $m = 0,414$ кг.

Значення ω кутова швидкість обертання колінчастого вала визначаємо за формулою.

Результати розрахунків значень сил P_r , P_j , $P_{рез}$ зводимо в таблицю 3.5, за даними якої будемо криву цих сил

3.4.2. Визначення сил, що впливають на шатунну шийку колінчастого валу

На шатунну шийку діють:

1. Спрямована по шатуну сила P_b що виникає під дією сили $P_{рез}$, прикладеної до поршневого пальця;

2. Відцентрова сила P_c створювана редукованим до кривошипа частиною маси шатуна.

Геометрична сума сил P_t і P_c дає результуючу силу R діючу на шатунну шийку.

Сили P_t і P_c підраховуємо за рівняннями:

$$P_t = \frac{P_{рез}}{\cos \beta} \quad (3.56)$$

$$P_c = 0,725m_mrv^2 \quad (3.57)$$

Силу P_t розкладаємо на дві складові:

1). Силу z , спрямовану по радіусу кривошипа;

2). Тангенціальну силу T , перпендикулярну радіусу кривошипа:

$$T = P_t \cdot \sin(\alpha + \beta) = P_p \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos \beta} \quad (3.58)$$

$$Z = P_p \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.59)$$

Результуючу силу R підраховуємо за формулою:

$$R = \sqrt{(P_c + Z)^2 + T^2} \quad (3.60)$$

Отримані значення шуканих сил при різних кутах повороту колінчастого вала заносимо в таблицю 3.5, за даними якої будемо криву цих сил.

За отриманими значеннями силового розрахунку розробляємо оцінку роздільної можливості конструкції вихідної моделі тракторного дизеля до форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання.

Таблиця 3.5 - Значення сил, діючих в КШМ.

C	Сили, кН						
	P_z	P_j	$P_{рез}$	m	Z	P_c	R
0	0,452	-14,4	-13,95	0	-13,95	8,05	5,9
30	0,452	-11,3	-10,85	-6,74	-8,63		6,76
60	0,452	-4,05	-3,6	-3,56	-1,03		7,87
90	0,452	3,15	3,6	3,6	-1,04		7,88
120	0,452	7,2	7,65	5,68	-5,47		6,24
150	0,452	8,17	8,62	3,26	-8,07		3,26
180	0,452	8Д	8,55	0	-8,55		0,5
210	0,510	8,17	8,68	-3,28	-8,126		3,3
240	0,687	7,2	7,88	-5,85	-5,63		6,33
270	1,810	3,15	4,96	-4,96	-1,43		8,3
300	6,440	-4,05	2,4	-2,37	0,686		9,05
330	16,700	-11,3	5,4	-3,36	4,3		12,8
360	84,6	-14,4	70,2	0	70,2		78,3
370	118,6	-14,04	104,6	23,12	102,13		112,6
390	56,7	-11,3	45,4	28,2	36,13		45,9
420	18,3	-4,05	14,25	14,1	4,07		18,6
450	7,91	3,15	11,06	11,06	-3,2		12,1
480	4,86	7,2	12,06	12,0	-8,62		8,96
510	3,73	8,17	11,9	4,5	-11,14		5,45
540	2,6	0,1	10,7	0	-10,7		2,65
570	1,24	8,17	9,41	-3,56	-8,81		3,6
600	0,8	7,2	8,0	-5,94	-5,72		6,4
630	0,52	3,15	3,67	-3,67	-1,06		7,9
660	0,52	-4,05	-3,53	3,49	-1,01		7,85
690	0,52	-11,3	-10,78	6,7	-8,58	6,72	
720	0,452	-14,4	-13,95	0	-13,95	5,9	

Висновки з розділу

Визначені ефективні показники і основні конструкційні характеристики, силові розрахунки форсованого тракторного дизеля. Визначені параметри стиснення, процесу згоряння - розширення, навколишнього середовища і залишкових газів.

4. ОЦІНКА РОЗДІЛЬНОЇ МОЖЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ВИХІДНОЇ МОДЕЛІ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ДО ФОРСУВАННЯ ЗА СЕРЕДНІМ ЕФЕКТИВНИМ ТИСКОМ І ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ

4.1. Оцінка температурного стану форсованого тракторного дизеля

Форсування тракторних дизелів за потужністю висуває необхідність точного визначення на стадії вдосконалення їх основних термодинамічних і теплотехнічних характеристик.

Експериментальна оцінка температурного стану деталей форсованого дизеля при сучасному розвитку вимірювальної техніки порівняно не складна, потребує наявності його готового зразка. Ясно, що тільки шляхом аналітичного розрахунку на стадії вдосконалення можна отримати необхідні дані і перевірити придатність сорту масла.

Для оцінки температурного стану форсованого тракторного дизеля за потужністю скористаємося рівнянням [28]:

$$\theta = \frac{T_{\text{ц}} - T_{\text{с}}}{T_{\text{в}}} = C \frac{N_m \cdot g_c \cdot H_p}{D \cdot \lambda \cdot T_{\text{в}}} \cdot \frac{D}{S} \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_x} \cdot \frac{P_{\text{в}}}{P_0} \cdot K_{\text{к}} \quad (4.1)$$

де: θ – критерій теплової напруженості центру дна поршня;

$T_{\text{ц}}$ – температура центру дна поршня;

$P_{\text{н}}$ – тиск надуву;

P_0 – нормальний тиск;

C – постійний коефіцієнт;

$K_{\text{к}}$ – коефіцієнт, враховуючий форму камери згорання і спосіб сумішоутворення;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу;

$T_{\text{в}}$ – температура охолодження рідини; i_x – число компресійних кілець.

Для уточнення значення критеріїв у рівнянні (4.1), величини вільного члена і ступенів критеріїв, за даними роботи [22], проведено статистичне узагальнення результатів експериментального вимірювання температур, вітчизняних двигунів, причому для багатьох з них було від декількох десятків до кілька сотень значень.

В результаті цього рівняння (4.1) виявилось можливим записати в вигляді:

$$\theta = 0,171 \left[\frac{N_e \cdot g_c \cdot H_n}{D \cdot \lambda_n \cdot T_b} \right]^{0,5} \left[\frac{D}{S} \right]^{0,5} \left[\frac{P_H}{P_o} \right]^{0,15} K_K \quad (4.2)$$

Або:

$$\theta = 0,171 \left[\frac{N_e \cdot g_c \cdot H_n}{D \cdot \lambda_n \cdot T_b} \right]^{0,5} \left[\frac{P_H}{P_o} \right]^{0,15} K_K \quad (4.3)$$

Приймаємо $\lambda_n = 150$ ккал.; $G_{1\max} = 22.55$ кг/год.; $T = 363$ °К.

Після підстановки значень по формулі (4.3), отримуємо: $\theta = 0,442$.

По даним роботи [12] для двигуна аналога значення θ_{\max} складає 0,515, а значення θ_{\max} для форсованого тракторного дизеля по розрахунку склало 0,442, що допустимо.

Відповідно до вимог стандартів «Масло моторне для автотракторних дизелів. Технічні умови» для форсованого тракторного дизеля приймаємо масло М-10Г2.

Як впливає з результатів аналізу роботи [12] найбільш напруженими деталями форсованого тракторного дизеля є деталі поршневої групи, в силу чого проводимо їх розрахунок.

4.2. Розрахунок поршня

Поршень вихідної моделі тракторного дизеля перевіряємо на міцність та знос.

Надаючи поршням ту чи іншу форму, конструктори прагнуть до задоволень наступних вимог, що пред'являються до поршнів:

- герметичність внутрішнього простору циліндра (камери згоряння);
- найкращий відвід тепла від днища поршня до сорочки і до стінок циліндра;
- мінімальна сприйнятливність тепла поверхнею поршня;
- запобігання попадання масла з порожнини картера в порожнину циліндра над поршнем;
- мінімальна вага поршня при достатній міцності;

- зносостійкість третьових поверхонь поршня при мінімальній поверхні тертя та інше, пов'язані з процесом наповнення циліндрів повітрям, утворенням якісної робочої сили, очищенням циліндрів від відпрацьованих газів.

Вибираємо форму поршня з відкритою камерою згоряння розташованого у днищі зі сталеву штамповану вставкою. У бобишках поршня розточені отвори під поршневий палець і канавки під штопорні кільця поршневого пальця. Знизу в бобишках є по два отвори для змащення поршневого пальця. На нижньому торці поршня виконана виточка з гострою кромкою, що знімає надлишки масла з робочої поверхні гільзи. У поршні проточені три канавки під компресійні кільця і дві канавки під маслоз'ємні кільця. У канавці для маслоз'ємних кілець і під ними просвердлені отвори для скидання масла, що знімається кільцями зі стінок циліндра.

На внутрішній поверхні двох нижніх компресійних кілець є виточка, що створює одностороннє ослаблення перерізу кільця, завдяки чому кільце скручується і прилягає до стінки циліндра нижньою кромкою. При такому положенні кілець в циліндрі покращується їх приробіток і умови мастила. На зовнішній циліндричній поверхні маслоз'ємних кілець є виточки з наскрізними фрезерованими канавками для відведення масла від стінок гільзи циліндрів в картер двигуна (через отвори в поршні).

Матеріал поршня - алюмінієвий сплав зі спеціальними властивостями.

Визначаємо конструктивні розміри поршня.

Товщина днища поршня:

$$\sigma_{\text{пр}} = (0,1 + 0,2)D \quad (4.4)$$

$$\sigma_{\text{пр}} = 0,15 \cdot 120 = 18\text{мм.}$$

Відстань до канавки:

$$l_1 = (1.0 + 2.0)\delta$$

$$l_1 = 1.5 \cdot 18 = 27\text{мм.}$$

Площа:

$$S_1 = (0,5 \div 0.1)D$$

$$S_1 = 0,08 \cdot 120 = 9,6\text{мм}$$

Довжина сорочки поршня:

$$S_2 = (0,8 \div 1,25) D$$

$$S_2 = 1,15 \cdot 120 = 138 \text{ мм}$$

Відстань до осі пальця:

$$S_3 = (0,6 \div 1,0) D$$

$$S_3 = 0,85 \cdot 120 = 102 \text{ мм}$$

Товщина сорочки поршня, мм:

$$S_2 = 4 \text{ мм}$$

Ширина перемички, S_2 дорівнює висоті кільця.

Відстань між бобишками:

$$b = (0,25 \div 0,5) D$$

$$b = 0,4 \cdot 120 = 48 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр пальця:

$$d_n = (0,31 \div 0,43) D$$

$$d_n = 0,4 \cdot 120 = 48 \text{ мм}$$

Висота компресійного кільця, мм $a = 3,5$.

Внутрішній діаметр поршня:

$$d_a = (0,45 \div 0,84) D$$

$$d_u = 0,75 \cdot 120 = 90 \text{ мм}$$

Допустиме напруження в днище поршня (МПа), якщо розглядати його як круглу пластину, защемлення по краях,

Допустиме напруження для алюмінієвих поршнів:

Циліндричну частину поршня перевіряють на стиск і розрив в найбільш слабому перетині, розташованому вище бобишок, тобто в канавці для маслоз'ємного кільця, що має прорізи або свердлильні отвори для відведення масла від кільця у внутрішню порожнину поршня.

Напруга від стиснення в цьому перетині:

$$\delta_c = \frac{P_r}{F} \quad (4.5)$$

де: P_r – сила тиску газів на поршень; F – площа перерізу.

$$F = 0,785(d_n^2 - d_m^2) - F_1$$
$$\delta_c = \frac{10,6}{0,30} = 35,38 \text{ МПа}$$

Напрявляючу частину поршня перевіряють на допустимий питомий тиск:

$$q = \frac{N_{\max}}{D \cdot \rho_2} \quad (4.6)$$

де: $N_{\max} = 0,1 \cdot P_{\text{рез}} = 0,1 \cdot 0,785 D^2 (P_{\max} + (-P_1))$.

Тоді $q = 0,27$ МПа.

4.3. Розрахунок поршневого пальця

Поршневий палець працює при різко змінюваному знакозмінному навантаженні і умовах, важких для забезпечення надійного мастила. Враховуючи умови роботи пальця, його виготовляють із сталей, що володіють достатньою в'язкістю (серцевина) і високою зносостійкістю (поверхня).

Для виготовлення пальця застосовуємо матеріал - сталь 45Х.

Зносостійкість пальця і поверхні бобишки поршня забезпечують допустиму величину питомого навантаження пальця на втулку шатуна і бобишки поршня.

Питоме навантаження на втулку шатуна визначаємо за формулою:

$$q_m = \frac{(P_r - P_{\text{пор.гр.}})}{a_m \cdot d_m} \quad (4.7)$$

де: P_r – сила тиску газів; $P_{\text{пор.гр.}}$ – сила інерції поршневої групи; a_m – товщина втулки шатуна; d_m – діаметр пальця.

$$q_m = \frac{104,6}{2,614} = 40 \text{ МПа.}$$

Допустиме значення d_m – 20-50 МПа.

Питоме навантаження на бобишку:

$$q_m = \frac{(P_r - P_{\text{пор.гр.}})}{2l_m \cdot d_m} \quad (4.8)$$
$$q_m = \frac{98}{81,7 \cdot 0,048} = 24,9 \text{ МПа.}$$

Допустима величина навантаження на бобишку:

$$q_m = 15 - 35 \text{ МПа.}$$

З даних проведених розрахунків виходить, що дійсне напруження найбільш занурених деталей форсованого тракторного дизеля не перевищують допустимих значень.

4.4. Оцінка ефективності форсованого тракторного дизеля

Порівняльна оцінка параметрів початкової (базової) моделі тракторного дизеля типорозміру 120x140 мм з результатами теплового, силового, температурного і міцнісного розрахунків форсованого двигуна із залученням наддуву і підвищенням частоти обертання стверджує, що за умови відповідності основних конструктивних і геометричних характеристик бази та її модифікації максимальна потужність збільшилася на 39,6 кВт, питома витрата палива знизилася на 22,3 г /кВт -год і питома потужність склала всього лише 15,99 кВт/т із збереженням моторесурсу гарантованого заводом виробником, що відповідає кращим світовим зразкам тракторних дизелів. Основні дані вихідної моделі і форсованого дизеля наведені в таблиці 4,1.

Однак необхідність зниження витрат палива на сільськогосподарських тракторах, а також жорсткість норм на викидання шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизелів відповідно до вимог «Охорона природи. Атмосфера. Дизелі автомобільні. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Норми і методи вимірювань» і покращення динамічних характеристик МТА з урахуванням підвищення їх продуктивності пред'являють серйозні вимоги до конструкції двигунів і насамперед агрегатів системи живлення. У силу чого виникає необхідність у виконанні оцінки роботи системи живлення форсованого тракторного дизеля з метою визначення заходів щодо вдосконалення процесу сумішоутворення.

Таблиця 4.1 - Порівняльні параметри вихідної моделі і форсованого тракторного дизеля.

Найменування параметрів	Значення параметрів	
	Дизеля СМД-14НГ	Дизеля форсованого
Робочий об'єм в л.	64Н13/11,5 6,33	6,33
Діаметр циліндра в мм	120	120
Хід поршня в мм	140	140
Ступінь стиснення, од	17	17
Максимальна потужність, кВт	58,9	58,9
Частота обертання при максимальній потужності	1800	1900
Мінімальний питома витрата палива г/кВт год.	251,3	229
Вага двигуна без коробки передач, зчеплення, кг	780	792
Літрова потужність, кВт/л	9,304	15,56
Питома вага, кг/кВт	13,242	8,040

Висновки з розділу

Визначена експериментальна оцінка температурного стану деталей форсованого дизеля, його ефективність із залученням наддуву і підвищення частоти обертання стверджує, що за умови відповідності основних конструктивних і геометричних характеристик бази та її модифікації, максимальна потужність збільшиться, питома витрата палива знизиться і збережеться моторесурс тракторного дизеля.

5. АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ІЗ ЗАЛУЧЕННЯМ НАДДУВУ І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ЇХ МОДЕРНІЗАЦІЇ

5.1. Розробка принципової схеми системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря

Запропонована САРТ наддувного повітря в циліндри дизеля містить штатні поршневий компресор 1, сполучений через пневмолінією 2, регулятор тиску 3 і пневмолінію 4 з акумулятором стисненого повітря (ресивером) 5 із зливним 6 і запобіжним 7 клапанами.

Дизель, як об'єкт автоматичного регулювання тиску, включає циліндр 8 з поршнем 9, зв'язаним через шатун 10 з колінчастим валом 11. До циліндра 8 приєднаний впускний тракт 12 з впускним клапаном 13 і випускний тракт 14 з випускним клапаном 15.3 трактом 12 сполучений компресор 16, а з трактом 14 - турбіна 17, які зв'язані між собою спільним валом 18. Компресор 16 пневмолінією 19 сполучений зі штатним повітроочисником 20, з яким з'єднані інерційна решітка 21 і циклони 22, 23, 24, а останні пневмолінією 25 - з інжектором 26 і вихлопною трубою 27.

Компенсація додаткового наддувного повітря в циліндри дизеля здійснюється обводним контуром, розміщеним між впускним трактом 12 і ресивером 5. Контур містить додатково установлений пневматичний диференціатор 28 виконаний у вигляді корпусу 29, з основою діафрагмою 30, притисненою кришкою 31. З діафрагмою 30 зв'язаний шток 32 з клапаном 33, взаємодіючим із сідлом 34, розміщеним на перехіднику 35, що з'єднує кришку 31 з ресивером 5. Герметичність з'єднання кришка - шток забезпечується гофрованим чохлом 36. Камера ресивера 5 зі штоковою камерою "а" диференціатора сполучається перепускною пневмолінією 37, а з впускним трактом 12 - через отвір у перехіднику 35, клапана 33 і пневмолінію 38. В

корпусі 29 установлена пружина 39, взаємодіюча одним торцем через опору 40 з регульованим гвинтом 41, з корпусом 29, а протилежним торцем - з діафрагмою 30. Безштокова камера "b" пневмолінією 42 сполучається з тяговою камерою "c" перетворювача тиску, а турбіна 17 пневмолінією 43 - з інжектором 26.

Диференціатор тиску повітря, що поступає від впускного тракту 12 містить додатково установлені першу 44 і другу 45 діафрагми, притиснені до корпуса 29 додатковими кришками 46,47. Діафрагма 45 з кришкою 47 утворюють першу камеру "d", діафрагма 44 з кришкою 46 - другу камеру "e" а діафрагма 44 з діафрагмою 45 і корпусом 29 - тягову камеру "c". Діафрагма 44 з діафрагмою 45 між собою зв'язані додатково установленою тягою 48.

Із впускним трактом 12 камера "c" сполучена пневмолініями 49, 50 безпосередньо, а камера "d" - через пневмолінії 49, 51 і додатково установлений дросель 52, а камера "e" з атмосферою - через отвори 53 в кришці 46.

Працює САРТ наступним чином.

В установленому навантажувальному і швидкісному режимах роботи частота обертання колінчастого вала дизеля постійна. При цьому надходження повітря у циліндр 8 забезпечує дією розрідження викликаного зворотно - поступальним рухом поршня 9, обумовленого обертанням колінчастого вала 11 і складного руху шатуна 10, а також за рахунок наддуву компресором 1. Повітря у всмоктувальну камеру компресора 16 поступає з атмосфери через всмоктувальні отвори та інерційну решітку 21 повітроочисника 20 і пневмолінію 19. Пил з циклонів 22,23,24 через пневмолінію 25 відсмоктується і викидається через вихлопну трубу 27 в атмосферу.

Компресор 16 приводиться в дію інжектором відпрацьованих газів, що виходять з циліндра 8 через випускний клапан 15, випускний тракт 14 на турбіну 17 і далі через відвідну пневмолінію 43, інжектор 26 і вихлопну трубу 27 в атмосферу.

У випадку різкого збільшення навантаження, збоку приводимого дизелем

споживача енергії, порушується рівність між крупним моментом і моментом опори. Через інерційність відцентрового регулятора і запізнювання подачі палива в циліндри частота обертання колінчастого вала дизеля і відповідно кількість його відпрацьованих газів зменшується, що призводить до зниження частоти обертання компресора і створення дефіциту наддувного повітря, що подається в циліндри.

Від дефіциту повітря у впускному тракті 12 зменшується тиск, який пневмолініями 49, 50 буде передаватися в безштокову камеру "с" безпосередньо, а в додаткову камеру "d" - через пневмолінію 51 і дросель 52. Але завдяки дроселю 52 зменшення тиску в камері "с" буде інтенсивніше, ніж в камері "d", збільшуючи через пневмолінію 42, пропорційно змінюванню тиску, швидкість руху основної діафрагми 30 і сповільнюючи швидкість руху діафрагми 45 і через тягу 48 - діафрагми 44, збільшуючи при цьому об'єм камери "с", а отже, додатково зменшуючи в ній тиск, який буде пропорційний швидкості змінювання вхідного в диференціатор тиску.

Від виникнутого дисбалансу сил, цих двох тисків в камері "Б" і тиску в камері "а", діючих на діафрагму 30 вона, долаючи опір пружини 39, разом зі штоком 32 і клапаном 33, переміститься вліво і з підвищеною швидкістю відкриє отвір у перехіднику 35. При цьому повітря із ресивера 5 через відкритий отвір, пневмолінію 38 поступить у впускний тракт 12, звідки через впускний клапан 13-у циліндр 8 дизеля, компенсуючи чим частково виникнутий дефіцит повітря за сигналами пропорційними змінюванню тиску і швидкості (першій похідній) його змінювання.

У міру вирівнювання крутного моменту дизеля і моменту опору споживача його енергії, частота обертання колінчастого вала 11, а відповідно, і компресора 16, збільшиться, підвищуючи цим тиск у впускному тракті 12 і через пневмолінію 49,50 в камері "с", а через пневмолінію 49, дросель 52 і пневмолінію 51 в камері "d" перетворювача тисків. Однак, через наявність дроселя 52 збільшення тиску в камері "с" буде інтенсивніше, ніж в камері "d", збільшуючи через пневмолінію 42, пропорційно змінюванню тиску, швидкість

руху основної діафрагми 30 і сповільнюючи швидкість руху діафрагми 45 і, зв'язаної з нею тягою 48, - діафрагми 44, зменшуючи при цьому об'єм камери "с", а отже, до Від дії дисбалансу сил, цих двох тисків в камері "b" і тиску в камері "а", діючих на діафрагму 30, вона, долаючи зусилля опору пружини 39, разом зі штоком 32 і клапаном 33, різко переміститься вправо і з підвищеною швидкістю закриє отвір у переходнику 35 і різко припинить подачу в циліндр 8 дизеля додаткового наддувного повітря.

В обох випадках перехідних процесів основній діафрагмі, і зв'язаних з нею штоком і клапаном, буде забезпечуватися висока швидкодія, обумовлена сформованими у пневматичному диференціаторі регулюючих сигналів, пропорційних змінюванню тиску в циліндрі дизеля і швидкості (першій похідній) від його змінювання. При цьому ступінь введення регулюючого сигналу, пропорційного швидкості змінювання тиску, може бути різною залежно від співвідношення діаметрів діафрагм 44, 45 і настройки дроселя 52.

5.2. Розробка математичної моделі системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря

Удосконалена система автоматичного регулювання подачі наддувного повітря складається із штатного контура повітропостачання дизельного двигуна і додаткового. Подача штатним контуром атмосферного повітря забезпечується компресором з приводом від турбіни, працюючої під дією димових газів випускного тракта і використання елементів очистки повітря, конструкція яких не змінюється. Для покращення повітропостачання на перехідних режимах роботи дизельного двигуна залучається додатковий, паралельно приєднаний контур.

Основними динамічними ланками контура є ресивер штатної системи трактора, повітря в який надходить від поршневого компресора через регулятор тиску, а також додатково установлені датчик тиску у впускному тракті і диференціатор тиску повітря поступаючого від нього. При розробці

математичної моделі необхідні передаточні функції повітряного ресивера, диференціальними рівняннями з врахуванням конструктивних елементів, особливостей взаємозв'язку їх між собою і параметрів стисненого повітря.

5.2.1. Диференціальне рівняння руху і передаточна функція повітряного ресивера

Режим роботи повітряного ресивера визначається співвідношенням між кількістю повітря G_T , яке поступає у впускний тракт дизеля.

Усталений режим роботи ресивера може підтримуватися при виконанні наступної умови статичної рівноваги. При порушенні усталеного режиму роботи складові рівняння (5.1) одержать приріст ΔG_K і ΔG_r (в загальному випадку нерівні між собою). Порушення умови статистичної рівноваги (5.1) приведе до зміни маси повітря, що знаходиться в ресивері, на dG за елементарний інтервал часу dt ,

$$G_K - G_r = 0 \quad (5.1)$$

При порушенні усталеного режиму роботи складові рівняння (5.1) одержать приріст $\Delta G_K - \Delta G_r$ (в загальному випадку нерівні між собою). Порушення умови статистичної рівноваги (5.1) приведе до зміни маси повітря, що знаходиться в реверсі, на dG за елементарний інтервал часу dt .

$$dG = (G_K - G_r)dt \quad (5.2)$$

Але поскільки:

$$G_K = G_K + \Delta G_K \text{ і } G_r = G_r + \Delta G_r$$

То:

$$dG = [(G_K + \Delta G_K) - (G_r + \Delta G_r)] \quad (5.3)$$

З врахуванням умови (5.1) рівняння (5.3) матиме вигляд

$$\frac{dG}{dt} = \Delta G_K - \Delta G_r \quad (5.4)$$

Кількість повітря, зосереджена в ресивері:

$$G = V_\rho \cdot \rho_n \quad (5.5)$$

Іе: V_p – об'єм повітряного ресивера (постійна величина)

ρ_n – густина повітряного ресивера.

$$\frac{dG}{dt} = V_p \frac{d\rho_n}{dt} \quad (5.6)$$

При політропному стисканні повітря в реверсі будемо мати $P_n \rho_n^n = \text{const}$ з постійним показником n_n .

Диференціюванням знаходиться зв'язок приросту густини і тиску повітря за елементарний період часу:

$$\frac{d\rho_n}{dt} = \frac{\rho_n}{n_n \rho_n} \cdot \frac{n \rho_n}{dt} \quad (5.7)$$

З врахуванням одержаного співвідношення рівняння (5.4) матиме вигляд:

$$\frac{V_n \rho_n}{n_n \rho_n} \cdot \frac{d\rho_n}{dt} = \Delta G_K - \Delta G_r \quad (5.8)$$

При незначних відхиленнях температури повітря термодинамічні процеси в реверсі приймаються ізотермічними. В такому випадку:

$$P_n V_n = G R_n T_n \quad (5.9)$$

Звідки:

$$G = \frac{P_n V_n}{R_n T_n} \quad (5.10)$$

Тут R_n – постійна газова повітря.

Поскільки в ізотермічному процесі:

$$\frac{V_p}{R_n T_n} = \text{const}, \quad (5.11)$$

То рівняння (5.4) набуде вигляду:

$$\frac{V_p}{R_n T_n} \cdot \frac{dP_n}{dt} = \Delta G_K - \Delta G_r, \quad (5.12)$$

Кількість повітря, що поступить з реверса у впускний тракт визначиться за наступним виразом:

$$G_r = \eta_c \cdot \varphi_n \cdot V_r \cdot \rho_n \cdot \omega,$$

де: η_c - коефіцієнт наповнення впускного тракту;

φ_n - коефіцієнт опору перетікання повітря;

V_r - звільнений об'єм в впускному тракті;

ρ_n - густина стисненого повітря.

Коефіцієнт наповнення η_c в загальному випадку залежить від подачі повітря P_n , швидкісного і навантажувального режимів дизеля. Однак в межах навантажувальної характеристики змінювання η_c порівняно невелике, тому цією залежністю можна знехтувати без внесення в розрахунки істотної похибки. У зв'язку з цим $\eta_c = f(P_n \cdot \omega)$.

Коефіцієнт опору перетікання повітря із реверса у впускний тракт істотно мало змінюється а межах перепаду тисків, тому його величиною можна знехтувати.

Густина повітря ρ_n визначається за величинами тиску надування і його температурою.

При невисоких відношеннях тисків P_n і оточуючого середовища P_0 , $P_0 + \pi n = P_n / P_0$ зміною температури повітря, що поступає з ресивера можна знехтувати і прийняти:

$$\rho_n = f(P_n \cdot \omega)$$

Врахування одержаних функціональних залежностей дає можливість установити, що:

$$G_K = f(P_n \cdot \omega) \quad (5.14)$$

Після розкладання функціональної залежності в ряд Тейлора і подальшої лінеаризації одержимо:

$$\Delta G_r = \frac{\sigma \Delta G_r}{\sigma P_n} \Delta P_n + \frac{\sigma \Delta G_r}{\sigma \omega} \Delta \omega \quad (5.15)$$

Кількість повітря G_r також залежить від тиску P_n і частоти обертання, тому:

$$G_r = f(P_n \cdot \omega)$$

Відповідно з цією залежністю одержимо:

$$\Delta G_r = \frac{V G_r}{V P_n} \Delta P_n + \frac{V G_r}{v \omega} \Delta \omega \quad (5.16)$$

Підстановка виразів (5.16) (5.16) в рівняння 5.8 приводить останнє до наступного виразу:

$$\frac{V_p \rho_n}{n P_n} \cdot \frac{dP_k}{dt} + \left(\frac{\sigma G_k}{dP_k} - \frac{\sigma G_r}{dP_k} \right) \Delta P_n = \frac{\sigma G_k}{\sigma \omega n} \Delta \omega_n - \frac{\sigma G_r}{\sigma \omega} \Delta \omega \quad (5.17)$$

де фактор стійкості повітряного ресивера:

$$F_f = \left(\frac{\sigma G_k}{dP_k} - \frac{\sigma G_r}{dP_k} \right)_n \quad (5.18)$$

Здійснивши перехід до безрозмірних координат, а також ділення всіх членів на коефіцієнт при φ_n , приводимо рівняння (5.17) до вигляду:

$$T_p \frac{d\eta}{dt} + K_p \eta = \varphi_n - \theta_n \varphi \quad (5.19)$$

Тут постійна часу повітряного ресивера, яка характеризує його інерційність:

$$T_p = \frac{V_p \rho_n}{n_n \frac{\partial G_t}{\partial \omega_n} \sigma \omega_n} \quad (5.20)$$

Інерційність тим більша, чим більший об'єм V_p і менша похідна $vG_r/v\omega_n$, яка характеризує швидкість наростання подачі компресора по мірі збільшення частоти обертання його вала.

Коефіцієнт само вимірювання повітряного ресивера безрозмірна величина:

$$K_p = \frac{F_p \rho_n}{\frac{\partial G_t}{\partial \omega_n} \sigma \omega_n} \quad (5.21)$$

Характеризує здатність повітряного ресивера по каналу зміни частоти обертання колінчастого вала дизеля, безрозмірна величина:

$$\theta_p = \frac{\frac{\sigma_p G_n}{\sigma \omega}}{\frac{\partial G_t}{\partial \omega_n} \sigma \omega_n} \quad (5.22)$$

Який характеризує ефективність дії на повітряний ресивер зміни швидкісного режиму дизеля. Враховуючи незначний вплив частоти обертання колінчастого вала на інтенсивність наповнення стиснутим повітрям ресивера, приймаємо значення $\theta = 0$. Тоді рівняння (5.19) набуде вигляду:

$$T_p \frac{d\eta}{dt} + K_p \eta = \varphi_n \quad (5.23)$$

Рівняння (5.23) в операторній формі запису матиме наступний вигляд:

$$T_p \rho + K_p = \varphi_n \quad (5.24)$$

де $\rho = \frac{d}{dt}$ оператор в перетворенні Лапласа.

З одержаного рівняння (5.24) визначаємо передаточну функцію

повітряного ресивера по каналу проходження через нього повітря від компресора до датчика тиску. Передаточна функція $W_p(p)$ матиме вигляд:

$$W_p(p) = \frac{K_p}{T_p p + 1} \quad (5.25)$$

де: $T_p = \frac{T_p}{K_p}$ – постійна часу повітряного ресивера;

$K_p = \frac{1}{K_p}$ – коефіцієнт підсилення повітряного ресивера.

Структурна схема повітряного ресивера з одержаною передаточною функцією показана на рис. 5.1.

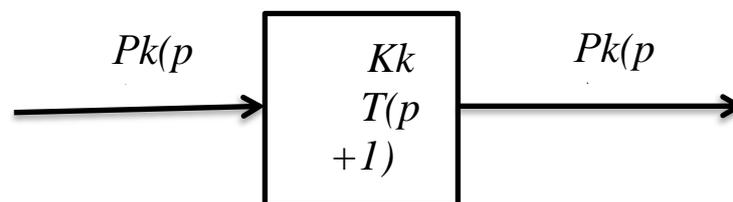


Рисунок 5.1 - Структурна схема повітряного ресивера

5.2.2. Диференціальне рівняння руху і передаточна функція датчика розрідження

При зміні навантаження на дизель основній діаграмі забезпечується переміщення обумовлене формуванням і передачею регулярного сигналу, пропорційно зміні вхідного розрідження. Для виявлення ступеня введення в закон регулювання складової регулюючого сигналу, пропорційно змінюванню вхідного розрідження необхідна передаточна функція датчика.

Через незначні маси рухомих деталей і наявного демпфування в пневматичному тракті, при відліку в малих приростах від динамічного рівного стану, рівняння основної діаграми датчика і зв'язаних з нею рухомих деталей матиме вигляд:

$$T_d \rho + 1 = K_d \quad (5.29)$$

де: $\rho = \frac{d}{dt}$ – оператор в перетворенні Лапласа.

А його передаточна функція матиме вигляд:

$$W_d(p) = \frac{K_k}{T_d p + 1} \quad (5.30)$$

Структурна схема датчика з передаточною функцією (5.30) зображено на рис. 5.2.

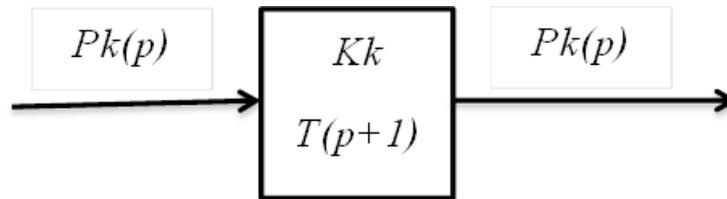


Рис.5.2 – Структурна схема датчика розрідження.

5.2.3. Диференціальне рівняння і передаточна функція пневматичного диференціатора

Від змінювання навантаження на дизель основній діафрагмі диференціатора забезпечується висока швидкодія, внаслідок формування і передачі регулюючого сигналу, пропорційного змінюванню вхідного розрідження і швидкості його змінювання. Для виявлення ступеня введення в закон регулювання складової регулюючого сигналу, пропорційного швидкості змінювання вхідного розрідження необхідна передаточна функція диференціатора як динамічної ланки системи регулювання. Для пневматичного диференціатора при відліку в малих приростах від динамічного рівноважного стану, вхідною координатою є розрідження $P_{вх}$, а вихідною - розрідження в камері "с". При ступінчастому змінюванні розрідження P_a , абсолютний тиск в камері "с" буде рівний:

$$P_{вх} = P_{вих1} + P_{вих2} + P_{вих3},$$

де: $P_{вих1} + P_{вих2} + P_{вих3}$ – вхідні сигнали, відповідно від переміщення суцільної діаграми, обумовлені поступанням розрідження в камеру «d»; діаграми від поступання в камеру «с» і додаткове, спричинене різницею швидкостей руху в результаті пневматичного демпфування. При відомих коефіцієнтах $P_{вх}$ та $P_{вих}$ останнє рівняння набуде вигляду:

$$K_{1G}P_{\text{ВХ}} + K_{2G}P_{\text{ВХ}} = P_{1\text{ВІХ}} + P_{2\text{ВІХ}} + P_{3\text{ВІХ}} \quad (5.32)$$

де: K_{1G} K_{2G} – коефіцієнти підсилення сигналів диференціатора по каналах поступання розрідження в камери «d» і «с».

Пропорційний переміщенню додатковий сигнал $P_{\text{ВІХ}3}$, спричинений силою відновлювальної пружини, діючої на діафрагму:

$$P_{3\text{ВІХ}}C_1 - v_1 \left(\frac{dP_{1\text{ВІХ}}}{dt} - \frac{dP_{2\text{ВІХ}}}{dt} \right) = 0 \quad (5.33)$$

де: C_1 – жорсткість пружини;

v_1 – коефіцієнт пневматичного демпфування;

$\left(\frac{dP_{1\text{ВІХ}}}{dt} - \frac{dP_{2\text{ВІХ}}}{dt} \right)$ – поступальна швидкість переміщення діафрагми.

Оскільки швидкість переміщення суцільної діаграми відносно осьової незначна незначна і нею можна знехтувати, з останнього рівняння знаходимо:

$$P_{3\text{ВІХ}} = \frac{C_1}{v_1} \frac{dP_{1\text{ВІХ}}}{dt} \quad (5.34)$$

Після підстановки (5.34) в рівняння (5.32) одержимо:

$$K_{1G}P_{\text{ВХ}} + K_{2G}P_{\text{ВХ}} = P_{1\text{ВІХ}} + P_{2\text{ВІХ}} + \frac{C_1}{v_1} \frac{dP_{1\text{ВІХ}}}{dt} \quad (5.35)$$

В результаті формування вхідного сигналу переміщеннями суцільної діафрагми, залежно від розрідження в камерах «с», «d» за сигналами по каналу демпфування утворюється інерційна динамічна аперіодична ланка з наступним диференціальним рівнянням:

$$K_{1G}P_{\text{ВХ}} = P_{1\text{ВІХ}} + \frac{C_1}{v_1} \frac{dP_{1\text{ВІХ}}}{dt} \quad (5.36)$$

З передаточною функцією:

$$W_a(p) = \frac{K_{1g}}{T_0 p + 1} \quad (5.37)$$

Форсування вхідних сигналів пропорційних швидкості зміни розрідження здійснюється підсилювальною ланкою, з алгебраїчним рівнянням:

$$K_{2g}P_{\text{ВХ}} = P_{2\text{ВІХ}} \quad (5.38)$$

З передаточною функцією:

$$W_a(p) = K_{2g} \quad (5.39)$$

де: K_{2g} – коефіцієнт підсилення диференціатора по каналу передачі сигналів.

Із виразів (5.35-5.39) випливає, що диференціатор описується диференціальним рівнянням паралельно з'єднаних аперіодично і підсилювальної ланки наступного вигляду:

$$T_a \frac{d P_{\text{ВИХ}}}{dt} P_{\text{ВИХ}} = K \left[T_a \frac{d P_{\text{ВХ}}}{dt} P_{\text{ВХ}} \right] \quad (5.40)$$

І має передаточну функцію:

$$W_{\text{ВИХ}}(\rho) = K \frac{T_p + 1}{T_p \rho + 1} \quad (5.41)$$

де: $K = K_{1g} + K_{2g}$ – загальний коефіцієнт підсилення;

Постійна часу демпфування:

$$T = \frac{K_{2g} T_n}{K_{1g} K_{2g}}$$

Структурна схема паралельного з'єднання цих динамічних ланок показано на рис 5.3.

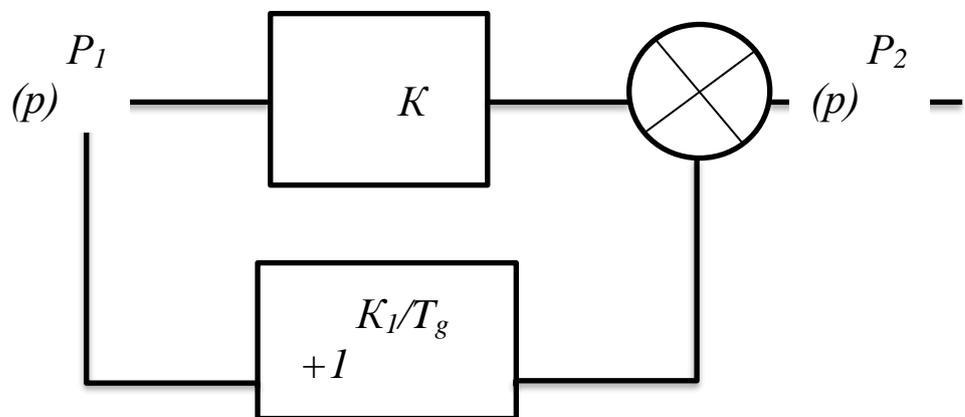


Рис 5.3 – Структурна схема паралельного з'єднання аперіодичної і підсилювальної динамічних ланок.

Режим роботи впускного тракту визначається співвідношенням кількості повітря G_p , яке поступає з реверса за одиницю часу і кількості повітря G_k , яке витрачається в циліндрах дизеля.

Установлений режим роботи впускного тракту може підтримуватися при

забезпечені наступної умови стратегічної рівноваги:

$$G_p - G_k = 0 \quad (5.42)$$

При порушенні уставленого режиму роботи складові рівняння (5.42) одержать приріст ΔG_p і ΔG_k (в загальному випадку нерівні між собою).

Порушення умови статичної рівноваги (5.42) приведе до зміни маси повітря, що знаходяться у впускному тракті, на dG за елементарний інтервал часу dt .

$$dG = (G_p - G_k)dt \quad (5.43)$$

але поскільки:

$G_p = G_{пр} + \Delta G_p$, $G_k = G_{кр} + \Delta G_k$, тоді:

$$dG = [(G_{пр} + \Delta G_p) - (G_{кр} + \Delta G_k)] \quad (5.44)$$

З урахуванням умови (5.42) останнє рівняння матиме вигляд:

$$\frac{dG}{dt} = \Delta G_p - \Delta G_k \quad (5.45)$$

Кількість повітря, зосереджено в впускному тракті:

$$G = V_t \rho_n \quad (5.46)$$

де: V_t – об'єм впускного тракта (постійна величина);

ρ_n – густина повітря у впускному тракті.

Таким чином:

$$\frac{dG}{dt} = V_t \frac{d\rho_n}{dt} \quad (5.47)$$

При прийнятому політропному стисканні повітря у впускному тракті будемо мати: $P_n \rho_n^{-n_n} = const$ з постійним показником політропи стиску n_n .

Диференціюванням знаходимо зв'язок приросту густини і тиску повітря за елементарний період часу:

$$\frac{d\rho_n}{dt} = \frac{\rho_n}{n_n P_n} \cdot \frac{dP_n}{dt} \quad (5.48)$$

Якщо врахувати одержане співвідношення рівняння (5.45) прийме вигляд:

$$\frac{V_{rn}}{n_n P_n} \cdot \frac{dP_n}{dt} = \Delta G_p - \Delta G_k \quad (5.49)$$

При незначних відхиленнях температури повітря термодинамічні процеси у впускному тракті приймаються ізотермічними. В даному випадку:

$$P_t V_t = G R_g T_g \quad (5.50)$$

Звідки:

$$G = \frac{P_t V_t}{R_g T_g} \quad (5.51)$$

де: R_g – газова постійна повітря.

Так як в ізотермічному процесі:

$$\frac{V_t}{R_g T_g} = const \quad (5.52)$$

То рівняння (5.54) набуде вигляду:

$$\frac{V_t}{R_g T_g} \cdot \frac{d\rho_n}{dt} = \Delta G_p - \Delta G_k \quad (5.53)$$

Кількість повітря, що поступить із апускного тракту в циліндри дизеля визначається за наступним виразом:

$$G_n = \eta_v \cdot \varphi_n \cdot V_n \cdot \rho_p \cdot \omega, \quad (5.54)$$

де: η_v - коефіцієнт наповнення впускного тракту;

φ_n - коефіцієнт опору перетікання повітря;

V_n - звільнений об'єм циліндрів;

ρ_p - густина стисненого повітря;

ω – частота обертання колінчастого вала.

Коефіцієнт наповнення η_v в загальному випадку залежить від тиску надуву повітря p_n , швидкісного та навантажувального режимів роботи двигуна. Однак в межах навантажувальної характеристики зміцнювання η_v порівняно незначне, тому його величиною можна знехтувати без внесення в розрахунки істотної похибки. У зв'язку з цим $\eta_v = f(p_n; n)$.

Коефіцієнт опору перетікання повітря впускного тракту в циліндри істотно мало змінюється в межах перепаду тисків, тому його величиною можна знехтувати.

Густина повітря ρ_p визначається за величинами тиску його надування і температури. При невисоких відношеннях тисків P_n і оточуючого середовища

$P_o, P_n = P_n / P_o$ зміною температури повітря, що поступає із впускного тракту можна знехтувати і прийняти:

$$p_p = f(p_n; n).$$

З врахуванням одержаних функціональних залежностей можна установити, що

$$G_p = f(P_p; w). \quad (5.55)$$

Після розкладання функціональної залежності в ряд Тейлора і подальшої лінеаризації одержимо:

$$\Delta G_p = \frac{d\Delta G_p}{dP_p} \cdot \Delta P_n + \frac{dG_p}{dw} \Delta w \quad (5.56)$$

Кількість повітря G_n також залежить від тиску P_n і частоти обертання тому:

$$G_n = f(P_n; w).$$

В відповідності з цією залежністю одержимо:

$$\Delta G_n = \frac{dG_n}{dP_p} \cdot \Delta P_n + \frac{dG_p}{dw} \Delta w \quad (5.57)$$

Підстановка виразів (5.56) і (5.57) в рівняння (5.49) приводиться останнє до наступного виразу:

$$\frac{V_r \rho_n}{n_n P_n} \cdot \frac{dP_n}{dt} + \left(\frac{\sigma G_p}{\sigma P_n} - \frac{dG_n}{\sigma P_n} \right) \Delta P_n = \frac{\sigma G_p}{\sigma w_n} \Delta w_n - \frac{\sigma G_r}{\sigma w} \Delta w_n \quad (5.58)$$

де фактор стійкості впускного тракту:

$$F_r = \left(\frac{\sigma G_p}{\sigma P_n} - \frac{dG_n}{\sigma P_n} \right) \quad (5.59)$$

Після здійснення переходу до безрозмірних координат, а також розділення всіх членів на коефіцієнт при φ_n , приводимо рівняння (5.58) до вигляду:

$$T_r \frac{d\lambda}{dt} + K_r \lambda = \varphi_n - \theta_n \varphi \quad (5.60)$$

Де постійна часу впускного тракту, що характеризує його інерційність:

$$T_r = \frac{V_r \rho_n}{n_n \frac{\sigma G_n}{\sigma w_n} \cdot w_{пр}} \quad (5.61)$$

Інерційність збільшується із збільшенням об'єму V_r і зменшенням

похідної $\frac{\sigma G_r}{\sigma w}$, яка характеризує швидкість наростання подачі від тракту по мірі збільшення частоти обертання дизеля.

Коефіцієнт самовирівнювання впускного тракту безрозмірна величина:

$$K_r = \frac{F_1 P_n}{\frac{\sigma G_n \cdot w_{\text{пр}}}{\sigma w_n}} \quad (5.62)$$

Характеризує здатність впускного тракту підтримувати заданий рівноважний режим.

Коефіцієнт підсилення впускного тракту по каналу зміни частоти обертання колінчастого вала дизеля, безрозмірна величина:

$$\theta_r = \frac{\frac{\sigma G_n \cdot w_n}{\sigma w}}{\frac{\sigma G_n \cdot w_{\text{пр}}}{\sigma w_n}} \quad (5.63)$$

Який характеризує ефективність дії на впускний тракт зміни швидкісного режиму дизеля. Враховуючи незначний вплив частоти обертання колінчастого вала на інтенсивність наповнення стиснутим повітрям впускного тракту, приймаємо значення $\theta_r = 0$. Тоді рівняння (5.60) в операторній формі матиме наступний вигляд:

$$T_n \frac{d\lambda}{dt} + K_r \lambda = \varphi_n \quad (5.64)$$

Рівняння (5.64) в операторній формі матиме наступний вигляд:

$$T_r \rho + K_r = \varphi_n \quad (5.65)$$

де: $p = d/dt$ – оператор в перетворенні Лапласа.

З останнього рівняння визначаємо передаточну функцію впускного тракту $W_r(p)$ по каналу проходження через нього повітря від реверса через датчик і диференціатор в циліндри дизеля, яка матиме вигляд:

$$W_r(\rho) = \frac{K_r}{T_r \rho + 1} \quad (5.66)$$

де: $T_r = \frac{T_1}{K_1}$ – постійна часу впускного тракту;

$K_r = \frac{1}{K_1}$ – коефіцієнт підсилення впускного тракту.

Структурна схема впускного тракту показана на рис. 5.4

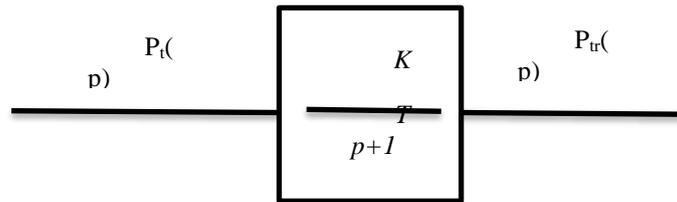


Рис 5.4 – Структурна схема впускного тракту

За принциповою схемою контура подачі додатково наддувного повітря, а також відомими передаточними функціями і окремими структурними схемами ресивера $W_p(p)$, датчика $W_a(p)$, диференціатора $W_{durp}(p)$ і впускного тракту $W_T(p)$ складається загальна структурна схема контура. На структурній схемі (рис 5.4) складові динамічних ланок зображуються прямокутниками, всередині яких записується їхні передаточні функції. З'єднання між ланками виконуються прямими лініями зі стрілками вказуючими напрямом дії, і являються безрозмірними координатами зв'язку. Зовнішня координата також зображується прямою лінією із стрілкою вхідного напрямку.

Структурна схема паралельного додаткового контура утворена послідовним з'єднанням координат зв'язку динамічних ланок, охоплених одиничним від'ємним зв'язком по каналу регулювання тиску наддувного повітря, працюючого за його відхиленням. В схему також входить розімкнений контур

З передаточною функцією $W_T(p)$ впускного тракту по каналу дії тиску повітря штатної системи повітропостачання. Вихідні координати впускного тракту в першому підсумовуючому елементі додаються і одержаний вихідний результуючий сигнал постує, після підсумовування в другому елементі із другим вхідним сигналом пропорційним тиску повітря в ресивері, в датчик замкненого контура. При такій побудові структурна схема контуру представляє собою графічне зображення системи диференціальних рівнянь, які описують перехідні процеси контуру. За схемою є можливість визначити передаточну функцію додаткового контуру.

Система автоматичного регулювання тиску наддувального повітря має два входи і один вихід. Перший вхід по каналу відхилення тиску у впускному тракті $t(p)$, а другий - по каналу компенсації відхилення $K_r(p)$ тиску. Виходом системи є фактичний тиск P_ϕ впускному тракті. Охоплення системи одиничним від'ємним зв'язком забезпечує стабілізацію тиску наддувального повітря у впускному тракті на всіх швидкісних і навантажувальних режимах роботи дизеля.

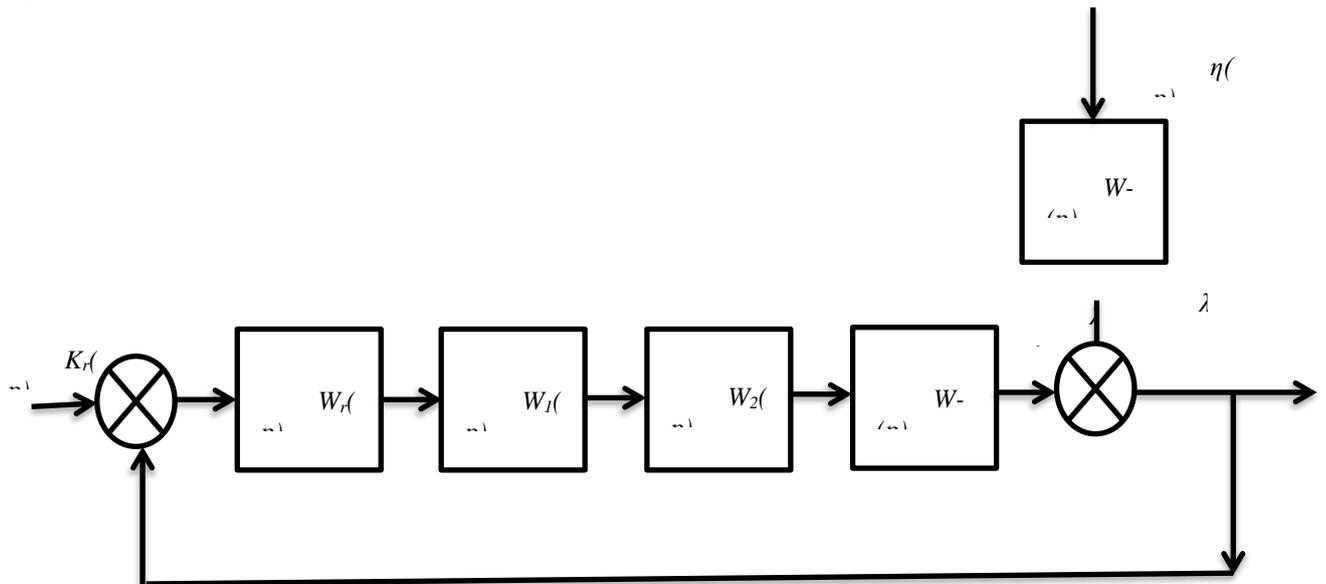


Рис. 5.5 – Структурна схема системи автоматичного регулювання наддувального повітря у впускному тракті:

$\eta(p)$ - безрозмірна координата відхилення тиску; $K_r(p)$ - координата по каналу компенсації дефіциту тиску; p - вхідна координата в диференціатор; Ψ - вхідна координата в датчик тиску; χ - вхідна координата в ресивера; η - вхідна координата у впускний тракт; λ - безрозмірна координата тиску повітря у впускному тракті і по каналу зворотного зв'язку; λ_1 λ_2 - безрозмірна координата тиску повітря відповідно по каналу подачі повітря штатною системою повітропостачання і компенсації його дефіциту.

Визначаємо передаточну функцію системи по каналу відхилення тиску наддувального повітря у впускному тракті:

$$W_r(p) = \frac{W_{\text{диф}}(p) \cdot W_\sigma(p) \cdot W_p(p) \cdot W_{\text{ТК}}(p) - W_{\text{ТВ}}(p)}{1 + W_{\text{диф}}(p) \cdot W_\sigma(p) \cdot W_p(p) \cdot W_{\text{ТК}}(p) - W_{\text{ТВ}}(p)} \quad (5.67)$$

де: $W_{\text{диф}}(p) = K \frac{T_p+1}{T_a\rho+1}$ - передаточна функція диференціатора;

$W_{\sigma}(p) = \frac{K_{\sigma}}{T_a\rho+1}$ - передаточна функція датчика тиску повітря;

$W_p(p) = \frac{K_{\sigma}}{T_a\rho+1}$ - передаточна функція ресивера.

$W_{\text{КВ}}(p) = \frac{K_p}{T_{\tau}\rho+1}$ - передаточна функція впускного тракту по каналу відхилення у впускному тракті.

Після підстановки значень передаточних функцій в (5.67) та перетворення отримаємо наступний вираз:

$$W_r(p) = \frac{B_3(p)^3 + B_2(p)^2 - B_1(p) + B_0}{A_4(p)^4 + A_3(p)^3 + A_2(p)^2 - A_1(p) + A_0} \quad (5.68)$$

$$\text{де: } B_0=1; \quad (5.69)$$

$$B_2=K; \quad (5.70)$$

$$B_2=T_a T_3 - T_p T_{\tau} - T T_0; \quad (5.71)$$

$$B_3=K T_a T_5 T_p; \quad (5.72)$$

$$A_0=1; \quad (5.73)$$

$$A_1=K; \quad (5.74)$$

$$A_2=T_a T_p - T_5 T_{\tau} - T_p T_{\tau} - T_a T_{\tau} + T_5 T_p; \quad (5.75)$$

$$A_3= T_a T_p T_5 - T_a T_{\tau} T_p - T_s T_p T_{\tau} + T_p T_a T_a; \quad (5.76)$$

$$A_4=T_a T_p T_a T_{\tau} \quad (5.77)$$

Таким чином система автоматичного регулювання тиску компенсаційного контура описується передаточною функцією (5.67). Виключивши внутрішні координати зв'язку отримаємо диференційне рівняння в операторній формі запису наступного виду:

$$A_4 p^4 + A_3 p^3 + A_2 p^2 - p + A_0 = B_3 p^3 + B_2 p^2 - B_1 p + B_0 \quad (5.78)$$

Або:

$$A_4 \frac{d^4 \alpha}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 \alpha}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} - A_1 \frac{d\alpha}{dt} + A_0 \alpha = B_3 \frac{d^3 \tau}{dt^3} + B_2 \frac{d^2 \tau}{dt^2} - B_1 \frac{d\tau}{dt} + B_0 \tau \quad (5.79)$$

5.3. Дослідження роботоздатності системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря

Рух системи автоматичного регулювання тиску описується диференціальним рівнянням (5.68), яке після підстановки у рівняння (5.77) значень постійних часу та коефіцієнтів підсилення динамічних ланок отримує наступний вираз:

$$0,14158 \frac{d^4 \alpha}{dt^4} + 0,02413 \frac{d^3 \alpha}{dt^3} + 0,06968 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} - 0,241 \frac{d\alpha}{dt} + A_1 = 0,01344 \frac{d^3 \tau}{dt^3} + 0,02433 \frac{d^2 \tau}{dt^2} - 0,283 \frac{d\tau}{dt} + \tau \quad (5.80)$$

Відповідно до відповідно до теорії автоматичного регулювання динамічні показники системи можна визначити шляхом розв'язання диференціального рівняння що її описує. Але перш за все удосконалена система повинна мати в додатковому контурі динамічні ланки з такими постійними часу і коефіцієнтами підсилення, які б при використанні у її характеристичному рівнянні, у випадку різкої дії основного зовнішнього збурення, перехідні процеси були стійкими. У зв'язку з цим виникає необхідність дослідження удосконаленої системи на стійкість.

Характеристичне рівняння для даної системи:

$$0,14158 \frac{d^4 \alpha}{dt^4} + 0,02413 \frac{d^3 \alpha}{dt^3} + 0,06968 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} - 0,241 \frac{d\alpha}{dt} + \alpha = 0 \quad (5.81)$$

Після підстановки у рівняння (5.80) замість $\rho \frac{d}{dt} = jw$, отримуємо:

$$0,14158 jw^4 + 0,02413 jw^3 + 0,06968 jw^2 - 0,241 jw = 0 \quad (5.82)$$

Комплексна частина з останнього рівняння:

$$G(jw) = R_w + jJ(w) \quad (5.83)$$

Де: $R(w)$ – дійсна частина характеристичного рівняння:

$$R(w) = 0,14158 jw^4 - 0,06968 jw^2 + 1 = 0 \quad (5.84)$$

$jJ(w)$ - уявна частина характеристичного рівняння:

$$jJ(w) = -0,2413 jw^2 + 0,241 jw = 0 \quad (5.85)$$

При заданих значеннях частоти від $w = 0$ до $w = \infty$ знаходимо відповідні значення $R(w)$ та $jJ(w)$.

Таблиця 5.1 - Значення дійсної та уявної частини характеристичного рівняння.

W	$R(w)$	$jJ(w)$
0	1	0
1,0	1,214	0,895
1,5	0,968	1,777
2,0	-2,787	1,854
2,5	-5,37	0,4891
3,0	-7,584	-6,321
3,5	-5,8892	-10,038
4,0	-3,1234	-12,61
6,0	2,4621	-14,083
10,0	8,454	-21,078

За даними таблиці 5.1 будемо фазо-амплітудно частотну характеристику кривої Михайлова в комплексних координатах $R(w)$ та $jJ(w)$.

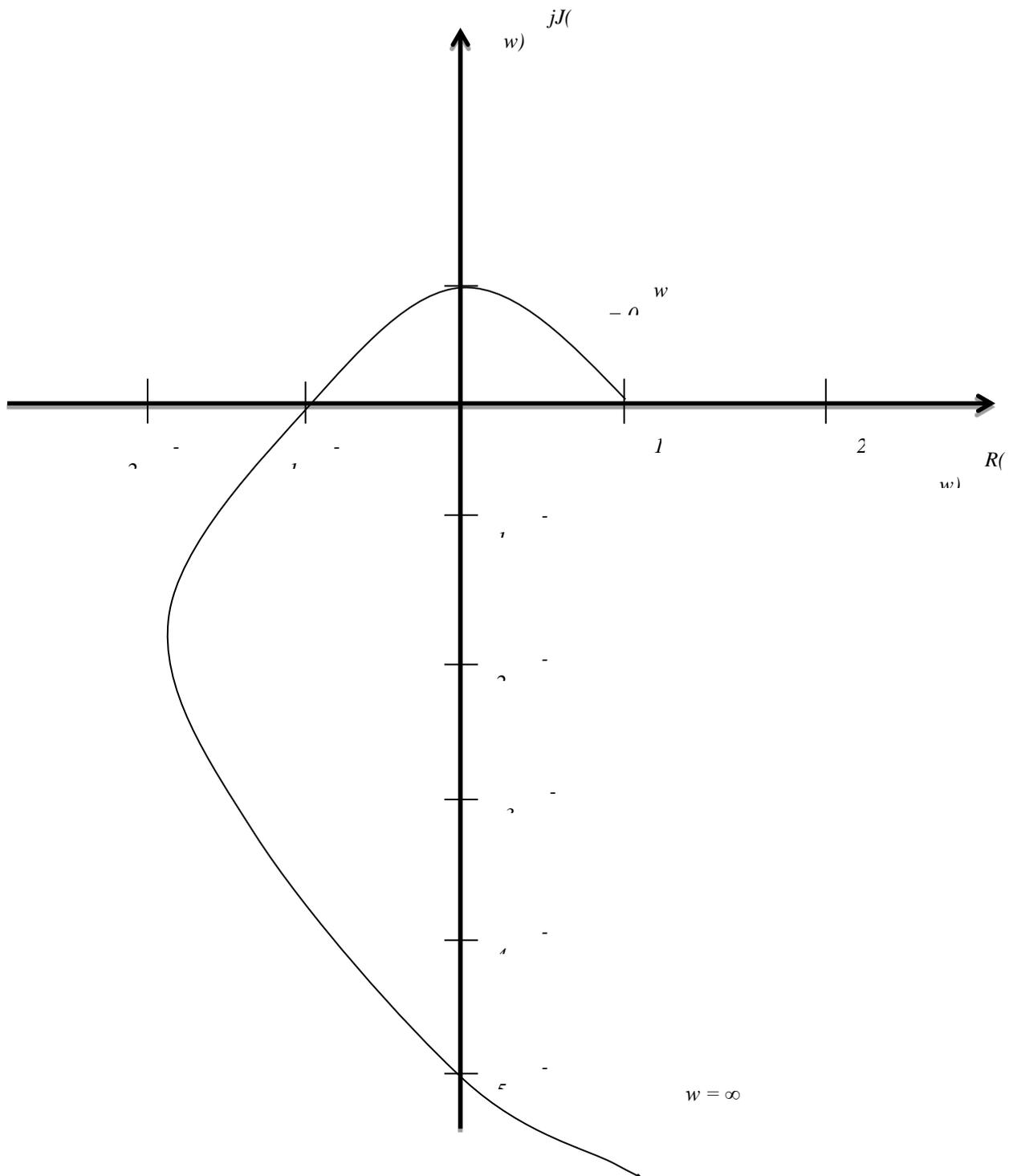


Рис. 5.6 – Фазо-амплітудно частотна характеристика.

Із графіка видно, що вектор характеристики кривої Михайлова повернувся на кут $\varphi = 4\pi/2$, чим підтверджується правильність його побудови. Із аналізу одержаного графіка випливає, що розроблена система автоматичного регулювання тиску наддувного повітря в циліндрах дизеля стійка, так як при

зміні $w = 0$ до $w = \infty$ крива повертається на кут $4\pi/4$ проти годинникової стрілки, по черзі обходячи 4 квадранти комплексної площини.

Висновки з розділу

Розроблена математична модель системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря, за якими одержані диференційні рівняння руху і передаточні функції датчика розрідження, повітряного ресивера, пневматичного диференціатора, впускного тракту.

Одержані рівняння руху всієї САРТ за якими виконані дослідження її роботоздатності з використанням вектора Михайлова. За дослідженням виявлено, що вектор, починаючи з дійсної осі при зміні ω від 0 до ∞ по черзі проходить три квадранти і направляєється в четвертий, що підтверджує роботоздатність системи автоматичного регулювання тиску наддувного повітря в циліндрах дизеля.

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

6.1 Обґрунтування економічної доцільності підвищення енергонасиченості трактора класу 3

Енергонасиченість є одним з основних параметрів, що характеризують конструктивну досконалість тракторів, а безперервне підвищення її - одна з найбільш стійких тенденцій у світовому тракторобудуванні, в основі якої лежать, перш за все, економічні міркування. З одного боку прагнення до безперервного зниження питомої металоємності трактора, бажання змусити працювати більш ефективно кожен кілограм його конструкції, з іншого - можливість зниження за рахунок цього ущільнюючого впливу ходового апарату трактора на ґрунт і підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Отже, це один з можливих шляхів створення ресурсозберігаючої техніки, який є в якості генерального напрямку науково - технічного процесу.

При оцінці прогресивної та економічної доцільності заходів, спрямованих на підвищення енергонасиченості тракторів, слід мати на увазі два найважливіших аспекти цієї проблеми. Першою обумовлене існуванням декількох можливих шляхів реалізації конструкції трактора з високими показниками по енергонасиченості; форсуванням потужності двигуна базової моделі трактора, зменшенням її конструктивної маси при незмінній потужності двигуна, комбінуванням тих й інших заходів, тобто шляхом модернізації базової моделі трактора. При цьому зберігається практично незмінним його тяговий клас, і як наслідок - шлейф агрегатуєчих з ним робочих машин. Як правило, вказані заходи щодо підвищення енергонасиченості тракторів не вимагають великих капіталовкладень і виправдовуються економічно.

Цим заходом слід протиставити отримавши поширення на практиці метод підвищення енергонасиченості шляхом одночасного підвищення потужності і конструктивної схеми базової моделі трактора при

випереджаючому зростанні першого. У ньому випадку, по суті, з'являється трактор нового тягового класу, що в свою чергу, вимагає докорінної модернізації до нього. Необхідні капіталовкладення і розширення номенклатури та парку машин не завжди можуть бути виправдані економічно.

Інший аспект проблеми - ефективна реалізація потужності при підвищенні енергонасичених тракторів. Тут також може бути кілька рішень. Одно із них дозволяє зберегти набір агрегуючих з ним робочих машин, тобто реалізується при мінімальних додаткових капіталовкладеннях в техніку. Але при цьому упускається можливість зниження ущільнюючого впливу трактора на ґрунт за рахунок сил ваги баласту. Інші можливі рішення володіють протилежними властивостями: сприяють зниженню ущільнюючого впливу, але вимагають значних додаткових капіталовкладень в модернізацію парку агрегуючих з трактором робочих машин. До числа таких рішень належать підвищення робочих швидкостей при виконанні різних технологічних операцій, застосування активних робочих органів сільськогосподарських машин-знарядь, підвищення ширини захоплення, суміщення операцій, використання маси машин для створення додаткової тяги шляхом установки на них активних коліс. Останній метод реалізації «зайвої» потужності високоенергонасичених тракторів більш переважний, так як, за більш вигідним енергетично і в меншій мірі капіталоемким.

Видимі переваги застосування в сільськогосподарському процесі високоенергонасичених тракторів визначають економічну доцільність форсування дизеля за потужністю для трактора класу 3. Проведені термодинамічні розрахунки показали, що потужність двигуна з 58,9 кВт збільшилася до 98,5 кВт, з турбонаддувом потужність двигуна збільшилась на 6% - 104,41 кВт, що підвищило питому потужність з 9,304 кВт/т до 15,56 кВт/т, а питома маса склала 8,04 кг/кВт питома витрата палива зменшився з 251,3 г/кВт/год до 229 г/кВт/год з турбонаддувом - 219,8. Отже форсування дизеля за потужністю для сільськогосподарського трактора класу 3 доцільно.

Однак форсування двигуна із залученням наддуву створило необхідність

включення в конструкцію системи повітропостачання турбокомпресора, вартість якого становить до 8... 10% вартості дизеля. Крім того форсування дизеля супроводжується значним підвищенням температури робочого тіла, що веде до деяких порушень робочого процесу, і зокрема підвищує вміст деяких токсичних компонентів у відпрацьованих газах.

Тут слід відзначити і недолік турбонаддуву, що проявляється у створенні дефіциту повітря в перехідних процесах при зростанні навантаження.

Наведені недоліки обумовлені форсуванням тракторного дизеля за потужністю зобов'язують вдосконалювати процес сумішоутворення двигуна в перехідних процесах, чим і викликана необхідність розробки системи зберігання та автоматичної подачі додаткового надувного повітря.

Результати виконаного аналізу визначають необхідність оцінки економічної доцільності модернізації дизеля для трактора класу 3.

6.2 Розрахунок витрат необхідних для модернізації тракторного дизеля

Витрати необхідні для модернізації тракторного дизеля складаються з вартості турбокомпресора і витрат пов'язаних з виготовленням системи зберігання та автоматичної подачі додаткового надувного повітря.

Вартість розробленої системи зберігання та автоматичної подачі додаткового надувного повітря складатиме з заробітної плати робітника, вартості матеріалу, суми накладних витрат і вартість споживаної енергії. Час необхідний на виготовлення деталі системи, зберігання і автоматичної подачі додаткового надувного повітря визначаємо за формулою:

$$T_{ш} = T_{од} + T_{пер} + T_{обс} \quad (7.1)$$

де $T_{ш}$ - норма штучного часу;

$T_{оп}$ - оперативний час;

$T_{обс}$ - час обслуговування робочого місця;

$T_{\text{пер}}$ - час перерв на відпочинок і особисті потреби.

Визначимо оперативний час за формулою:

$$T_{\text{ш}} = T_{\text{од}} + T_{\text{вст}} \quad (7.2)$$

де T_0 - основний час;

$T_{\text{всп}}$ - допоміжний час.

Як приклад виконуємо розрахунок норми часу на виготовлення однієї деталі - направляючого упору.

Операції на виготовлення направляючого упору:

- свердлильна;
- токарна.

Проводимо розрахунок за операціями.

Визначаємо основний машинний час:

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot S} \quad (7.3)$$

де: L – довжина шляху прохідним інструментом в напрямку подачі, м;

S – подача за один оберт інструменту, м;

n – частота обертання інструменту;

i – число проходів.

Приймаємо:

- Діаметр отвору – $d = 11 \cdot 10^{-3}$ м;
- Довжина отвору – $l = 14 \cdot 10^{-3}$ м;
- Подача – $S = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м;
- Частота обертання – $n = 240 \text{ хв}^{-1} = 4 \text{ с}^{-1}$;
- Число проходів – $i = 1$.

Тоді:

$$T_0 = \frac{14 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 7 \text{ хв.}$$

Визначаємо основний машинний час:

$$T_0^T = \frac{L}{S} \cdot i = \frac{1+l_1+l_2}{n \cdot S} \quad (7.4)$$

де: L – довжина шляху прохідним інструментом в напрямку подачі, м;

l – довжина обробки за кресленням, м;

l_1 – величина врізання і пробігу інструмента, м;

l_2 – додаткова довжина за взяття пробної стружки, м;

S – подача інструменту, м;

n – частота обертання інструменту; i – число проходів.

По таблиці-номограмі вибираємо:

- Діаметр отвору – $d = 14 \cdot 10^{-3}$ м;
- Довжина отвору – $l = 14 \cdot 10^{-3}$ м;
- Глибина різання – $1,5 \cdot 10^{-3}$ м;
- Подача – $S = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м;
- Частота обертання – $n = 480 \text{ хв}^{-1} = 8 \text{ с}^{-1}$;
- Число проходів – $i = 1$.

Тоді:

$$T_o^T = \frac{14 \cdot 10^{-3} + 6 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3}}{0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 10,4 \text{ хв.}$$

Визначаємо допоміжний час, необхідний для виготовлення деталі:

$$T_{\text{доп}} = T_{\text{доп}}^1 \cdot i + T_{\text{доп}}^2 \quad (7.5)$$

де: $T_{\text{доп}}^1$ допоміжний час за один прохід; $T_{\text{доп}}^2$ допоміжний час на зміни режиму роботи стопки і зміни інструменту, хв;
 i – кількість проходів операції.

При токарних роботах $T_{\text{доп}}$ число проходів, ($i = 2$) вибираємо, як попередню обробку і останній прохід буде вибирати, як чистовий.

Токарна операція:

$$T_{\text{доп}}^T = (0,9 \cdot 2) + 0,1 = 1,9 \text{ хв.}$$

Свердлильна операція:

$$T_{\text{доп}}^T = (0,3 \cdot 1) + 0,1 = 0,4 \text{ хв.}$$

Оперативний час на операції:

$$T_{\text{оп}} = T_o + T_{\text{доп}}$$

Свердлильна операція:

$$T_{\text{оп}} = 7,0 + 0,4 = 7,4 \text{ хв.}$$

$$T_{\text{оп}}^T = 10,4 + 1,9 = 12,3\text{хв.}$$

Сумарний оперативний час на операції:

$$T_{\text{оп}} = T_o^c + T_{\text{оп}}^k$$

$$T_{\text{оп}} = 7,4 + 12,3 = 19,7\text{хв.}$$

Час обслуговування робочого місця беремо в процентному відношенні від оперативного часу:

$$T_{\text{обс}}^c = 7,4 + 6,5 = 48,1\%$$

$$T_{\text{обс}}^c = 12,3 + 6,5 = 80\%$$

У дрібносерійному виробництві час на перерив, відпочинок і інші потреби становить 4% від оперативного часу.

Свердлильна операція:

$$T_{\text{обс}}^c = 7,4 \cdot 4 = 29,6\text{хв.}$$

Токарна операція:

$$T_{\text{обс}}^T = 12,3 \cdot 4 = 49,2\text{хв.}$$

Сумарний час на відпочинок і інші потреби:

$$T_{\text{обс}}^c = 29,6 + 49,2 = 78,8\text{хв.}$$

Знаходимо час на виготовлення направляючого упору:

$$T_{\text{оп}} = T_o + T_{\text{доп}} + T_{\text{опор}}$$

$$T_{\text{оп}} = 19,7 + 1,28 + 0,8 = 21,8\text{хв.}$$

Для спрощення розрахунку приймемо, що всі операції виконувалися верстатниками 4-го розряду з тарифною ставкою 55 гр./год.

Вартість виготовлення направляючого упору:

$$C_n = \frac{21,8 \cdot 55}{60} = 20\text{гр./год.}$$

Розрахунок основних деталей проводимо аналогічно.

Розрахунок вартості спожитої електроенергії, як 5% вартості матеріалу.

$$C_c = C_m \cdot 0,05$$

$$C_c = 6400 \cdot 0,05 = 320 \text{ грн.}$$

Визначення цехових і заводських витрат:

Утримання обладнання 103% від заробітної плати:

$$C_c = 8800 \cdot \frac{103}{100} = 9064 \text{ грн.}$$

Цехові витрати 33% від заробітної плати:

$$C_c = 8800 \cdot \frac{33}{100} = 2904 \text{ грн.}$$

Загальноцехові витрати 124% від заробітної плати:

$$C_c = 8800 \cdot \frac{124}{100} = 10912 \text{ грн.}$$

Позавиробничі затрати 1,8% від заробітної плати:

$$C_c = 8800 \cdot \frac{1,8}{100} = 1584 \text{ грн.}$$

Разом вартість виготовлення системи зберігання та автономної подачі додаткового надувного повітря:

$$C_c = 3 + M + C_{\text{п}} + C_{\text{н}} + C_c + C_{\text{в}} + C_{\text{п}} + C_{\text{т}} + C_{\text{тр}} \quad (7.6)$$

$$C_c = 6400 + 8800 + 9064 + 1584 + 10912 + 2904 + 320 + 7600 + 7324 \\ = 54908 \text{ грн.}$$

$$C_c = 54908 \text{ грн.}$$

6.3 Визначення річного економічного ефекту і терміну окупності вкладених витрат

Визначаємо економію палива на 1 кВт. за годину за формулою:

$$\Delta g_e = g_c - g_{c \text{ мод}} \quad (7.7)$$

де:

Δg_e – годинна питома економія палива, г/кВт год.;

$g_c = 251.3$ г/кВт год. – питома витрата моделі двигуна;

$g_{c \text{ мод}}$ – питома витрата палива модернізованого двигуна.

Тоді: $\Delta g_e = 251,3 - 229 = 22,3$ г/кВт . год.

Визначення економії палива модернізованого двигуна протягом однієї години роботи на номінальній потужності.

$$\Delta G_r = \Delta g_e \cdot N_e \quad (7.8)$$

де:

ΔG_r – годинна економія палива модернізованого двигуна;

$N_e = 98,5$ кВт. номінальна потужність модернізованого двигуна.

Після підстановки значень складових у формулу (6.8) отримуємо:

$$\Delta G_r = 22,3 \cdot 98,5 = 219655 \text{ г. або } \Delta G_r = 2,19 \text{ кг.}$$

Розрахунковий фонд часу роботи трактора приймаємо 285 днів у році при 8-ми годинному робочому дні.

$$\text{Тоді: } T_p = 285 \cdot 8 = 2280 \text{ год.}$$

Річну економію палива підраховуємо за формулою:

$$\Delta G_{\text{п}} = T_p \cdot \Delta G_r \quad (6.9)$$

Звідки:

$$\Delta G_{\text{п}} = 2280 \cdot 2,19 = 4993,2 \text{ кг.}$$

Фактична річна економія палива при значенні коефіцієнта використання парку в середньому рівним 0,7 дорівнюватиме:

$$A_{\text{ГТР}} = 0,7 \cdot 4993,2 = 3495 \text{ кг.}$$

Річний економічний ефект від економії палива при вартості 1 кг рівний 46,00 грн. буде:

$$\epsilon_{\text{Г}} = 3495 \cdot 46,00 = 160770 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від підвищення продуктивності праці приймаємо орієнтуючись на трактор-аналог буде рівним:

$$\epsilon_{\text{ГТ}} = 160770 \text{ грн.}$$

Вартість системи повітропостачання модернізованого тракторного дизеля становить:

$$C_{\text{св}} = 54908 \text{ грн.}$$

Термін служби системи повітропостачання становить 8 років. При цьому амортизаційні відрахування будуть рівні:

$$A = 54908/8 = 6863 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від впровадження трактора класу 3 з модернізованим двигуном у сільськогосподарське виробництво складе:

$$\epsilon = \epsilon_{\text{ГПГ}} - A \quad (7.10)$$

Тоді $\epsilon = 160770 - 6863 = 153907$ грн.

Термін окупності вкладених витрат на модернізацію тракторного дизеля

$$T_{\text{ок}} = C_{\text{св}} / \epsilon \quad (7.11)$$

звідки $T_{\text{ок}} = 54908 / 153907 = 0,4$ року.

Висновки по розділу

Виконані розрахунки із визначення очікуваних техніко-економічних показників від впровадження показали, що при вартості розроблюваного форсованого тракторного дизеля 54908 грн. річний економічний ефект складе 153907 грн. при термінові окупності 0,4 року, чим підтверджується доцільність впровадження його у виробництво.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В кваліфікаційній роботі виконано оцінку впливу підвищення одиничної потужності сільськогосподарського класу 3 на його техніко-експлуатаційні показники, за результатами якої було прийнято рішення на форсування дизеля за потужністю.

Вибрано найбільш оптимальний варіант підвищення літрової потужності тракторного дизеля з залученнями наддуву і підвищенням частоти обертання вихідної моделі .

Уточнена потрібна потужність двигуна трактора, обумовлена ступенем підвищення продуктивності МТА .

Визначено параметри системи наддуву форсованого тракторного дизеля, відповідно до якого зроблений вибір агрегату наддуву.

Результати проведеного теплового, силового і перевірочних розрахунків. Визначили хороші економічні характеристики форсованого тракторного дизеля і хороші співпадання конструктивних параметрів форсованого двигуна з конструктивними параметрами вихідної моделі, а також підтвердили роздільну можливість конструкції дизеля типорозміра 120x140 мм до форсування наддувом і за частотою обертання.

Форсований тракторний дизель по наддуву має великий недолік, що в перехідних процесах при збільшенні навантаження викликає дефіцит наддувного повітря, що й визначило необхідність розробки системи зберігання та автоматичної подачі додаткового наддувного повітря.

Розроблена конструкція системи зберігання та автоматичної подачі додаткового наддувного повітря значно удосконалює процес сумішеутворення форсованого тракторного дизеля в перехідних процесах при збільшенні навантаження. Що й визначило підвищення паливної економічності, зниження токсичності і збільшення продуктивності МТА .

Наведено практичні рекомендації з експлуатації та технічного обслуговування модернізованого тракторного дизеля.

Визначено основні заходи з удосконалення техніки безпеки, покращення умов праці механізаторів.

Виконано оцінку доцільності впровадження трактора класу 3 з модернізованим дизелем у виробництво, результати якої визначили річний економічний ефект 153907 грн. з терміном окупності в 0,4 року.

Все це підтверджує доцільність впровадження прийнятих в роботі технічних рішень у виробництво.

Виконані дослідження показують, що розроблена удосконалена система автоматичного регулювання тиску наддувного повітря в циліндри дизельного двигуна забезпечує при розрахованих параметрах стійкі перехідні процеси.

Список використаних джерел

- 1 Автомобільні двигуни: Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. / Підручник. 3-тє видання. Арістей, 2007.476 с.
- 2 Автомобільні двигуни : Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. / підруч. для студентів спец. “Автомобілі та автомобільне господарство” вищ. навч. Закладів / Київ. Арістей, 2004. 438 с.
- 3 Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 6 : надійність ДВЗ / Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / за ред. А. П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. 324 с.
- 4 Автомобільні двигуни [Текст] : підручник для студ. вищ. навч. закладів / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. 2-ге вид. Київ. : Арістей, 2005. 476 с.
- 5 Анісімов В.Ф., Савчинський І.Г. Конструкція і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів. Навчальний посібник / МО і науки України. Вінниця: ВДТУ, 2001, 90 с.
- 6 Трактори та автомобілі. Ч.4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання // Навчальний посібник / В.М. Антощенков, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедєв та інш.; За ред. проф. А.Т. Лебедєва. Харків, 2006.164 с.
- 7 Білоконь Ю.А., Окоча А.І.. Трактори та автомобілі. Київ.: Вища освіта, 2003.
- 8 Білоконь Я.Ю., Окоча А. Трактори і автомобілі: Підручник. Київ.: Урожай, 2002. 318 с.
- 9 Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Електрообладнання. Навчальний посібник. Київ.: Вища освіта, 2001. Ч.2. 243 с.
- 10 Гавриш В.І., Бондаренко В.О. Основи теорії розрахунку мобільних енергетичних засобів: Навчальний посібник. Миколаїв: МДАУ, 2011. 284 с.
- 11 Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / А.Ф. В.Ф. Орлов, О.П. Строков; За ред. А.Ф. Головчука Київ.: Грамота, 2003 Кн.1: Трактори. 336 с.

- 12 Розрахунок автомобільних двигунів // Навчальний посібник / В.Г. Дяченко, В.С. Саловський, В.М. Кропівний та інш.; За ред. к.т.н. В.Г. Дяченка, к.т.н. В.С. Саловського. Кіровоград : КДТУ, 2003. 266 с.
- 13 Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник 5-е вид. Київ.: Либідь, 2005.275 с.
- 14 Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. Київ: Либідь, 2000 399 с.
- 15 Лебедев А.Т., Антощенко В.М., Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Ч.3. Шасі // Навчальний посібник / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та інш.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. Київ.: Вища школа, 2004. 336 с.
- 16 Марченко, А. П. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст] : серія підручників у 6 т. Т. 1 : Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов ; за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. 384 с.
- 17 Марченко, А. П. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст] : серія підручників у 6 т. Т. 2 : Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов ; за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. 288 с.
- 18 Марченко, А. П. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст] : серія підручників у 6 т. Т. 3 : Комп'ютерні системи керування ДВЗ / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов ; за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. 344 с.
- 19 Пильов, В. О. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст] : серія підручників у 6 т. Т. 4 : Основи САПР ДВЗ / В. О. Пильов, А. Ф. Шеховцов ; за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. 336 с.
- 20 Стефановський Б.С., Білоконь Я.Ю., Бобильов Ю.А. Теоретичні основи використання автотракторних двигунів. Київ.: Вища школа, 2008. 280 с.
- 21 Тимченко І.І. Автомобільні двигуни / І. І. Тимченко, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов . Харків: Основа, 2005.420 с.

- 22 Трактори і автомобілі. Автотракторні двигуни. Навчальний посібник.
М.Г.Сандомирський, М.Ф.Бойко, А.Т.Лебедев та ін.; За ред. проф.
А.Т.Лебедева. Київ.: Вища школа., 2000. Ч.1. 357 с.
- 23 Трактори та автомобілі: Підручник / Я.Ю.Білоконь, А.І.Окоча,
С.О.Войцехівський. Київ.: Вища школа, 2003. 560 с.: іл.
- 24 Форнальчик Є.Ю. Технічна експлуатація та надійність автомобілів /
Є.Ю.Форнальчик, М.С. Оліскевич, О.Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо. Львів: Афіша,
2004. 492 с.

ДОДАТКИ

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

**«Дослідження системи автоматичного
регулювання повітропостачання в камеру
згоряння дизельного двигуна»**

освітній ступень «Магістр»
спеціальність 208 «Агроінженерія»

Здобувач Назар ВІЛНІНСЬКИЙ
Керівник: Віктор ДУГАНЕЦЬ

2025

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ.

Однією з умов підвищення продуктивності праці є різке збільшені кількості високоенергонасичених конструкцій тракторів машинно-тракторному парку, що веде до безперервного зниження питомої металоємності тракторів, тобто змусити працювати більше ефективно кожен кілограм їх конструкції і за рахунок цього зниження ущільнюючої впливу ходового апарату тракторів на ґрунт і підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Збільшити енергонасиченість сільськогосподарських тракторів можливе підвищення одиниці годинної потужності, які передбачається отримати використанням на них перспективних конструкцій високоекономічних і малотоксичних двигунів внутрішнього згорання насамперед дизельних, які розташовують найкращими показникам токсичності і паливної економічності.

Дизельні двигуни внутрішнього згорання, як джерела первинної енергії мобільно-енергетичних засобів, незважаючи на постійні їх удосконалення, не задовольняють цих вимог, тому в теперішній час ведуться пошуково-дослідницькі роботи, направлені на використання принципово нових схем і конструкцій двигунів з малою затратою палива і більшою потужністю, в тому числі за рахунок потенціальної енергії стисненого повітря. Цьому новому напрямку розвитку повітряних двигунів сприяє поява принципово нових перетворювачів стисненого повітря в обертовий рух. Конструктивною особливістю їх є відсутність складного кривошипно-шатунного механізму, обмежуючого частоту обертання і можливість зменшення рухомих мас через великі сили інерції при переході поршнів верхньої і нижньої мертвої точок.

МЕТА І ЗАДАЧІ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Метою роботи є розробка і дослідження форсованого дизельного двигуна з системою автоматичного регулювання тиску в циліндрах дизеля, для підвищення потужності. Для досягнення сформульованої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- прийняти конструктивну схему дизельного двигуна і обґрунтувати можливість її використання на сільськогосподарському мобільно-енергетичному засобі;
- вивчити вплив конструктивних параметрів динамічних ланок на стійкість автоматичної системи регулювання;
- визначити числові значення параметрів відцентрового регулятора, при яких забезпечується стійка робота дизеля з турбонадувом на швидкісних і навантажувальних режимах роботи;
- привести техніко-економічний розрахунок впровадження розробку виробництва.

1 ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ФОРСУВАННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ НА ЙОГО МОДЕРНІЗАЦІЮ

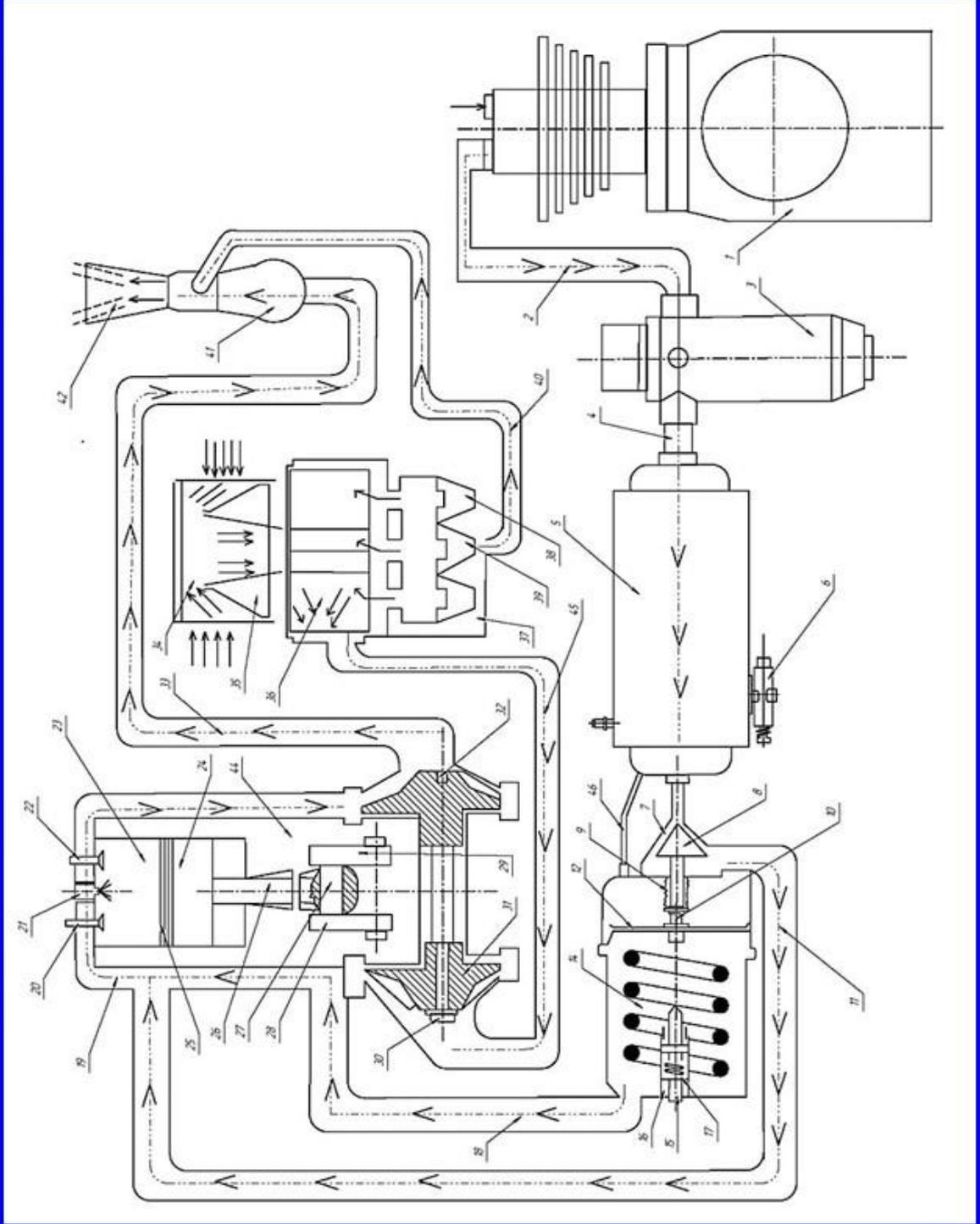
За результатами порівняльних випробувань тракторів класу 3 з двигунами потужністю: 56,30; 66,93; 83,48; 89,73; 111,06 кВт виконано оцінку впливу підвищення одиничної потужності трактора на його техніко-експлуатаційні показники.

Вибрано спосіб для форсування тракторного дизеля за потужністю: для вихідної моделі дизеля типорозміру 120 x 140 мм сільськогосподарського класу 3 залучено наддв, а в якості додаткового способу для можливого збільшення його потужностей - незначне підвищення частоти обертання.

Визначено потужність тракторного дизеля, необхідної для забезпечення зростання продуктивності МТА, що становить 98,5 кВт.

Поставлено завдання на модернізацію тракторного дизеля.

Принципова схема відомої системи повітропостачання дизеля



2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НАДДУВУ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ І ВИБІР АГРЕГАТУ

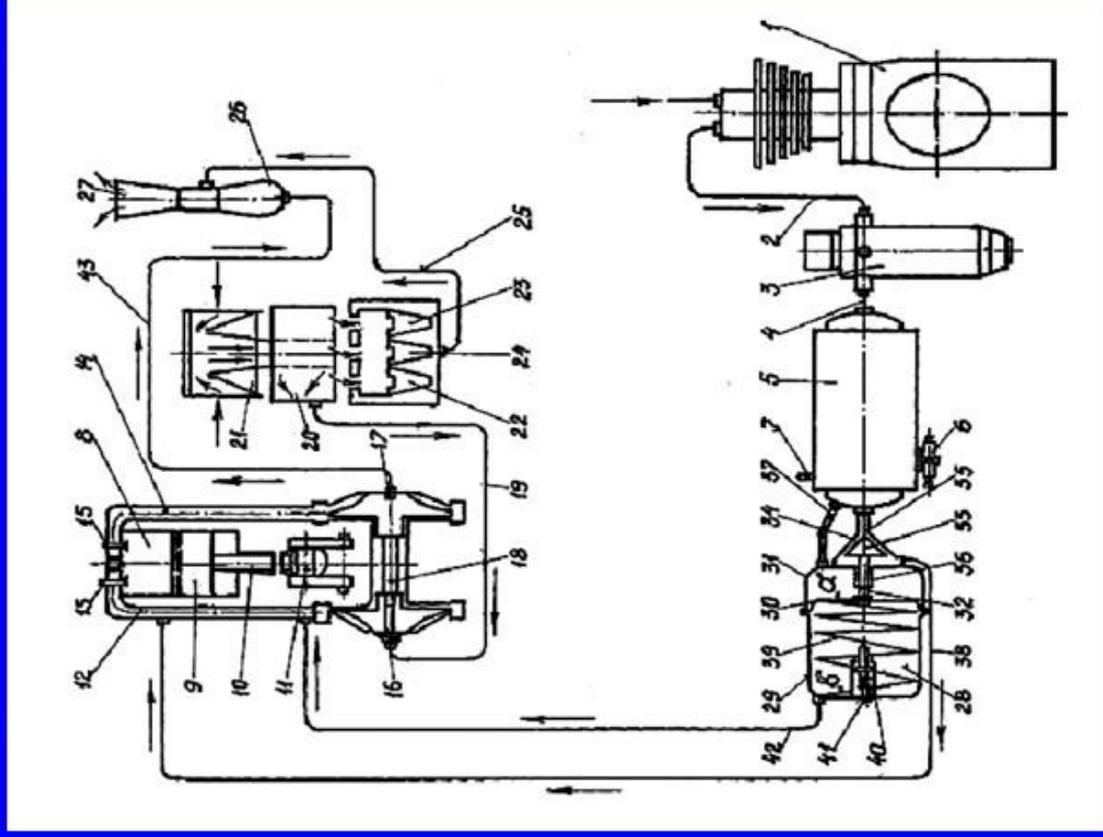
Визначено параметри системи наддуву.

Вибрано агрегати наддуву.

Складено принципову схему системи наддуву форсованого тракторного дизеля.

Розроблена принципова схема системи наддуву форсованого тракторного дизеля, яка включає в себе двигун, випускний такт, турбіну, повітроочисник, компресор і впускний тракт, а також особливостей конструкції вихідної моделі та рекомендації роботи по удосконаленню тракторного дизеля.

ПРИНЦИПОВА СХЕМА СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ
НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ В ЦИЛІНДРАХ ДИЗЕЛЯ



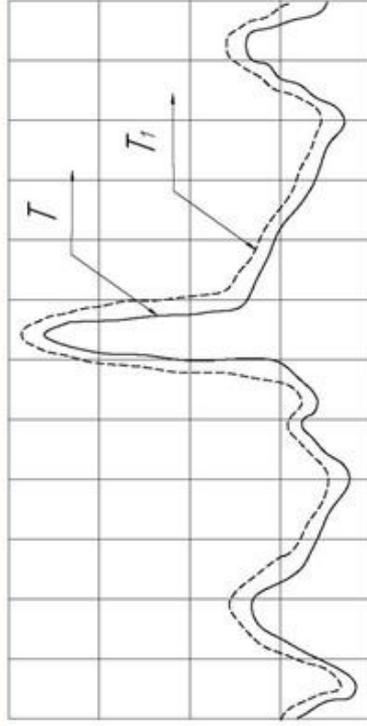
З ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Виконано тепловий розрахунок форсованого тракторного дизеля. Вибрано паливо, визначено параметри робочого тіла, навколишнього середовища і залишкових газів. Визначено параметри процесів впуску, стиснення, згоряння та розширення. Визначено індикаторні параметри робочого циклу, ефективних показників дизеля. Визначено основні конструкційні характеристики форсованого тракторного двигуна.

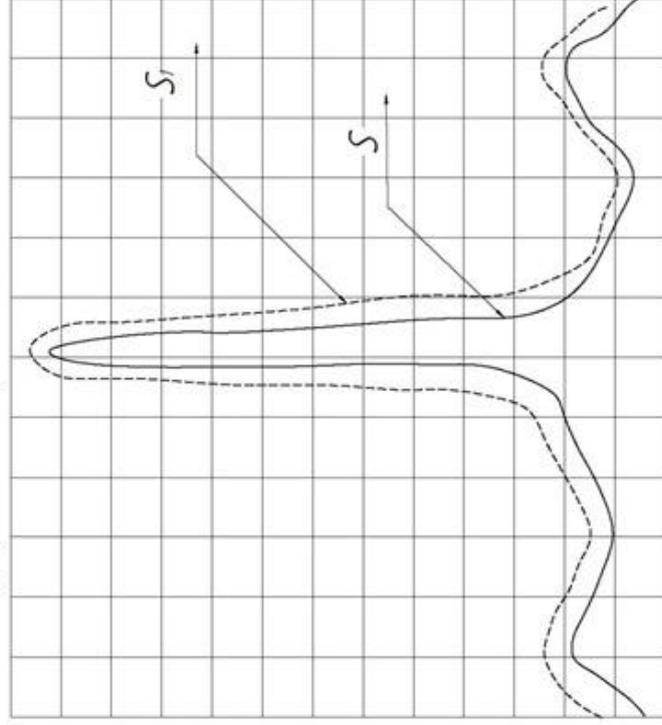
Виконано розрахунок індикаторної діаграми.

Визначено значення параметрів зовнішньої швидкісної характеристики форсованого тракторного дизеля.

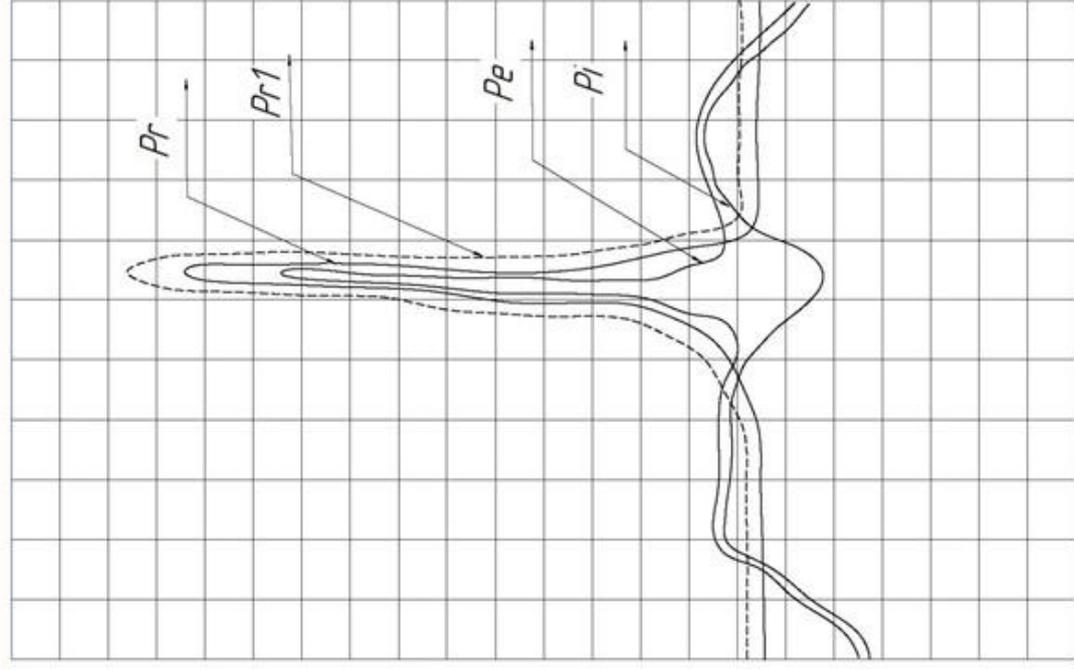
За отриманими значеннями силового розрахунку розроблено оцінку роздільної можливості конструкції вихідної моделі тракторного дизеля до форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання.



Графік тангенціальної сили



Графік сили Z



Збірний графік сил P_r, P_i, P_e

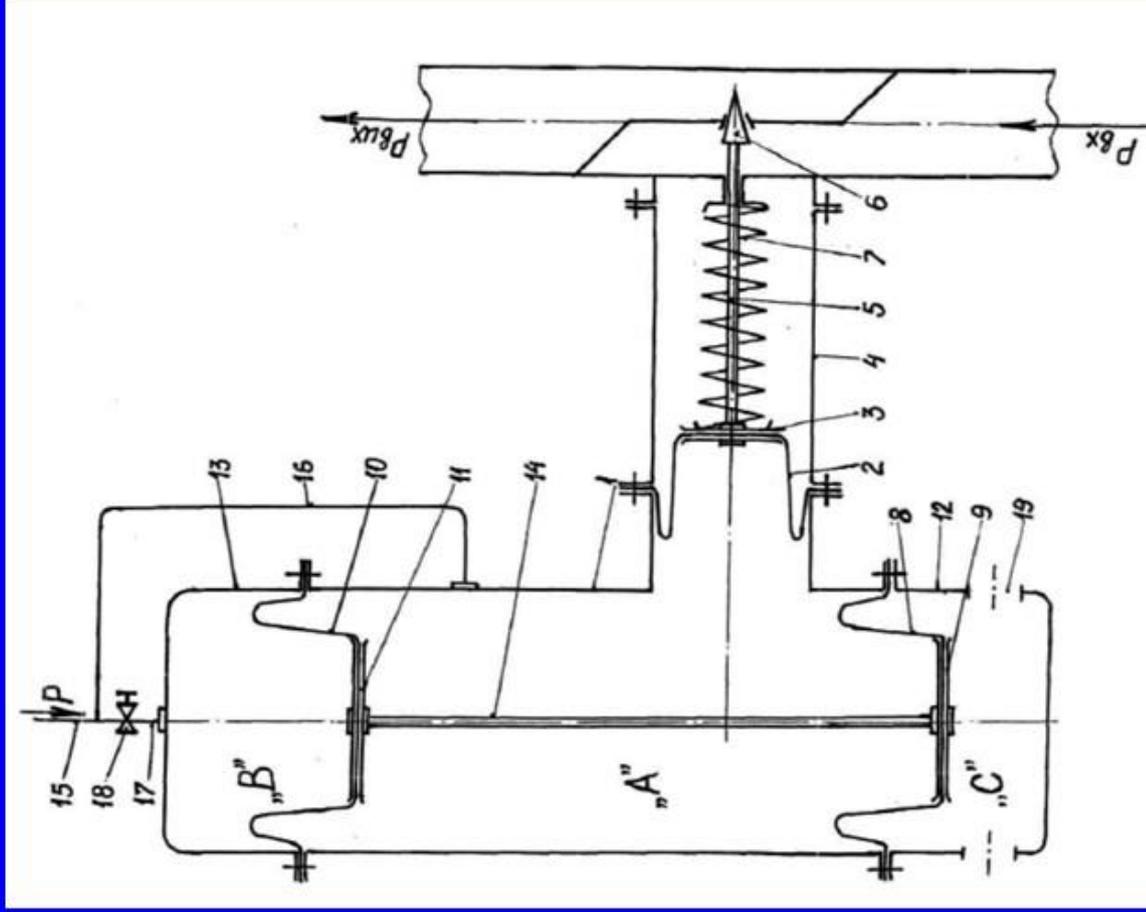
4 ОЦІНКА РОЗДІЛЬНОЇ МОЖЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ВИХІДНОЇ МОДЕЛІ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ДО ФОРСУВАННЯ ЗА СЕРЕДНІМ ЕФЕКТИВНИМ ТИСКОМ І ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ

Виконано розрахунок поршня та поршневого пальця.

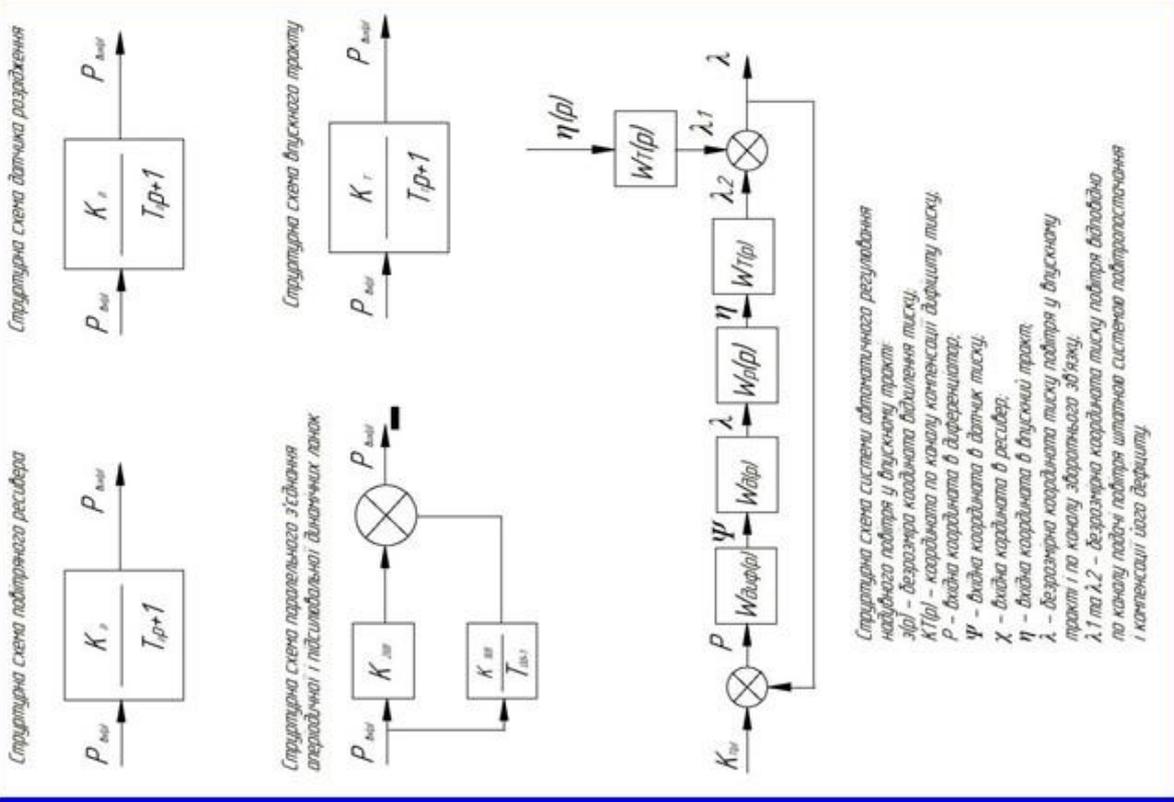
Визначена експериментальна оцінка температурного стану деталей форсованого дизеля, його ефективність із залученням наддуву і підвищення частоти обертання стверджує, що за умови відповідності основних конструктивних і геометричних характеристик бази та її модифікації, максимальна потужність збільшиться, питома витрата палива знизиться і збережеться моторесурс тракторного дизеля.

ПНЕВМАТИЧНИЙ ДІАФРАГМОВИЙ ДИФЕРЕНЦІАТОР

10



СТРУКТУРНІ СХЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ



5 АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ФОРСОВАНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ІЗ ЗАЛУЧЕННЯМ НАДДУВУ І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ЇХ МОДЕРНІЗАЦІЇ

Розроблена математична модель системи автоматичного регулювання подачі додаткового наддувного повітря, за якими одержані диференційні рівняння руху і передаточні функції датчика розрідження, повітряного ресивера, пневматичного диференціатора, впускного тракту.

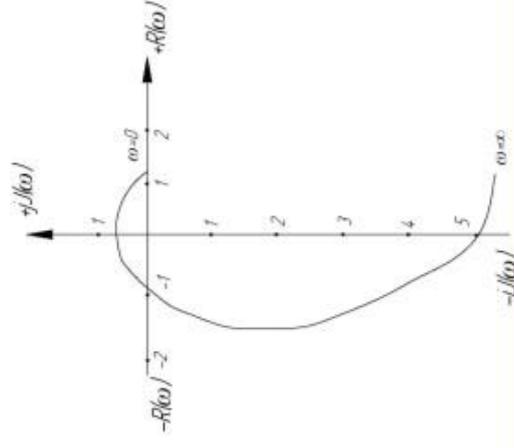
Одержані рівняння руху всієї системи автоматичного регулювання тиску, за якими виконані дослідження її роботоздатності з використанням вектора Михайлова. За дослідженням виявлено, що вектор, починаючи з дійсної осі при зміні ω від 0 до ∞ по черзі проходить три квадранти і направляється в четвертий, що підтверджує роботоздатність системи автоматичного регулювання тиску наддувного повітря в циліндрах дизеля.

ХАРАКТЕРИСТИЧНЕ РІВНЯННЯ РУХУ СИСТЕМИ

Значення дійсної та уявної частини
характеристичного рівняння

ω	$R(\omega)$	$jI(\omega)$
0	1	0
10	1,214	0,895
15	0,968	1,777
20	-2,787	1,854
25	-5,37	0,4891
30	-7,584	-6,321
35	-5,8892	-10,038
40	-3,1234	-12,61
60	2,4621	-14,083
100	8,454	-21,078

Фазо-амплітудно-частотна характеристика



Диференційне рівняння в операторній формі:

$$A_4 \frac{d^4 \lambda^4}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 \lambda^3}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 \lambda^2}{dt^2} + A_1 \frac{d \lambda}{dt} + A_0 = B_3 \frac{d^3 \tau}{dt^3} + B_2 \frac{d^2 \tau}{dt^2} - B_1 \frac{d \tau}{dt} + B_0 \tau$$

14

Рух системи автоматичного регулювання тиску описується диференційним рівнянням:

$$0,14158 \frac{d^4 \lambda^4}{dt^4} + 0,2413 \frac{d^3 \lambda^3}{dt^3} + 0,06968 \frac{d^2 \lambda^2}{dt^2} - 0,241 \frac{d \lambda}{dt} + \lambda = 0,01344 \frac{d^3 \tau}{dt^3} + 0,02433 \frac{d^2 \tau}{dt^2} - 0,283 \frac{d \tau}{dt} + \tau$$

Характеристичне рівняння системи дослідження удосконаленої системи на стійкість:

$$0,14158 \frac{d^4 \lambda^4}{dt^4} + 0,2413 \frac{d^3 \lambda^3}{dt^3} + 0,06968 \frac{d^2 \lambda^2}{dt^2} - 0,241 \frac{d \lambda}{dt} + \lambda = 0$$

Спрощене рівняння:

$$0,14158 jw^4 + 0,2413 jw^3 + 0,06968 jw^2 - 0,241 jw = 0$$

Комплексна частина з останнього рівняння:

$$G(jw) = R(w) + jJ(w)$$

де: $R(w)$ – дійсна частина характеристичного рівняння;

$jJ(w)$ – уявна частина характеристичного рівняння

Дійсна частина характеристичного рівняння:

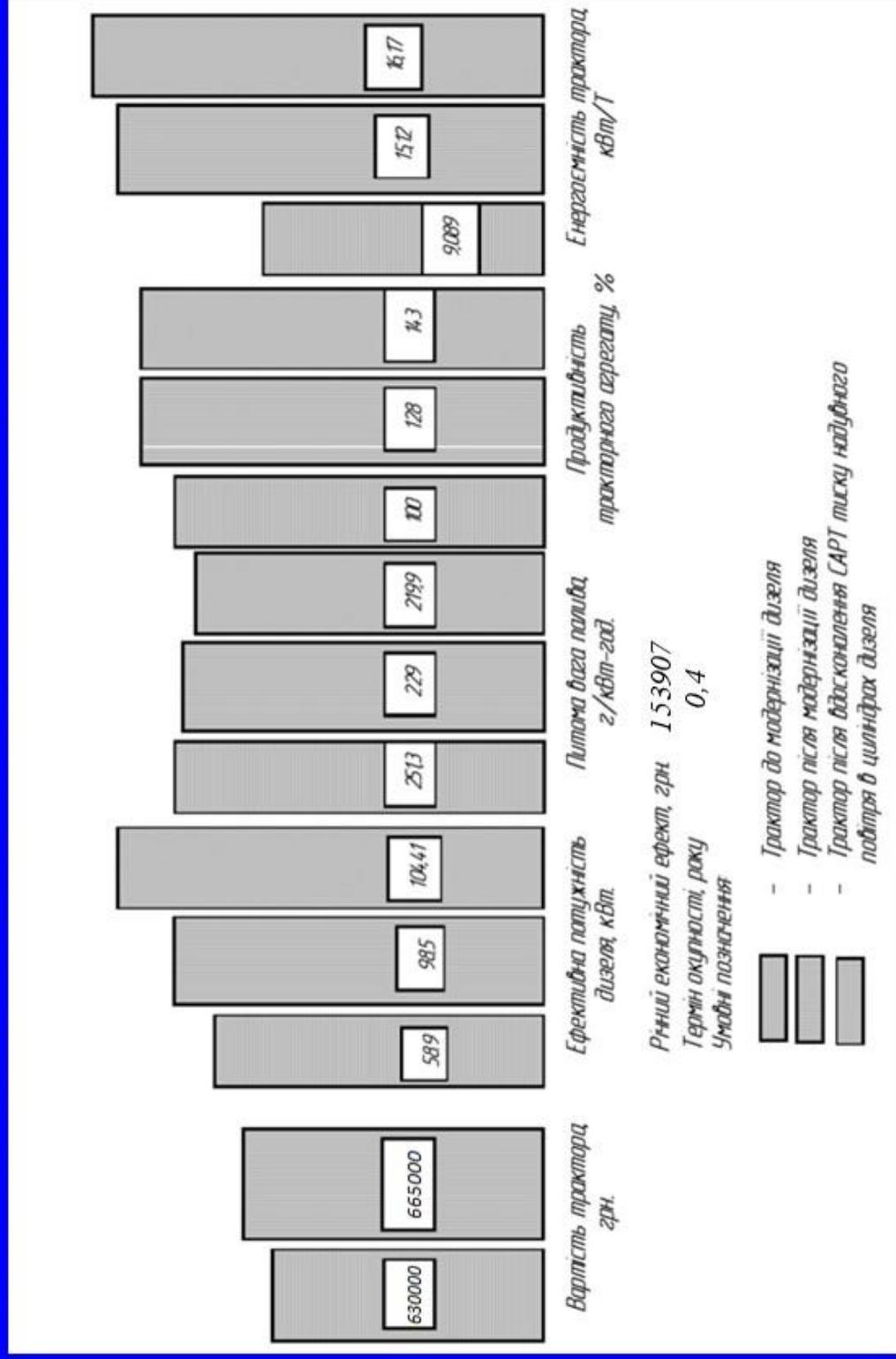
$$R(w) = 0,14158 jw^4 - 0,06968 jw^2 + 1 = 0$$

Характеристичне рівняння для знаходження відповідних значень частоти:

$R(w)$ та $jJ(w)$, від $w=0$ та $w=\infty$

$$jJ(w) = -0,2413 jw^3 + 0,241 jw = 0$$

ОЧІКУВАНІ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ



ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У кваліфікаційній роботі виконано оцінку впливу підвищення одиничної потужності трактора класу 3 на його техніко-експлуатаційні показники, за результатами якої було прийнято рішення на форсування дизеля за потужністю.

Вибрано найбільш оптимальний варіант підвищення літрової потужності тракторного дизеля з залученнями наддуву і підвищенням частоти обертання вихідної моделі .

Уточнена потрібна потужність двигуна трактора, обумовлена ступенем підвищення продуктивності МТА .

Визначено параметри системи наддуву форсованого тракторного дизеля, відповідно до якого зроблений вибір агрегату наддуву.

Результати проведеного теплового, силового і перевірочних розрахунків. Визначили хороші економічні характеристики форсованого тракторного дизеля і хороші співпадання конструктивних параметрів форсованого двигуна з конструктивними параметрами вихідної моделі, а також підтвердили роздільну можливість конструкції дизеля типорозміра 120x140 мм до форсування наддувом і за частотою обертання.

Форсований тракторний дизель по наддуву має великий недолік, що в перехідних процесах при збільшенні навантаження викликає дефіцит наддувного повітря, що й визначило необхідність розробки системи зберігання та автоматичної подачі додаткового наддувного повітря.

Розроблена конструкція системи зберігання та автоматичної подачі додаткового наддувного повітря значно удосконалює процес сумішотворення форсованого тракторного дизеля в перехідних процесах при збільшенні навантаження. Що й визначило підвищення паливної економічності, зниження токсичності і збільшення продуктивності МТА .

Наведено практичні рекомендації з експлуатації та технічного обслуговування модернізованого тракторного дизеля.

Визначено основні заходи з удосконалення техніки безпеки, покращення умов праці механізаторів.

Виконано оцінку доцільності впровадження трактора класу 3 з модернізованим дизелем у виробництво, результати якої визначили річний економічний ефект 153907 грн. з терміном окупності 0,4 року.

Виконані дослідження показують, що розроблена удосконалена система автоматичного регулювання тиску наддувного повітря в циліндри дизельного двигуна забезпечує при розрахованих параметрах стійкі перехідні процеси.

ДЯКУЮ ЗА УВАГУ!