

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

“ ___ ” _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення потужності двигуна базової конструкції за рахунок вдосконалення
елементів паливної апаратури»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Сівак І.М.
(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Степанов О.В.
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Запорізький Тарас Михайлович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

“ ” 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Запорізький Тарас Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення потужності двигуна базової конструкції за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 19.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Нормативно довідкова література. Види та характеристики паливних систем дизельних ДВЗ.

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

1 Обґрунтування модернізації двигуна

2 Тепловий розрахунок двигуна

2.1 процес впуску

2.2 Процес стиснення

2.3 Процес згорання

2.4 Процес розширення

2.5 Індикаторні показники роботи двигуна

2.6 Тепловий баланс двигуна

3 Динамічний розрахунок

3.1 Динамічний розрахунок двигуна

3.2 Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

в координатах

3.3. Побудова розгорнутої діаграми питомих сил інерції поступально рухомих мас в координатах P_j -

3.4 Побудова розгорнутої діаграми питомих тангенціальних сил в координатах $t - \alpha$

3.5 Побудова сумарної діаграми питомих тангенціальних сил

при сумісній роботі всіх циліндрів двигуна в координатах $t_{\text{сум}} - \alpha$

3.6 Перевірка правильності виконаних розрахунків

3.7 Визначення моменту інерції маховика двигуна по заданій ступені нерівномірності ходу

4 Тяговий розрахунок трактора

4.1 Розрахунок основних параметрів трактора

4.2 Розрахунок параметрів для побудови регуляторної

характеристики дизеля

- 4.3 Ефективний крутний момент
 - 4.4 Ефективна питома витрата палива
 - 4.5 Часова витрата палива
 - 4.6 Параметри необхідні для побудови регуляторної характеристики
 - 4.7 Розрахунок передаточних чисел трансмісії
 - 4.8 Розрахунки для побудови тягової характеристики трактора
 - 5 Система живлення дизельного двигуна
 - 6 Форсунка з двофазною системою впорскування
 - 6.1 Аналіз відомих конструктивних рішень, що забезпечують формовані фази приску
 - 6.2 Опис конструкції форсунки та її роботи для забезпечення ступінчатої подачі палива
- Висновки
- Список використаних джерел

Перелік графічного матеріалу

1. Графіки до динамічного розрахунку двигуна;
2. Тягова характеристика колісного трактора;
3. Схема форсунки та графіки інтегральна характеристика та диференціальна характеристика;
4. Схема системи живлення;
5. Графік залежностей показників двигуна при збільшенні тиску впорскування
6. Висновки

Дата видачі завдання «__» _____ 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Степанов О.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Запоріжський Т.М.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота складається з 50 сторінок друкованого тексту, 6 розділів, 3 рисунків, 8 таблиці, 13 літературних джерел.

Мета дослідження: підвищення потужності двигуна базової конструкції за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури на двигуні 6-ЧН-115/130.

Об'єкт дослідження: процес зміни потужних показників двигунів сільськогосподарських тракторів при використанні форсунку з подвійним впорскуванням.

Методи дослідження: в даній роботі використано форсунку з подвійним впорскуванням, тобто, на початку впорскування голка розпилювача підіймається на малу висоту, при цьому до камери згоряння подається невелика частина циклової подачі при меншому тиску, а у другій фазі впорскування на голку розпилювача починає діяти додаткова пружина, при цьому для підняття пружини тиск буде зростати і залишок циклової подачі палива буде потрапляти в камеру згоряння під номінальним тиском, забезпечуючи краще сумішоутворення та згоряння. Але завдяки розділенню загальної кількості палива циклової подачі на дві фази впорскування отримуємо більш «пологе» зростання тиску у камері згоряння і, як результат, зменшення ударних навантажень на циліндро-поршньову групу, кривошипно-шатунний механізм та покращення виконання функції маховика, не змінюючи конструкцію цих елементів.

Практичне значення отриманих результатів. Практична цінність одержаних результатів підводить науково-практичну базу для вирішення важливої науково-прикладної проблеми, що пов'язана з використанням машинно-тракторних агрегатів шляхом забезпечення працездатності двигунів сільськогосподарських тракторів за рахунок застосування форсунку з подвійним впорскуванням.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Обґрунтування модернізації двигуна 6 ЧН 115/130.....	6
2 Тепловий розрахунок двигуна.....	9
2.1 процес впуску.....	9
2.2 Процес стиснення.....	10
2.3 Процес згорання.....	11
2.4 Процес розширення.....	13
2.5 Індикаторні показники роботи двигуна.....	16
2.6 Тепловий баланс двигуна.....	18
3 Динамічний розрахунок.....	22
3.1 Динамічний розрахунок двигуна.....	22
3.2 Побудова розгорнутої індикаторної діаграми в координатах $P_{надл} - \alpha$	24
3.3. Побудова розгорнутої діаграми питомих сил інерції поступально рухомих мас в координатах $P_j - \alpha$	26
3.4 Побудова розгорнутої діаграми питомих тангенціальних сил в координатах $t - \alpha$	28
3.5 Побудова сумарної діаграми питомих тангенціальних сил при сумісній роботі всіх циліндрів двигуна в координатах $t_{сум} - \alpha$	30
3.6 Перевірка правильності виконаних розрахунків.....	30
3.7 Визначення моменту інерції маховика двигуна по заданій ступені нерівномірності ходу.....	31
4 Тяговий розрахунок трактора.....	33
4.1 Розрахунок основних параметрів трактора.....	33
4.2 Розрахунок параметрів для побудови регуляторної характеристики дизеля.....	34
4.3 Ефективний крутний момент.....	34
4.4 Ефективна питома витрата палива.....	35
4.5 Часова витрата палива.....	35

4.6 Параметри необхідні для побудови регуляторної характеристики.....	33
4.7 Розрахунок передаточних чисел трансмісії.....	36
4.8 Розрахунки для побудови тягової характеристики трактора.....	37
5 Система живлення дизельного двигуна.....	38
6 Форсунка з двофазною системою впорскування.....	39
6.1 Аналіз відомих конструктивних рішень, що забезпечують формовані фази приску.....	40
6.2 Опис конструкції форсунки та її роботи для забезпечення ступінчатої подачі палива.....	41
Висновки.....	43
Список використаних джерел.....	44
Додатки.....	46

ВСТУП

Сільське господарство – є одна з найважливіших галузей праці. Вона охоплює весь світ і не залишає байдужою жодну країну. Напрямок вдосконалення виробництва продукції сільського господарства полягає у перетворенні процесів, що виконуються вручну, процесами, що виконуються механічно за допомогою механізмів – механічно. В той же час, механізовані процеси також потребують вдосконалення у зв'язку з підвищенням рівня технологій в інших сферах діяльності людини. Тому сьогодення сільськогосподарської галузі – це вдосконалення механізованих процесів та отримання кращих результатів праці, застосовуючи мінімум технологічних зусиль.

Важливими складовими у процесі виробництва продукції сільського господарства є трактор та автомобіль. Та первинне значення має трактор. Тому, що при агрегуванні робочої машини з трактором можливе отримання найрізноманітніших варіантів агрегатів для виконання великої кількості операцій.

Основним компонентом цієї ланки є двигун – тобто джерело енергії. Як правило джерелом є дизельний двигун. Він найкраще відповідає умовам застосування та всім іншим параметрам. На даний час вдосконалюються різні технічні та технологічні фактори тракторів та машин і одним із об'єктів розвитку розглядають двигун, підвищуючи його показники економічності, потужності, довговічності та інші.

В даній дипломній роботі закладено і вирішено проблему підвищення потужності двигуна базової конструкції за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури на двигуні 6-ЧН-115/130.

1 ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДВИГУНА 6-ЧН-115/130

Підвищення продуктивності тракторного агрегату досягається зростанням потужності двигуна. Тому одна з основних тенденцій розвитку та вдосконалення сучасних двигунів внутрішнього згорання – підвищення його потужності.

Існує декілька способів підвищення потужності двигунів:

- збільшення числа оборотів;
- збільшення числа і об'єму циліндрів;
- застосування турбонаддува;
- збільшення тиску впорскування палива.

При використанні першого методу з підвищенням числа оборотів погіршується індикаторний ККД, через розтягування процесу згорання на лінію розширення а також збільшуються механічні втрати, що призводить до зниження механічного ККД. В результаті знижується ефективний ККД., тобто погіршується економічність.

При збільшенні числа та об'єму циліндрів збільшується конструктивна вага двигуна, виникає перевитрата металу та інших матеріалів, збільшуються витрати на технічне обслуговування, а також габарити агрегату.

З використанням турбонаддуву підвищення потужності двигуна відбувається внаслідок форсування по середньому ефективному тиску за рахунок збільшення тиску наддуву і циклової подачі палива, тобто використання газотурбінного наддуву, що дозволяє збільшити повітряний заряд циліндра, а відповідно і спалити більшу масу палива. Наслідком цього є збільшення середнього тиску газів та потужності двигуна без збільшення його розмірів [1].

При виконанні способу підвищення тиску впорскування відбувається покращення розпилювання палива і, як слідкуюче, підвищення якості утворення суміші і якості згорання, що приводить до збільшення питомої потужності не змінюючи робочого об'єму циліндра.

Водночас з цим, з'являється проблема збільшення жорсткості роботи двигуна. Жорсткість роботи це характеристика, що відповідає за темп зростання тиску на кут повороту колінчастого валу. Чим цей показник більший тим жорсткіший цикл і тим коротший час експлуатації відповідних вузлів двигуна[2].

Тому в даній роботі використано форсунку з подвійним впорскуванням, тобто, на початку впорскування голка розпилювача підіймається на малу висоту, при цьому до камери згоряння подається невелика частина циклової подачі при меншому тиску, а у другій фазі впорскування на голку розпилювача починає діяти додаткова пружина, при цьому для підняття пружини тиск буде зростати і залишок циклової подачі палива буде потрапляти в камеру згоряння під номінальним тиском, забезпечуючи краще сумішоутворення та згоряння. Але завдяки розділенню загальної кількості палива циклової подачі на дві фази впорскування отримуємо більш «пологе» зростання тиску у камері згоряння і, як результат, зменшення ударних навантажень на циліндро-поршньову групу, кривошипно-шатунний механізм та покращення виконання функції маховика, не змінюючи конструкцію цих елементів.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Задачею теплового розрахунку є визначення основних розмірів двигуна, навантажень від газових сил на поршень залежно від його переміщення і економічних показників роботи двигуна. Розрахунок полягає у визначенні параметрів основних точок індикаторної діаграми в якій завершується процес, що розглядається, індикаторних і ефективних показників двигуна та його основних розмірів, а також літрової потужності двигуна, що характеризує ступінь використання робочого об'єму циліндра [3,11].

Виконуючи розрахунок паралельно проведемо два додаткових розрахунки для отримання даних щодо впливу факторів, які впроваджуються для досягнення задачі дипломної роботи, на ефективні показники роботи двигуна. Результати паралельних розрахунків зведені в Таблицю 2.1 в кінці розрахунків.

Вихідні дані:

1. Тип двигуна - дизельний (типу 6-ЧН-115/130 з наддувом та охолоджувачем).
2. Ефективна потужність – $N_e = 144$ кВт(базова)
3. Номінальна кутова швидкість обертання колінчатого вала – $\omega = 219,9$ с⁻¹.
4. Елементарний склад палива в долях по масі – $g_c = 0,856$, $g_h = 0,134$, $g_o = 0,01$.
5. Нижча теплотворна здатність палива - $Q_H^p = 42900$ кДж/кг.
6. Ступінь стиснення - $\varepsilon = 15$.
7. Число циліндрів - $i = 6$.
8. Тиск оточуючого середовища – $P_0 = 100$ кПа.
9. Температура оточуючого середовища – $T_0 = 288$ К.
10. Коефіцієнт наповнення – $\eta_v = 0,84$.
11. Тиск кінця вихлопу $P_r = 168$ кПа;
12. Температура кінця вихлопу $T_r = 912,3$ К;

13. Підігрів свіжого заряду $\Delta T = 10$;
14. Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,75$;
15. Коефіцієнт використання тепла $\xi = 0,8$ (базовий варіант), $\xi^1 = 0,83$,
 $\xi^2 = 0,86$;
16. Ступінь підвищення тиску становить: $\lambda = 1,5$ (базовий варіант), $\lambda^1 = 2$, $\lambda^2 = 2,2$;
17. Середній показник політропи розширення $n_2 = 1,24$;
18. Коефіцієнт неповноти індикаторної діаграми $\varphi = 0,94$;
19. Відношення ходу поршня до діаметра циліндра $\psi = 0,885$;

2.1 Процес впуску

а) Визначаємо коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{P_r \cdot (T_k - \Delta T_{охол})}{P_k \cdot T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}, \quad (2.1)$$

де – P_r – тиск кінця вихлопу, $P_r = 1,68 \cdot 10^2$;

$T_k = 355$ К - температура повітря після компресора;

$P_k = 160$ кПа;

η_v – коефіцієнт наповнення;

ε – ступінь стиснення.

$$\gamma = \frac{1,68 \cdot 10^2 \cdot (355 - 40)}{160 \cdot 800 \cdot 0,78(15 - 1)} = 0,03786.$$

Величину T_k підраховуємо по формулі :

$$T_k = T_o \left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (2.2)$$

де - $T_o = T_k - T_{ох} = 288$ К;

$P_k = 165$ кПа;

P_o – тиск навколишнього середовища $P_o = 100$ кПа;

n_k – середній показник політропи стиснення в компресорі = 1,8;

$$T_k = 288 \left(\frac{160}{100} \right)^{\frac{1,8-1}{1,8}} = 355 \text{ К}.$$

б) Визначаємо температуру кінця впускання

(визначається в Кельвінах):

$$T_a = \frac{(T_K - \Delta T_{охол}) + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (2.3)$$

де – ΔT – підігрів свіжого заряду $\Delta T = 7$ К;

$$T_a = \frac{355 + 7 + 0,03786 \cdot 800}{1 + 0,03786} = 342,3 \text{ К}.$$

в) Визначаємо тиск кінця впускання:

$$P_a = \frac{T_a}{\varepsilon} \left[\frac{\eta_v P_K (\varepsilon - 1)}{T_K - \Delta T_{охол}} + \frac{P_r}{T_r} \right], \quad (2.4)$$

$$P_a = \frac{342,3}{15} \left[\frac{0,78 \cdot 160 \cdot (15 - 1)}{355 - 40} + \frac{1,68 \cdot 10^2}{800} \right] = 1,314 \cdot 10^2 \text{ еїа}.$$

2.2 Процес стиснення

а) Визначаємо середній показник політропи стиснення:

$$n_1 = 1,41 - \frac{10,45}{\omega_{ен}}, \quad (2.5)$$

де – $\omega_{ен}$ - кутова швидкість колінчастого валу;

$$n_1 = 1,41 - \frac{10,45}{219,9} = 1,362.$$

б) Визначаємо тиск кінця стиснення:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (2.6)$$

$$P_c = 1,314 \cdot 10^2 \cdot 15^{1,362} = 52,52 \cdot 10^2 \text{ кПа}.$$

в) Визначення температури кінця стиснення:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (2.7)$$

$$T_c = 342,3 \cdot 15^{1,362 - 1} = 912,3 \text{ К}.$$

2.3 Процес згорання

а) Визначаємо теоретично необхідну кількість повітря в моль для згорання 1 кг палива:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_h}{4} - \frac{g_o}{32} \right), \quad (2.8)$$

де – g_c ; g_h ; g_o - елементарний склад палива і рівно відповідно = 0,856; 0,134; 0,01.

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,856}{12} + \frac{0,134}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,5 \text{ моль/кг.}$$

б) Визначаємо дійсну кількість повітря:

$$L = \alpha \cdot L_o, \quad (2.9)$$

де – $\alpha = 1,75$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$$L = 1,6 \cdot 0,5 = 0,8 \text{ моль/кг.}$$

в) Визначаємо число моль продуктів згорання на 1 кг палива:

$$M = L + \frac{g_h}{4} + \frac{g_o}{32}, \quad (2.10)$$

$$M = 0,8 + \frac{0,134}{4} + \frac{0,01}{32} = 0,834 \text{ моль/кг.}$$

г) Визначаємо теоретичний коефіцієнт молярної зміни:

$$\mu_o = \frac{M}{L}, \quad (2.11)$$

$$\mu_o = \frac{0,834}{0,8} = 1,04.$$

д) Визначаємо дійсний коефіцієнт молярної зміни:

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (2.12)$$

$$\mu = \frac{1,04 + 0,038}{1 + 0,38} = 1,04.$$

е) Визначаємо середню молярну теплоємність продуктів згорання при $V = \text{const}$ в кінці процесу стиснення:

$$\mu c_{vm}^c = 20,1 + 1,735 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \quad (2.13)$$

$$\mu c_{vm}^c = 20,1 + 1,735 \cdot 10^{-3} \cdot 856,2 = 21,59 \text{ кДж / моль} \cdot \text{K}.$$

ж) визначаємо середню молярну теплоємність продуктів згорання при $p = \text{const}$:

$$\mu c_{pm}^z = 28,314 + \frac{0,92}{\alpha} + \left(\frac{13,8}{\alpha} + 15,45 \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \quad (2.14)$$

$$\mu c_{pm}^z = 28,314 + \frac{0,92}{1,75} + \left(\frac{13,8}{1,75} + 15,45 \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = 28,84 + 23,34 \cdot 10^{-4} \cdot T_z.$$

Надалі будемо вести паралельний розрахунок для двох випадків, щоб отримати залежність зміни показників ефективності роботи двигуна від зміни ступеня підвищення тиску λ , коефіцієнт використання тепла ξ і значення середнього показника політропи розширення n_2 . Такі зміни прогножуються завдяки результатам досліджень взятих на основі вивчення відповідної літератури [12]. Інформацію для обох варіантів представлено у табличній формі наприкінці розрахунків (Таблиця 2.1).

з) визначаємо температуру кінця згорання по рівнянню згорання:

$$\frac{\xi Q_h^p}{L(1+\gamma)} + (\mu c_{vm}^c + 8,314\lambda)T_c = \mu \cdot \mu c_{pm}^z \cdot T_z^2, \quad (2.15)$$

$$\frac{0,8 \cdot 42500}{0,876 \cdot (1+0,038)} + (21,68 + 8,314 \cdot 1,5) \cdot 912,3 = 1,0376 \cdot (28,84 + 23,34 \cdot 10^{-4} \cdot T_z) \cdot T_z;$$

$$24,2 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{O}_z^2 + 29,92 \dot{O}_z - 68904,8 = 0;$$

$$T_z = \frac{-29,92 + \sqrt{1562,2}}{2 \cdot 24,2 \cdot 10^{-4}} = 1985K.$$

і) визначаємо тиск кінця згорання:

$$P_z = \lambda \cdot p_c, \quad (2.16)$$

$$P_z = 1,5 \cdot 52,52 \cdot 10^2 = 78,78 \cdot 10^2 \text{ кПа.}$$

к) визначаємо ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}, \quad (2.17)$$

$$\rho = \frac{1,0376 \cdot 1985}{1,5 \cdot 912,3} = 1,505.$$

2.4 Процес розширення

а) визначаємо ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}, \quad (2.18)$$

$$\delta = \frac{15}{1,505} = 9,96.$$

б) визначаємо тиск кінця розширення:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.19)$$

$$P_b = \frac{78,78 \cdot 10^2}{9,96^{1,22}} = 4,76 \cdot 10^2 \text{ еІа}.$$

в) визначаємо температуру кінця розширення:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (2.20)$$

$$T_b = \frac{1985}{9,96^{1,22-1}} = 1197K.$$

2.5 Індикаторні показники роботи двигуна

а) теоретичний середній індикаторний тиск:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda_\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \quad (2.21)$$

$$P_i' = \frac{52,52 \cdot 10^2}{15 - 1} \left[1,5(1,505 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,505}{1,22 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,96^{1,22-1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1,36-1}} \right) \right] = 11,65 \cdot 10^2 \text{ еІа}$$

б) дійсний середній індикаторний тиск:

$$P_i = \varphi \cdot P_i', \quad (2.22)$$

$$P_i = 0,96 \cdot 11,65 \cdot 10^2 = 10,95 \cdot 10^2 \text{ еІа}.$$

в) розраховуємо індикаторний ККД

$$\eta_i = 8,314 \frac{L(1+\gamma)T_c \cdot (\varepsilon - 1) \cdot P_i}{P_c \cdot Q_h^p}, \quad (2.23)$$

$$\eta_i = 8,314 \frac{0,876(1+0,03786) \cdot 912,3 \cdot (15-1) \cdot 10,95 \cdot 10^2}{52,52 \cdot 10^2 \cdot 42900} = 0,4691.$$

г) індикаторна питома витрата палива

$$g_i = \frac{3600}{\eta \cdot Q_h^p}, \quad (2.24)$$

$$g_i = \frac{3600}{0,469 \cdot 42900} = 0,1789 \text{ г/кВт} \cdot \text{год}.$$

д) визначаємо середній ефективний тиск:

$$P_e = \eta_m \cdot P_i, \quad (2.25)$$

$$P_e = 0,82 \cdot 10,95 \cdot 10^2 = 8,98 \cdot 10^2 \text{ Па}.$$

е) визначаємо тиск механічних втрат:

$$P_{mp} = P_i - P_e, \quad (2.26)$$

$$P_{mp} = 10,95 \cdot 10^2 - 8,98 \cdot 10^2 = 1,97 \cdot 10^2 \text{ Па}.$$

ж) ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (2.27)$$

$$\eta_e = 0,469 \cdot 0,82 = 0,3846.$$

з) ефективна питома витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \quad (2.28)$$

$$g_e = \frac{0,1789}{0,82} = 0,2182 \text{ г/кВт} \cdot \text{год}.$$

Визначаємо основні параметри двигуна

а) розрахунковий робочий об'єм одного циліндра:

$$V_h = \frac{12,56 \cdot N_{en}}{P_e \cdot \omega_{en} \cdot i}, \quad (2.29)$$

$$V_h = \frac{12,56 \cdot 135}{8,98 \cdot 10^2 \cdot 219 \cdot 6} = 1,431 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

б) розрахунковий діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \psi}}, \quad (2.30)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,431 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,885}} = 1,28 \cdot 10^{-1} \text{ м},$$

де ψ – відношення ходу поршня до діаметру циліндра.

в) розрахунковий хід поршня:

$$S = \psi \cdot D, \quad (2.31)$$

$$S = 0,885 \cdot 1,28 \cdot 10^{-1} = 1,13 \cdot 10^{-1} \text{ м} \approx 1,15 \cdot 10^{-1} \text{ м}.$$

Даний діаметр і хід поршня забезпечує оптимально необхідну потужність двигуна, тому залишаємо розміри стандартного двигуна:

$$D = 1,3 \cdot 10^{-1} \text{ м}; \quad S = 1,15 \cdot 10^{-1} \text{ м}.$$

г) робочий об'єм одного циліндра обчислений по заокруглених величинах діаметру і ходу поршня:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \quad (2.32)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot (1,69 \cdot 10^{-1})^2}{4} \cdot 1,0 \cdot 10^{-1} = 1,526 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

д) визначаємо літрову потужність двигуна:

$$N_L = \frac{N_e}{i \cdot V_h}, \quad (2.33)$$

$$N_L = \frac{144}{6 \cdot 1,526 \cdot 10^{-3}} = 15,73 \cdot 10^3 \text{ Вт} / \text{м}^3.$$

е) питома (поршньова) потужність двигуна:

$$N_y = \frac{N_e}{i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{144}{4 \cdot \frac{3,14}{4} (1,3 \cdot 10^{-1})^2} = 271,36 \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (2.34)$$

2.6 Тепловий баланс двигуна:

$$Q_H^P = Q_i + Q_r + Q_{nc} + Q_b, \quad (2.35)$$

де: - Q_i – тепло, перетворене на індикаторну роботу при згоранні 1 кг палива;
 Q_r – тепло, що відноситься в навколишнє середовище;
 Q_{nc} - втрата тепла в середовище за рахунок газообміну від хімічної неповноти згорання. Для 1 кг палива $Q_{nc} = \Delta Q$;
 Q_b – тепло, що втрачається в систему охолодження на 1 кг палива;
 $\mu_{Cp_m}^z$ – середня молярна теплоємність продуктів згорання при $P = const$ при температурі T_r ;

μ_{Cp} – молярна теплоємність повітря при $P = const$.

$$Q_H^P = 42900 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_i = Q_H \cdot \eta_i, \quad (2.36)$$

$$Q_i = 42900 \cdot 0,499 = 21407,1 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_r = M \cdot (\mu_{Cp_m}^z \cdot T_r) T_r - \alpha \cdot L_0 \cdot \mu_{Cp} \cdot T_0) T_0, \quad (2.37)$$

$$Q_r = 0,834 \cdot 33,42 \cdot 800 - 1,6 \cdot 0,5 \cdot 20,6 \cdot 288 = 17551,6 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{nc} = 0 \text{ при } \alpha > 1;$$

$$Q_b = Q_H^P - (Q_i + Q_r + Q_{nc});$$

$$Q_b = 42900 - (21407,1 + 17551,6 + 0) = 3941,3 \text{ кДж/кг}.$$

Таблиця 2.1 – Приведені значення показників двигуна при збільшенні тиску впорскування з використанням базових та модернізованих форсунок

Показник Випадок	T_z, K	ρ	$P_i,$ $\times 10^2 \text{ кПа}$	η_i	$g_i,$ $\text{кг/кВт} \cdot \text{год}$	$Ne,$ кВт
1) базовий, при $\lambda=1,5$; $\xi=0,8$;	1985	1,51	10,95	0,469	0,179	144

$n_2=1,22$						
2) при $\lambda=2$; $\xi=0,83$; $n_2=1,24$	2103	1,196	11,28	0,4834	0,1736	148,3
3) при $\lambda=2,2$; $\xi=0,86$; $n_2=1,26$	2244	1,05	12,21	0,492	0,1707	150

На основі даних таблиці 2.1 було побудовано графік, що відображає залежність відповідних значень від зміни ступеня підвищення тиску в камері згоряння. Графік зображено на листі формату А1.

У наступному розділі для побудови індикаторної діаграми будуть використані дані найкращого (третього) випадку. При якому ступінь підвищення тиску $\lambda=2,2$.

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

3.1 Динамічний розрахунок двигуна

Метою розрахунку двигуна є розрахунок сил, які навантажують деталі двигуна, у функції кута повороту колінчатого валу і розрахунок маховика двигуна. Динамічний розрахунок може бути виконаний при використанні графічних методів і більш точно при використанні аналітичного методу.

Для креслення вибираємо масштаби тисків і об'ємів. Кращими для креслення є масштаби:

$$m_p = 2 \cdot 10^{-2} \text{ мм/кПа}; m_v = 10^5 \text{ мм/м}^3$$

Розрахуємо далі в прийнятих масштабах тисків і об'ємів в основних точках індикаторної діаграми.

$$P_o \cdot m_p = 10^2 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 2 \text{ мм};$$

$$P_r \cdot m_p = 1,68 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 3,36 \text{ мм};$$

$$P_a \cdot m_p = 1,314 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 2,63 \text{ мм};$$

$$P_c \cdot m_p = 52,52 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 105 \text{ мм};$$

$$P_z \cdot m_p = 105 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 210 \text{ мм};$$

$$P_b \cdot m_p = 4,56 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 9,12 \text{ мм};$$

$$V_r \cdot m_v = V_c \cdot m_v = W_z \cdot m_v = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \cdot m_v = \frac{1,526 \cdot 10^{-3}}{15 - 1} \cdot 10^5 = 10,9 \text{ мм};$$

$$V_a \cdot m_v = V_b \cdot m_v = \varepsilon \cdot V_c \cdot m_v = 15 \cdot 10,9 = 163,5 \text{ мм};$$

$$V_z \cdot m_v = \rho \cdot V_c \cdot m_v = 1,196 \cdot 10,9 = 13,04 \text{ мм}.$$

Індикаторна діаграма являє собою залежність змін тисків у функції об'єму, побудована для всіх тактів роботи двигуна. Побудована діаграма виконує в такій послідовності:

а) Проводиться лінію атмосферного тиску відстає від вісі абсцис на 2 мм і лінії відповідно положенням поршень у ВМТ (від вісі координат на 10,9 мм) і НМТ. (від вісі ординат на величину 163,5 мм).

б) Наноситься величини тисків $P_r; P_a; P_c; P_z; P_e$ і об'єму V_z в масштабах і відзначаємо основні точки, відповідно, буквами r, a, c, z, b .

в) Проводиться через точки *ria* горизонтальні прямі, котрі з достатньою точністю відображають в *P-V* координатах такти випуску і впуску.

г) Проводиться політропи стискування і розширенням. Політропи побудуємо по крапках для чого вибираємо вільно ряд значень об'ємів (V_x) і по рівнянню політропи знаходимо відповідні цим об'ємам значення тисків (P_x).

$$p_x \cdot m_p = p_c \cdot m_p \left(\frac{V_c m_v}{V_x m_v} \right)^{n_1} - \text{для політр. стискування } (163,5 > V_x \cdot m_v > 10,9); \quad (3.1)$$

$$p_x \cdot m_p = p_z \cdot m_p \left(\frac{V_z m_v}{V_x m_v} \right)^n - \text{для політр. розширення } (163,5 > V_x \cdot m_v > 13,04); \quad (3.2)$$

$$p_x \cdot m_p = p_c \cdot m_p \left(\frac{V_c m_v}{V_x m_v} \right)^{n_1} = 105 \cdot \left(\frac{10,9}{12} \right)^{1,36} = 92 \text{ мм};$$

$$p_x \cdot m_p = p_z \cdot m_p \left(\frac{V_z m_v}{V_x m_v} \right)^{n_2} = 210 \cdot \left(\frac{13}{15} \right)^{1,24} = 176 \text{ мм}.$$

Результаті розрахунків зводимо в таблицю 3.1 – для політропи стиснення та таблицю 3.2 – для політропи розширення

Таблиця 3.1 – Результати обчислень для політропи стиснення

$V_x \cdot m_v$	12	15	20	40	60	80	100	120	140	160
$P_x \cdot m_p$	92	68	46	17,9	10,3	7	5	4	3,2	2,7

Таблиця 3.2 – Результати обчислень для політропи розширення

$V_x \cdot m_v$	15	20	40	60	80	100	120	140
$P_x \cdot m_p$	176	123	52	31,5	22	17	13,3	11

д) Через крапку *c* проводимо ізохору, а через крапку *z* ізобару. Точку перетину цих прямих позначаємо z^1 . Тоді прямі cz' і $z'z$ представлятимуть умовні процеси підводу тепла до робочого тіла.

е) Оскільки в крапках *c*, z' , *z* в дійсному циклі із-за особливостей процесу горіння тиск змінюється плавно, а в кінці розширення (через наявність випередження відкриття випускного клапана) тиск в нижній мертвій точці

знижується приблизно до величини $\frac{P_a + P_e}{2}$, а також приймаючи, що пониження тиску від p_z до p_a на початковій ділянці впускання відбувається по адіабаті, проводимо округлення діаграми з таким розрахунком, щоб відношення площ округленої і не округленої діаграм (тобто коефіцієнт неповноти індикаторної діаграми), відповідало заданій величині φ . Перевірку цієї умови легко проводити при викреслюванні діаграми на міліметровій шкалі.

Далі проводимо закруглення діаграми у крапки c по дузі (на ділянці від моменту займання до крапки на лінії в.м.т., відповідною тиску $p \approx 1,3 p_c$). Потім точку дотику цієї дуги з лінією в.м.т. сполучаємо прямий з крапкою на політропі розширення, відповідній тиску $0,85 p_z$, з невеликим закругленням у вершини.

Округлення діаграми у точки b і на початковій ділянці процесу впускання виконується аналогічно описаному вище. Контроль правильності округлення вироблюваний по величині $\varphi = 0,94$

3.2 Побудова розгорнутої індикаторної діаграми в координатах $P_{\text{надл.}} - \alpha$

Оскільки роботу в циліндрах двигуна проводить не абсолютний тиск газу, а надмірний, то при побудові цієї діаграми по осі ординат відкладаємо надмірний тиск $P_{\text{надл.}}$, для знаходження яких вісь абсцис індикаторної діаграми суміщаємо з лінією атмосферного тиску p_0 . Масштаб тиску зберігаємо той же, що і при побудові індикаторної діаграми в координатах $p - V$

Масштаб кутів повороту колінчатого валу m_a у всіх випадках зручно приймати рівним:

$$m_a = \frac{5}{6} \text{ мм/град.} \quad (3.3)$$

Оскільки чотири такти здійснюються за 2 обороти колінчастого валу, то з урахуванням прийнятого масштабу m_a довжина діаграми виходить рівною 600

мм. Розбиваємо цю довжину на 4 частини, в кожній з яких будуємо закон зміни надмірного тиску газу в циліндрі для відповідного такту роботи двигуна. При побудові слід враховувати, що рівним кутам повороту колінчастого валу відповідають різні переміщення поршня. Розбиваємо вісь абсцис розгорненої діаграми на рівні відрізки по 15° в кожному. Величини відповідних ним переміщень поршня можна визначити аналітично або графічно. Для графічного знаходження положень поршня, відповідних заданим кутам повороту колінчастого валу, будуємо схему кривошипно-шатунового механізму в масштабі діаграми так, щоб повне переміщення осі поршневого пальця (хід поршня) було б рівне відстані від в.м.т. до н.м.т. на індикаторній діаграмі, побудованій в координатах $p-V$. У нас вона дорівнює 157 мм. Отже, радіус кривошипа в масштабі діаграми

$r = \frac{152,6}{2} = 76,3$ мм. Довжина шатуна повинна відповідати заданій величині

$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{4}$ Тоді довжина шатуна l в масштабі діаграми рівна $l = 305,2$ мм.

Враховуючи певні довжини r та l , побудуйте діаграму послідовності положень колінчастого вала та шатуна, що відповідають однаковим кутовим зміщенням колінчастого вала (15 градусів обертання). Далі перенесіть положення всіх осей поршневих пальців на діаграму стрілок координат $p-V$, визначте значення ризб (за масштабом діаграми) та складіть таблицю 3.2. Під час створення електронної таблиці на основі даних таблиці 3.2 слід дотримуватися певних правил маркування. Якщо сила, що прикладається до поршня, діє в осьовому напрямку колінчастого вала, надлишковий тиск вважається позитивним.

Таблиця 3.2 – Залежність надлишкових тисків від кута повороту колінчастого валу

α , град.	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
$P_{\text{надл.}}$ тР, мм	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214	1,214
α , град.	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
$P_{\text{надл.}}$ тР, мм	1,21	1,24	1,3	1,43	1,65	2	2,58	3,6	5,4	9,47	18,3	36,8	52,5
α , град.	360	370,8	390	405	420	435	450	465	480	495	510	525	540
$P_{\text{надл.}}$ тР, мм	52,5	105	50,4	27,7	17,0	11,6	8,63	6,9	5,9	5,15	4,75	4,53	2,94
α , град.	540	555	570	585	600	615	630	645	660	675	690	705	720
$P_{\text{надл.}}$ тР,мм.	2,94	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58

3.3 Побудова розгорнутої діаграми питомих сил інерції поступально рухомих мас в координатах P_j — α .

а) Визначаємо питому масу поступально рухомих частин:

$$m = m_{\text{порш}} + 0,3 \cdot m_{\text{шатун}} = 3 \cdot 10^2 + 0,3 \cdot 10^2 = 4,2 \cdot 10^2 \text{ кг/м}^2. \quad (3.4)$$

б) Визначаємо питому силу інерції

$$P_j = -m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot 10^{-3} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = -4,2 \cdot 10^2 \cdot 219,9^2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} \cdot 10^{-3} (\cos \alpha + \frac{1}{4} \cdot \cos 2\alpha) = -14,22 \cdot 10^2 (\cos \alpha + 0,25 \cos 2\alpha), \text{ кПа}, \quad (3.5)$$

$$P_j = -14,22 \cdot (1 + 0,25) = -17,78 \cdot 10^2 \text{ кПа}.$$

Таблиця 3.3 – Залежність питомих сил інерції від кута повороту колінчатого валу

Впуск α , град	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
Стиснення α , град	360	345	330	315	300	285	270	155	240	225	210	195	180
Робочий хід α , град	360	375	390	405	420	435	450	465	480	495	510	525	540
Випуск α , град	720	705	690	675	660	645	630	615	600	585	570	555	540
$\cos \alpha$	1,0	0,96	0,86	0,71	0,50	0,26	0	-0,26	-0,50	-0,71	-0,86	0,96	-1,0
$\cos 2\alpha$	1,0	0,86	0,50	0	-0,50	-0,86	-1,0	-0,86	-0,50	0	0,50	0,86	1,0
$\lambda \cos 2\alpha$	0,25	0,21	0,13	0	-0,13	-0,21	-0,25	-0,21	-0,13	0	0,13	0,21	0,25
$\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha$	1,25	1,17	0,99	0,71	0,37	-0,05	-0,25	-0,47	-0,63	-0,71	-0,73	-0,75	-0,75
$P_j, 10^{-2}$ МПа	-17,77	-16,8	-14	-10	-3,55	-0,6	3,55	6,76	8,89	10	10,54	10,65	10,66
P_j 2, мм	-35,5	-33,6	-28	-20	-7,1	-1,2	7,1	13,52	18,78	20	21,08	21,3	21,32

в) Для прийнятих значень кутів α підраховано питомі сили інерції. Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.3. При цьому зважаючи на те, що графіки сил інерції симетричні щодо мертвих точок.

При побудові розгорненої діаграми питомих сил інерції приймаємо той же масштаб, який був прийнятий для тиску ($m_p = 2 \cdot 10^{-2}$ мм/кПа).

Отримані ознаки p_j (див. таблицю 3.3) узгоджуються з прийнятими умовами для визначення напрямків дії сил, особливо для сил, зумовлених надлишковим тиском газу.

За даними таблиці 3.3 наносимо величини p_j m_p на розгорнену індикаторну діаграму і по отриманим крапкам будуємо розгорнену діаграму питомих сил інерції поступально рухомих мас

Оскільки обидві діаграми побудовано в однакових масштабах і підкоряються одному і тому ж правилу знаків, то шляхом їх графічного підсумовування будуємо діаграму питомих сумарних сил ($P_{\text{сум}} = P_{\text{надл.}} + P_j$)

3.4 Побудова розгорнутої діаграми питомих тангенціальних сил в координатах $t - \alpha$.

Із загальної динаміки двигуна відомо, що будь-яку силу, що діє в механізмі двигуна, можна визначити шляхом множення сумарної сили на певну тригонометричну функцію. Ми визначаємо лише тангенціальні сили, тобто сили, прикладені до осі шатунової шийки і направлені по дотичній до траєкторії її руху.

Питому тангенціальну силу можна розрахувати по формулі

$$t = P_{\text{сум}} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (\text{де } \beta \text{ — кут відхилення осі шатуна від осі циліндра) \text{ або}$$

знайти графічним способом.

При графічному визначенні тангенціальної сили слід для заданого кута повороту кривошипа α по розгорнутій діаграмі питомих сумарних сил знайти (у масштабі) силу $(P_{\text{сум}} - m_p)$ відкласти її на продовженні кривошипа на схемі кривошипно-шатунового механізму, викресленою в положенні, при якому кривошип повернений щодо ст. м. т. на той же кут α . Далі з кінця відкладеного відрізка $(P_{\text{сум}} - m_p)$ провести перпендикуляр до осі циліндра. Легко довести, що

відрізок цього перпендикуляра до точки його перетину з віссю шатуна рівний шуканій питомій тангенціальній силі, вираженій в тому ж масштабі m_p . Якщо перпендикуляр не перетнеться з віссю шатуна, то останню слід продовжити і таким чином знайти точку перетину.

Знак тангенціальної сили, як впливає з вищенаведеної формули, визначається знаком $P_{\text{сум}}$ і знаком функції, що стоїть в квадратних дужках.

Оскільки кут β завжди гострий, то $\cos \beta$ завжди має знак плюс. Сума кутів $(\alpha + \beta)$ на тактах впуску і робочого ходу лежить завжди в інтервалі від 0 до π ; $\sin (\alpha + \beta)$ в цьому інтервалі має знак плюс. Отже, і квадратна дужка має знак плюс. Тому на тактах впускання і робочого ходу знаки $P_{\text{сум}}$ і t співпадають, причому позитивним значенням $P_{\text{сум}}$ при робочому ході відповідає напрям сили t у бік повороту кривошипа. Сума кутів $(\alpha + \beta)$ на тактах стиснення і випуску лежить в межах від π до 2π . Отже квадратна дужка має знак мінус. Тому в цих тактах знак сили протилежний знаку $P_{\text{сум}}$.

Для побудови графіка питомої тангенціальної сили приймаємо приведені вище масштаби m_p , і m_α . Тому довжина ділянки осі абсцис для побудови діаграми буде рівна 600 мм. Ділимо, як і раніше, цей відрізок на 4 частини (відповідно до числа тактів) і наносимо шкалу кутів повороту кривошипа α з інтервалом в 15° .

Вимірюємо для кожного значення α відповідну величину $P_{\text{сум}} \cdot m_p$ відкладаємо її на продовженні кривошипа на тій же схемі кривошипно-шатунного механізму, яка була побудована (як допоміжна) для побудови розгорненої індикаторної діаграми, і знаходимо, як було пояснено вище, величину $t \cdot m_p$, яку, з урахуванням описаного правила знаків, відкладаємо на діаграмі $t - \alpha$. Потім по знайдених крапках будуємо графік зміни питомої тангенціальної сили t .

3.5 Побудова сумарної діаграми питомих тангенціальних сил при сумісній роботі всіх циліндрів двигуна в координатах $t_{\text{сум}} - \alpha$

Період зміни сумарної тангенціальної сили (у градусах кута повороту кривошипа) залежить від числа циліндрів і порядку їх роботи. При «рівномірному чергуванні робочих ходів він залежить тільки від числа циліндрів і рівний для чотиритактного двигуна $\frac{720}{i}$. Завдання охоплюють тільки варіанти з рівномірним порядком роботи.

У розрахунку цей період рівний $\frac{720}{6} = 120^\circ$ або в масштабі

$120 \cdot m_\alpha = 120 \cdot \frac{5}{6} = 100 \text{ мм}$. Для побудови діаграми $t_{\text{сум}} = f(a)$ графік $t=f(a)$ поділений на 6 частини (по числу циліндрів). При цьому кожна з 6 частин графіка $t=f(a)$ представляє закон зміни питомої тангенціальної сили для одного з циліндрів. Оскільки шість циліндрів працюють спільно, то для отримання сумарної питомої тангенціальної сили 6 частин графіка $t=f(a)$ суміщаємо на відрізьку, рівному періоду зміни $t_{\text{сум}}$. Потім проводимо графічне підсумовування кривих.

3.6 Перевірка правильності виконаних розрахунків

а) Визначаємо середнє значення сумарної питомої тангенціальної сили.

Для цього визначаємо площу під кривою $t_{\text{сум}}$ до осі абсцис. Якщо ділянка кривої $t_{\text{сум}}$ лежить нижче за вісь абсцис, то відповідна площа має знак мінус, і її слід відняти з площі, лежачої вище осі абсцис. Вказані площі зручно визначати за допомогою міліметрівки. Отриману площу (мм^2) слід розділити на довжину сумарної діаграми (у даному прикладі на 100 мм). Отриманий результат представляє величину середнього значення сумарної питомої тангенціальної сили в масштабі діаграми.

У нашому випадку $t_{\text{сум ср}} m_p = 18 \text{ мм}$.

б) Визначаємо ефективну потужність двигуна

$$N_e = \frac{(t_{\text{сум.ср}} \cdot m_p)}{m_p} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot r \cdot \omega \cdot \eta_m, \quad (3.6)$$

$$N_e = \frac{(t_{\text{н\ddot{o}i.н\ddot{o}} \cdot m_p)}{m_p} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot r \cdot \omega \cdot \eta_m = \frac{17}{2 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{\pi (1,3 \cdot 10^{-1})^2}{4} \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} \cdot 219,9 \cdot 0,85 = 147,6 \text{ кВт.}$$

3.7 Розрахунок моменту інерції моторного колеса на основі певного ступеня нерівномірного обертання:

Допустима ступінь нерівномірності ходу в залежності від типу двигуна знаходиться в наступних межах:

$$\delta = 0,006 \div 0,01 \text{ – дизелі,}$$

$$\delta = 0,004 \div 0,005 \text{ – карбюраторні двигуни.}$$

3.7.1 Розрахуємо максимальне перевантаження, яке може зібрати маховик.

Для цього відкладаємо відрізок $(t_{\text{сум.ср}} \cdot m_p) = 17$ мм вісі ординат сумарної діаграми питомих тангенціальних сил і проводимо горизонтальну пряму. Площина під кривою $t_{\text{сум.}}$, що розташовується вище цієї лінії, пропорційна роботі, що акумулюється маховиком. Якщо ця надлишкова робота складається з декількох площин, то це означає, що за повний період зміни $t_{\text{сум.}}$, маховик декілька раз акумулює енергію. Для розрахунку в цьому випадку слід прийняти більшу площину $F_{\text{над.мах}}$ (мм²).

$$L_{i\ddot{a}\ddot{e}} = \frac{F_{i\ddot{a}\ddot{e}.\text{max}}}{m_p \cdot m_a} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot r = \frac{1710}{2 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{150}{\pi}} \cdot \frac{\pi (1,3 \cdot 10^{-1})^2}{4} \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} = 1,66 \text{ кДж;}$$

Примітка: масштаб кута повороту слід виражати у мм/рад, тому, що надлишкова робота дорівнює добутку надлишкового моменту на кут повтору в радіанах.

Визначаємо момент інерції частин двигуна, що обертаються:

$$\theta = \frac{L_{i\ddot{a}\ddot{e}}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{1,66}{0,008 \cdot 219,9^2} = 4,3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Визначаємо момент інерції маховика. Орієнтовно можна прийняти:

$$\theta_M = 0,85 \cdot \theta = 0,85 \cdot 4,3 = 3,65 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

4 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА

4.1 Розрахунок основних параметрів трактора

Для моделі трактора виберемо колісний трактор з колісною формулою 4×4.

а) Розрахуємо вагу існуючого трактора з умови потрібної сили зчеплення з ґрунтом [4]:

$$G = \frac{\chi_n \cdot P_{кр.Н}}{\lambda\varphi - f}, \quad (4.1)$$

де – $\chi_n = 1$ - коефіцієнт перевантаження по зусиллю;

λ – коефіцієнт навантаження ведучих коліс при роботі, приблизно, $\lambda=0,75$;

$$G = \frac{1 \cdot 30}{0,7 \cdot 0,75 - 0,1} = 70,4 \text{ кН.}$$

б) Розрахуємо буксування трактора.

Згідно із стандартами буксування не повинне переважувати 4-5% для гусеничних тракторів, та 15% для колісних тракторів

$$\delta = 0,04 \frac{P_{кр.Н}}{\varphi \cdot G} + 0,4 \left(\frac{P_{кр.Н}}{\lambda \cdot G} \right)^8, \quad (4.2)$$

$$\delta = 0,04 \left(\frac{30}{0,7 \cdot 70,4} \right)^8 + 0,4 \left(\frac{30}{49,3} \right)^8 = 0,024 + 0,0075 = 0,03185.$$

Коефіцієнт, що характеризує втрати на буксування, визначається за формулою:

$$\eta_\delta = 1 - \delta, \quad (4.3)$$

$$\eta_\delta = 1 - 0,03185 = 0,968$$

Розраховуємо динамічний радіус ведучих коліс з пневматичною шиною, вибираємо розміри шини для отриманого навантаження G_k і тиску повітря $p_в$.

Навантаження на колесо:

$$G_k = \frac{\lambda \cdot G}{m_k} = \frac{0,75 \cdot 70,4}{4} = 13,2 \text{ кН,}$$

Вибираємо шину розміром 330 – 965 мм. Динамічний радіус:

$$r_k = (0,5 \cdot d + 0,8 \cdot b) \cdot 10^{-3} = (0,5 \cdot 965 + 0,8 \cdot 330) = 0,75 \text{ м.}$$

4.2 Розрахунок параметрів для побудові регуляторної характеристики дизеля

Розрахунок ефективної потужності при окремих режимах:

$$N_{ex} = N_{en} \frac{\omega_{ex}}{\omega_{en}} \cdot \left[0,87 + 1,13 \left(\frac{\omega_{ex}}{\omega_{en}} \right) - \left(\frac{\omega_{ex}}{\omega_{en}} \right)^2 \right] \text{ кВт}, \quad (4.6)$$

де – N_{en} і ω_{en} – номінальна ефективна потужність (кВт) і кутова швидкість колінчатого валу при номінальній потужності (с^{-1});

N_{ex} і ω_{ex} – ефективна потужність (кВт) і кутова швидкість (с^{-1}) колінчатого валу в потрібному куті регуляторної характеристики двигуна.

4.3 Ефективний крутний момент

$$M_{ex} = \frac{N_{ex}}{\omega_{ex}}; \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (4.7)$$

4.4 Ефективна питома витрата палива

$$g_{ex} = g_{en} \left[1,55 - 1,55 \frac{\omega_{ex}}{\omega_{en}} + \left(\frac{\omega_{ex}}{\omega_{en}} \right)^2 \right] \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}, \quad (4.8)$$

де g_{en} – ефективна питома витрата палива (приймаємо з теплового розрахунку двигуна).

4.5 Часова витрата палива

$$G_{tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} \text{ кг/год}, \quad (4.9)$$

$$G_{tx} = 0,2093 \cdot 150 = 31,4 \text{ кг/год.}$$

4.6 Параметри, необхідні для побудові регуляторної характеристики

$$\omega_{exx} = \omega_{en} \cdot 1,08 = 188 \cdot 1,08 = 203 \text{ с}^{-1}.$$

При цій частоті $N_{ex}=0$; $M_{ex}=0$. Результати розрахунку зводимо в таблицю 4.1

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку регуляторної характеристики дизеля

Параметри	Холостий хід	Номінальний режим	Окремі режими		
			150	100	80
ω_{ex}, c^{-1}	238	219,9	150	100	80
N_{ex} кВт	0	150	120	80,25	63
M_{ex} кН·м	0	0,68	0,8	0,803	0,788
g_{ex} кг/кВт·год	-	0,2093	0,186	0,191	0,197
G_{tx} кг/год	7,85	31,4	22,32	15,33	12,42

За побудованою характеристикою дизеля визначаємо коефіцієнт пристосованості двигуна по крутному моменту.

$$K_{\Pi} = \frac{M_{e \max}}{M_{en}}, \quad (4.10)$$

$$K_{\Pi} = \frac{0,803}{0,68} = 1,18.$$

Та коефіцієнт зниження частоті обертів:

$$a_{об} = \frac{\omega_{em}}{\omega_{en}}, \quad (4.11)$$

$$a_{об} = \frac{100}{219,9} = 0,455.$$

4.7 Розрахунок передаточних чисел трансмісії

Для 1-ї передачі по номінальному тяговому зусиллю:

$$i_1 = \frac{(P_{кр.н} + \int \cdot G) r_d}{\eta_{тр} \cdot M_{en}}, \quad (4.12)$$

$$i_1 = \frac{(30 + 0,1 \cdot 70,4) \cdot 0,75}{0,922 \cdot 0,68} = 44,3.$$

Для вищої 4-ї передачі по вищому колу

$$i_m = \frac{r_d \cdot \omega_{en}}{v_g}, \quad (4.13)$$

$$i_4 = \frac{0,75 \cdot 219,9}{6,09} = 27.$$

При розподіленні передаточних чисел проміжні передачі розраховуються по геометричній прогресії.

Розраховуємо знаменник прогресії :

$$\Delta i = \frac{i_{mp} - i_m}{m - 1}, \quad (4.14)$$

$$\Delta i = \frac{44,3 - 27}{4 - 1} = 5,77.$$

Для другої і третьої передачі:

$$i_2 = i_1 - \Delta i, \quad (4.15)$$

$$i_2 = 44,3 - 5,77 = 38,53,$$

$$i_3 = i_2 - \Delta i, \quad (4.16)$$

$$i_3 = 38,53 - 5,77 = 32,76.$$

4.8 Розрахунки для побудови тягової характеристики трактора

В четвертій чверті наноситься по горизонталі шкалу сили тяги на крюку $P_{кр}$, кН. і будуюмо суміжну в вліво від нуля на величину сили опору коченню трактора $P_f = f G_{max}$, будуюмо променеву діаграму дотичних сил тяги

$$P_{кн} = M_{en} \frac{\eta_{mp} \cdot i_{mp}}{r_g}; \text{ кН} \quad (4.17)$$

Відкладаємо за шкалами значення

$$P_{крн} = P_{кн} - fG; \text{ кН для всіх передач}$$

Ці точки, знесенні на горизонтальну пряму, проведену через точку $M_{ен}$, з'єднуємо з полюсом O .

Отриманні данні уявляють собою залежність $P_k = f (M_e)$ для кожної передачі.

В другій чверті наноситься по вертикалі шкалу швидкості руху трактора V м/с. На вертикалі, проведену через крапку $\omega_{ен}$, відкладаємо значення теоретичних швидкостей руху по передачах при номінальній кутовій швидкості обертання валу двигуна

$$v_T = \omega_{ен} \frac{r_d}{i_{mp}}. \quad (4.18)$$

Розрахункові точки з'єднують з початком координат и отримують залежності $v_T = f (\omega_{ен})$ для кожної передачі.

У першій чверті з права від вертикалі наноситься шкала буксування рушія трактора і будують залежність буксування від сили тяги на гаку.

$$\delta = f(P_{kp}).$$

$$\delta = 0,15 \frac{P_{kp}}{\varphi \cdot \lambda \cdot G} + 0,05 \left(\frac{P_{kp}}{\varphi \cdot \lambda \cdot G} \right)^8, \quad (4.19)$$

Побудувавши криву буксування, по формулі розраховуємо дійсні швидкості руху трактора:

$$V\delta = (1 - \delta)V_1; \text{ м/с.} \quad (4.20)$$

Та тягову потужність трактора на крюку :

$$N_{тр} = P_{кр} \cdot V_g; \text{ кВт.} \quad (4.21)$$

Результаті розрахунків зводимо в таблицю 4.2

В четвертій чверті будуємо залежності максимального тягового ККД $\eta_{m \max}$ по передачах від сили на крюку. Для цього справа по вертикалі наносимо масштаб η_m

Максимальний тяговий ККД визначаємо за формулою:

$$\eta_{m \max} = \frac{N_{кр}}{N_{ен}}, \quad (4.22)$$

Визначаємо витрату палива на одиницю потужності на гаку по формулі:

$$g_{кр} = \frac{G_{mx}}{N_{кр}}; \text{кг/кВт}\cdot\text{ч}. \quad (4.23)$$

Отримані дані розрахунків зведено у таблицю 4.2

Таблиця 4.2 – Результати тягових розрахунків

Параметри	$M_{сн} = 0,68 \text{ кН}\cdot\text{м}; \omega_{сн} = 219,9$ с^{-1} $N_{сн} = 150 \text{ кВт}$				$M_{сн} = 0,803 \text{ кН}\cdot\text{м};$			
	1	2	3	4	1	2	3	4
Передачі	1	2	3	4	1	2	3	4
$i_{тр}$	44,3	38,8	32,9	27	44,3	38,8	32,9	27
$P_k, \text{кН}$	37,3	32	27,3	22,5	50,6	45,2	32,4	33,6
$P_{кр}, \text{кН}$	30,3	25	20,3	15,5	43,6	38,2	32,4	26,6
$v_T \text{ м/с}$	3,7	4,4	5,2	6,1	1,7	1,93	2,28	2,78
δ	0,143	0,109	0,085	0,064	0,457	0,25	0,157	0,113
$v_{gn} \text{ м/с}$	3,17	3,92	4,76	5,7	0,923	1,45	1,92	2,46
$N_{крн} \text{ кВт}$	96	94,5	93	88,4	40,2	55,3	62,3	65,5
$g_{кр},$ $\text{кг/кВт}\cdot\text{год}$	0,327	0,332	0,338	0,355	0,38	0,277	0,246	0,234

5 СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

На тракторі встановлено типову систему живлення, з роздільно існуючими насосом високого тиску і форсунками. Такий тип живлення двигуна дозволяє застосувати запропонований метод покращення показників роботи дизеля. Нижче приводимо загальну схему роботи системи живлення, а також додаткове рішення щодо поліпшення роботи впускних клапанів.

Паливо з бака 1 надходить у фільтр 2 грубого очищення палива, де звільняється від грубих механічних домішок і води. Потім паливо проходить у насос, що підкачує, 5, зупинений на корпусі паливного насоса, і під тиском – у фільтр 3 тонкого очищення палива. Очищене паливо по паливопроводу 4 входить у паливний насос 6 і подається насосом по паливопроводам 9 високого тиску в порядку роботи циліндрів 1-4 до форсунок 10, які впорскують його в камери згоряння. Надлишкове паливо з паливного насоса по трубопроводу 14 зливається в бак. Необхідний тиск у впускній порожнині паливного насоса підтримується клапаном 12, установленим на кришці фільтра тонкого очищення. На його кришці встановлений вентиль 13 для видалення повітря із системи живлення. Схему зображено на листі 4.

Паливо, яке витікає з форсунки крізь відсічне сполучення плунжера з корпусом форсунки, подається по зливному паливопроводі 7 і 11 у фільтр тонкого очищення палива. Додатково, від форсунок 4 та 3 пальне, яке проходить крізь прецизійне сполучення голка – корпус розпилювача потрапляє по додатковим паливопроводам 15 до баку-ресиверу, де знаходиться повітря після турбокомпресора та охолоджувача. Це зроблено для того, щоб те паливо, випаровуючись у впускному повітрі, змащувало сідла впускних клапанів, продовжуючи строк їх експлуатації, тому, що чисте впускне повітря не сприяє змащенню, а додаткових систем не передбачається. Впускні клапани не потребують додаткового змащення. Вони змащуються від графітних залишків, які утворюються при згорянні робочої суміші.

Паливо, що подається в циліндри двигуна паливним насосом, дозується за обсягом. Зміна температури палива в процесі роботи змінює його щільність, а отже, і вагову кількість, що подається в циліндр, що впливає на потужність двигуна. Прийнята схема подачі палива зі зливом у бак забезпечує стабільність його температури й тим самим стабільність роботи [4,6].

6 ФОРСУНКА З ДВОФАЗНОЮ СИСТЕМОЮ ВПОРСКУВАННЯ

6.1 Аналіз відомих конструктивних рішень, що забезпечують формовані фази приску.

У зв'язку зі створенням високо форсованих дизелів виникла проблема високої жорсткості їх роботи і високих максимальних тисків, від яких, у значній мірі залежить ресурс та надійність роботи дизеля. Одночасно виникає проблема високої шумності його роботи. Згідно патентним матеріалам остання проблема являється актуальною і при низьких частотах обертання та навантажень, про що свідчать, наприклад, заявки Японії № 61-182457 від 86.08.15 (МКИ 4 02 М 47/02) та № 60-98162 від 85.06.01 (МКИ 4 02 М 61/20, 51/06).

Застосування дизелів в Україні у якості силових агрегатів автобусів і вантажних автомобілів загострило названу проблему у зв'язку з тим, що ці транспортні засоби експлуатуються в основному на часткових швидкісних та потужнісних режимах.

Найбільш відомим та достатньо вивченим шляхом покращення роботи дизеля у жорсткості його роботи та шумності являється здійснення такого закону подачі палива в циліндр, при якому в передньому фронті впорскування подається мала доза палива, а в подальшому (при значному зростанні тиску палива) подається в циліндр основна доза пального. Така форма характеристики впорскування забезпечує накопичення в циліндрі за період затримки запалення зменшеної маси палива, що і забезпечує при подальшому його вигоранні відносно менший стрибок тиску, що в значній мірі впливає на рівень шумності роботи дизеля.

Існує багато технічних засобів, за рахунок яких можна сформувані передній фронт приску палива, що залежать від конструктивних особливостей паливного насосу, форсунки і системи паливоподачі. За останні п'ять років виявлені патенти за напрямками вирішення проблеми:

- а) по насосам – 7;
- б) по форсункам -55;
- в) по системам – 17.

Крім цього по нетрадиційним засобам знайдено 16 патентів.

З наведених вище цифр можна зробити висновок, що основною тенденцією вирішення проблем у світовій дизельній промисловості останнім часом стала розробка спеціальних конструкцій форсунок.

Слід також враховувати, що на ефективність дизельних двигунів більше впливає інтервал уприскування, ніж форма диференціальної характеристики уприскування, тому під час внесення певних модифікацій у конструкцію форсунки необхідно насамперед забезпечити дотримання інтервалу уприскування. Важливо виконувати завершальний етап впорскування різко, щоб усунути слабкі витоки при низькому тиску, що, як наслідок, знижує ефективність та прискорює закоксування або руйнування розпилення.

Якщо конструкція паливного насоса та системи подачі палива залишаються незмінними, то кінцева фаза впорскування визначається силою, що діє на голку під час кінцевої фази впорскування (параметри конструкції форсунки залишаються незмінними). Швидкознімна голка запобігає потраплянню витоків палива та газу у внутрішню порожнину обприскувача.

Огляд патентів по форсункам дозволяє заключити, що намітилися основні шляхи у цьому напрямку. Це є застосування двох пружин. Саме форсунку такого типу ми обрали для вирішення задачі проекту. Форсунка, що використана в роботі, розроблена співробітниками нашого університету, виготовляється на Чугуївському заводі паливної апаратури, і встановлюється на дизелі вантажних автомобілів КРАЗ. Складальне креслення форсунки виконано на листі 3. На тому ж листі приведено інтегральну і диференціальну характеристику приску. З інтегральної характеристики видно, що при всіх співвідношеннях конструктивних параметрів модернізованої форсунки подача палива в першій фазі значно менша, ніж штатної комплектації.

До того ж однією із переваг на стадії дослідження є можливість відносно простим способом і засобами осцилографувати рух голки [5].

Дослідження дизельних двигунів, оснащених паливними системами, які подають невелику кількість палива на початку процесу згоряння для забезпечення певної форми наконечника, показали, що це значно знижує токсичність вихлопних газів (факт, який залишається дуже актуальним і сьогодні). Це пояснюється тим, що такий спосіб подачі знижує максимальний тиск і температуру циклу, а також відомо, що оксиди азоту, основні токсичні компоненти вихлопних газів дизельного палива, утворюються при високих температурах у процесі горіння [7]. Таким чином, розробка інжектора, здатного досягти таких диференціальних властивостей уприскування, вирішила б складні проблеми, особливо актуальні для дизельних двигунів з високим наддувом: зниження токсичності, подовження терміну служби та зменшення шуму [6,8].

6.2 Опишіть конструкцію інжектора та принцип його роботи для забезпечення поетапної подачі палива.

Стандартні деталі та вузли включають: гайку розпилювача 1, вузол розпилювача 2, проставку 3, шток форсунки 4, пружину форсунки 8 (2 штуки), регулювальні повзунки 6, 9. Регулювальний повзунок 9 має інший розмір внутрішнього отвору, ніж стандартний повзунок 6. Підключення подачі палива 11 виконано з підключенням форсунки FD-22.

Порожній простір корпусу шприца 10 є порожнім простором стандартного корпусу шприца.

Пружини попередньо натягнуті за допомогою прокладок 6 та 9 (нижні пружини слабші, верхні пружини жорсткіші). Зазор (0,1...0,15 мм) між штоком 7 та стандартною форсункою 4 виникає через довжину штока,

довжину отвору верхньої пружини в корпусі форсунки та допуски штока форсунки.

Інжектор працює наступним чином: Паливо надходить у камеру впорскування від насоса високого тиску через штуцер 11. Коли тиск палива перевищує нижній натяг пружини, голка піднімається до упору на штоку 7 і паливо надходить у циліндр двигуна. Коли голка досягає положення спокою штока, тиску палива вже недостатньо для стиснення верхньої пружини та підняття штока, тому голка перестає рухатися. У циліндр під низьким тиском подається невелика кількість палива.

Зі збільшенням тиску палива від насоса, тиск у розпилювальній камері зростає, стискаючи верхню пружину та змушуючи голку підніматися далі, поки вона не зупиниться на інтервалі 3. Другий (основний) ступінь починає подавати паливо в циліндри під високим тиском.

ВИСНОВКИ

Виконуючи дипломну роботу магістра ми вибрали актуальну тему, на сьогоднішні дні. Вивчивши існуючі методи вирішення проблеми покращення робочих та екологічних показників дизельного двигуна та поставивши задачу легкого впровадження нашого методу в серійне виробництво, було прийнято метод підвищення тиску впорскування дизельного пального. Водночас, форсунка, прийнята для розрахунків, пропонує значні переваги порівняно з простим збільшенням тиску впорскування за рахунок так званого двофазного впорскування з використанням двох пружин.

Завдяки використанню модернізованих форсунок без зміни конструктивних та технологічних параметрів двигуна, результатом буде :

1. - підвищення потужності;
2. покращення економічності;
3. збільшення ресурсу двигуна.

Відповідні прогнозування були обґрунтовані і доведені розрахунками.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Турбонаддув високооборотних дизелів: / А.Е.Сімсон, В.Н.Камінський та ін.; - К.: 1976. - 284 с.
2. А.Т.Лебедев Підвищення продуктивності та економічності трактора Т-150К / Лекції з курсу; А.Т.Лебедев, М.Г.Сандомирський. - Харків: ХІМЕСГ, 1983. - 91 с.
3. Теорія трактора та автомобіля. Методичні вказівки до курсової роботи "Тяговий розрахунок трактора та автомобіля" /А.Т. Лебедев, М.Г. Сандомирський, Д.І. Ткаченка - Харків: ХІМЕСГ, 1989. - 120 с.
4. Довідник з охорони праці у сільському господарстві / С.Д.Лехман, В.П.Целинський, С.М.Козирев та ін.; За ред. С.Д.Лехмана. - К.: Урожай, 1990. - 400 с.
5. Розробка та вибір параметрів форсунки з двофазним упорскуванням для дизеля СМД-31-15 автомобіля КРАЗ/Звіт. - Проф. М.Г. Сандомирський, Харків: ХІМЕСГ, 1996. - 59 с.
6. Паливна апаратура дизелів/Спарвочник – Фомін Ю.Я., Ніконов Г.В., Івановський В.Г. - К.: 1982. - 280с.
7. Вплив кількості МЕРМ у суміші з дизельним паливом на відносну кількість токсичних компонентів у випускних газах: матеріали міжвузівського студентського семінару «Тракторна енергетика», 2010р. Харків / Харків: 2010 р.
8. Грянік Г.М. Охорона праці / Г.М.Грянік, С.Д.Лехман, Д.А.Бутко та ін. - К.: Урожай, 1994. - 271с.
9. Теорія трактора та автомобіля / Г.П.Дворовенко. М.Г.Сандомирський, Ю.Т.Водолажський - Харків: ХІМЕСГ, 1973. - 52 с.
10. Підвищення економічності та ресурсу тракторного двигуна з безпосереднім впорскуванням палива шляхом використання модернізованих форсунок: матеріали програми 4-го міжнародного форуму молоді «Молодь та сільськогосподарська техніка у 21 столітті», Харків 2010 р. / Неласий О.М. – Харків 2010р.

11. Сандомирський М.Г. Теорія та тепловий розрахунок тракторний та автомобільних двигунів / Курс лекцій - М.Г. Сандомирський. Харків. 1992р. - 80с.
12. Воїнов, О.М. Згоряння у швидкохідних поршневих двигунах / О.М. Воїнів. - Вид. 2-ге, перероб. та дод. Харків: ХІМЕСГ, 1977. - 277 с.
13. Лук'яненко В.М. Влащенко Г.І. Стандарт підприємства. Структура та оформлення дипломних та курсових робіт. - Харків: СТП.ХНТУСГ 01-05.-27 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

(обов'язковий)

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ КАЛІБРУВАННЯ ГАЗОАНАЛІЗАТОРІВ

А.1 Калібрування газоаналізаторів проводять.

- ПГС;
- окисом азоту (II) в азоті для газоаналізаторів окисів азоту;
- окисом вуглецю (II) в азоті для газоаналізаторів окису вуглецю;
- пропаном або метаном в синтетичному повітрі або азоті для газоаналізаторів сумарних вуглеводнів;
- еталонним нульовим газом – повітрям або нульовим газом згідно інструкції на газоаналізатор

Технічні характеристики ПГС та еталонного нульового газу – за технічною документацією на ПГС і еталонний нульовий газ конкретних марок.

До кожної ПГС має бути доданим паспорт, що свідчить її параметри: концентрацію основного газу в газі-наповнювачу, похибку підготовки ПГС, термін придатності.

А.2 Калібрування кожного діапазону, що використовується, проводять у двох точках шкали за допомогою ПГС або нульового газу. При цьому використовують ПГС, номінальне значення концентрації якої складає більше 80% шкали діапазону вимірювань, що перевіряється.

А.3 Якщо після подачі ПГС в газоаналізатор його показники відрізняються від нормального значення ПГС не більше ніж на 5% верхнього значення шкали, параметри регулювання газоаналізатора можуть бути змінені для досягнення необхідних показників. У іншому випадку необхідно виявити несправність, вирішити її і провести повторне калібрування.

А.4 Пробовідбірну систему перевіряють на герметичність.

Пробовідбірник має бути від'єднано від системи випуску відпрацьованих газів, а його кінець – закрито.

Насос газоаналізатора має бути ввімкнено.

Після періоду стабілізації всі витратоміри мають показувати «0». У іншому випадку необхідно виявити і вирішити дефект, після чого повторити випробування.

А.5 Пробовідбірну лінію перевіряють на швидкість дії.

На пробовідбірник подають газ, що вимірюється, різних концентрацій перемиканням з нуля на газ, що вимірюється. Час подачі газу, що вимірюється, до зчитування 90% поданої концентрації газу, визначають швидкість дії газоаналізатора, не повинно бути більше вказаного в технічній документації на газоаналізатори конкретних марок. Якщо після періоду стабілізації газоаналізатор покаже меншу концентрацію вимірювального газу в порівнянні з вихідною концентрацією, необхідно виявити і вирішити дефект, після чого повторити випробування.

А.6 Калібрування проводять до і після випробувань згідно А.2 за допомогою одного й того ж газу.

Результати випробувань вважають дійсними, якщо показання газоаналізаторів при калібруванні до і після випробувань відрізняються не більше ніж на 3%.

ДОДАТОК Б

(довідковий)

НОМОГРАМИ ВИМОГ ВИЗНАЧЕННЯ ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН З ВІДПРАЦЬОВАНМИ ГАЗАМИ

Б.1 Викиди визначають, якщо точка, що відповідає виміряним під час випробувань значенням атмосферного тиску і температури навколишнього повітря, знаходиться в межах позначеного на номограмі поля або на його границях.

Б.2 Номограми, за якими встановлюють можливість визначення викидів, знаходяться на рисунках Б.1, Б.2, Б.3:

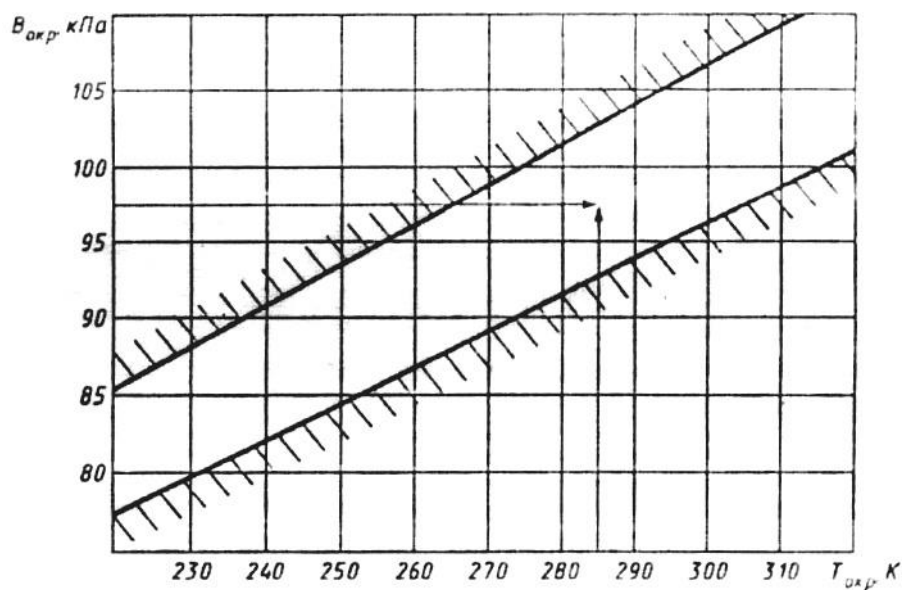


Рисунок Б.1– для дизелів без турбонаддуву або з механічним приводом компресора, а також тракторів і машин з такими дизелями;

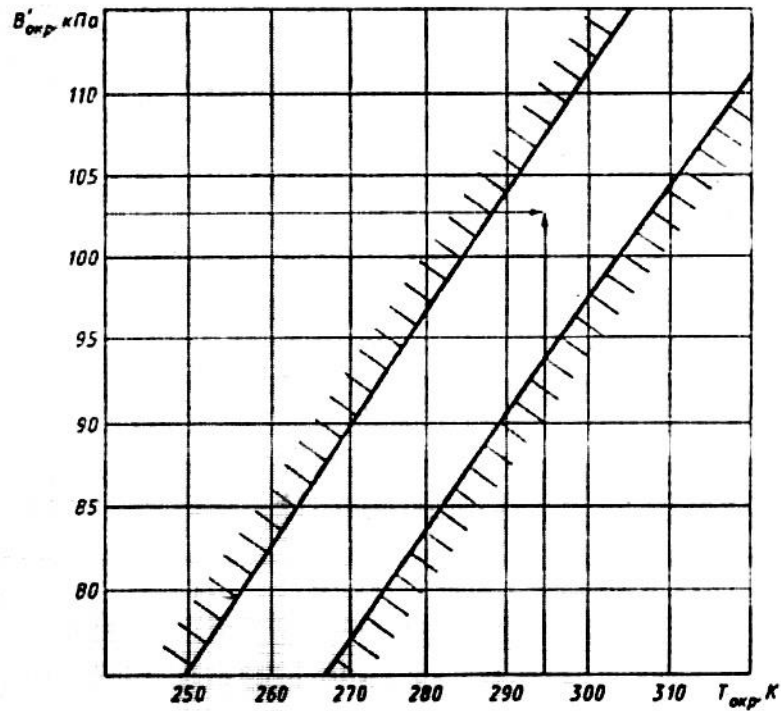


Рисунок Б.2– для дизелів з турбонаддувом без проміжного охолодження наддувочного повітря, а також тракторів і машин з такими дизелями;

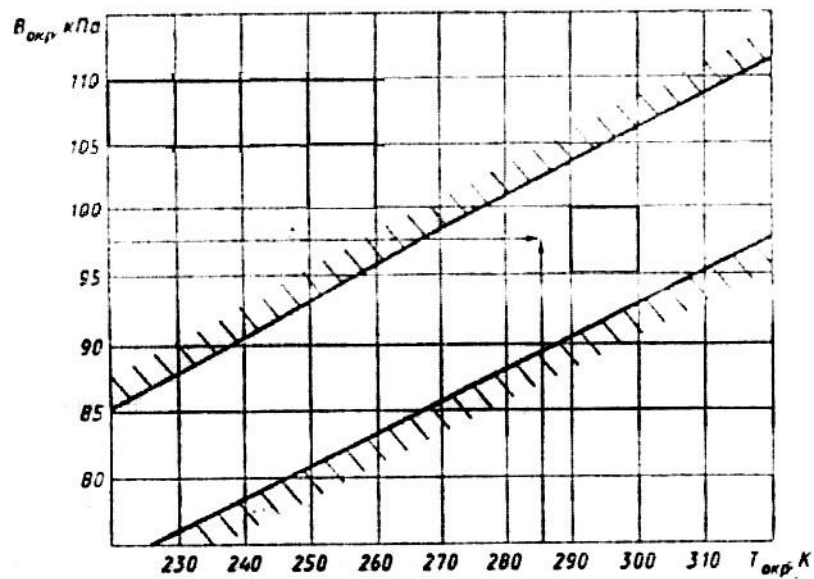


Рисунок Б.3– для дизелів з турбонаддувом і проміжним охолодженням наддувочного повітря, а також тракторів і машин з такими дизелями