

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО
ЗАХИСТУ**

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ »

2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення продуктивності трактора класу 30 кН шляхом
збільшення потужності двигуна»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Гладчук Є.О.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Савченко Тарас Сергійович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

**ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри**

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. Калінін Є.І.
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Савченко Тарасу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення продуктивності трактора класу 30 кН шляхом збільшення потужності двигуна»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: патентні бази; довідники з проєктування машин; науково-дослідна література.

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ (актуальність та мета досліджень);

Обґрунтування модернізації дизельного двигуна;

Тепловий розрахунок двигуна;

Динамічний розрахунок;

Тяговий розрахунок трактора;

Короткі відомості про турбонаддув;

Охорона праці;

Техніко – економічна ефективність;

Висновки; Список використаних джерел;

Перелік графічного матеріалу: Тягова характеристика колісного трактора; Схема проміжного охолодження; Схема масляного охолодження поршня.; Схема живлення; Деталювання; Повітряний радіатор (складальне креслення), Графіки до динамічного розрахунку двигуна. Деталювання. Висновки

Д

ата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Гладчук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Савченко Т.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломний проект виконаний в об'ємі 7 листів графічної частини і пояснювальної записки на 47 сторінках. Пояснювальна записка містить 7 розділів, в яких знаходиться 8 таблиць.

Трактор та автомобіль були створені в наслідок важкої та довгої праці декількох поколінь. Нові моделі тракторів розробляються з врахуванням агротехнічних вимог, які поставлені сільськогосподарським виробництвом щодо природнокліматичних особливостей різних зон країни. Підвищуються потужність, економічність, надійність та довговічність, зменшується металоємність та вартість; уніфікуються деталі, збірні одиниці та механізми; збільшується прохідність; спрощується технічне обслуговування.

В даному дипломному проекті ми розглянемо метод підвищення продуктивності трактора загального призначення шляхом збільшення потужності його двигуна.

Модернізація та використання дизеля економічно доцільні. Ця модернізація досить вигідна для тих господарств, які не можуть придбати нову, сучасну та більш потужну техніку. Завдяки форсуванню двигуна можна, наприклад, при оранці, начепити на трактор плуг з більшою кількістю корпусів. Цим ми збільшимо продуктивність роботи трактора – за один робочий день таким трактором можна буде зорати більшу площу поля, а це означає, що потрібну технологічну операцію можна буде виконати в більш короткі строки. Так, за рахунок підвищення потужності двигуна ми отримали вищу продуктивність трактора.

Ключові слова: трактор, дизельний двигун, наддув, продуктивність, тяговий розрахунок.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. Обґрунтування модернізації дизельного двигуна	9
2. Тепловий розрахунок двигуна.....	14
2.1 Процес впуску.....	14
2.2 Процес стиснення.....	15
2.3 Процес згорання.....	16
2.4 Процес розширення.....	18
2.5 Індикаторні показники роботи двигуна.....	18
2.6 Тепловий баланс двигуна.....	21
3. Динамічний розрахунок	22
3.1 Динамічний розрахунок двигуна.....	22
3.2 Побудова розгорнутої індикаторної діаграми в координатах $P_{\text{надл}} - \alpha$	24
3.3. Побудова розгорнутої діаграми питомих сил інерції поступально рухомих мас в координатах $P_f - \alpha$	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 $t_{\text{сум}} - \alpha$	30
3.6 Перевірка правильності виконаних розрахунків.....	30
4. Тяговий розрахунок трактора.....	32
4.1 Розрахунок основних параметрів трактора.....	32
4.2 Розрахунок параметрів для побудови регуляторної характеристики дизеля.....	33
4.3 Ефективний крутний момент.....	33
4.4 Ефективна питома витрата палива	33
4.5 Часова витрата палива.....	34
4.6 Параметри необхідні для побудови регуляторної характеристики.....	34

4.7 Розрахунок передаточних чисел трансмісії.....	35
4.8 Розрахунки для побудови тягової характеристики трактора..	36
5. Охорона праці.....	38
5.1 Єдині вимоги до конструкції тракторів та сільськогосподарських машин по безпеці та гігієні праці при роботі та обслуговуванні двигун.....	38
5.2 Правила протипожежної безпеки при експлуатації.....	38
5.3 Аналіз стану охорони праці при роботі двигуна.....	39
5.4 Проектовані заходи по охороні праці.....	40
5.5 Інструкції з техніки безпеки.....	41
6. Техніко – економічна ефективність.....	42
Висновки.....	44
Список використаних джерел.....	45
Додаток.....	47

ВСТУП

Сільське господарство України є однією з провідних галузей національної економіки, ефективність функціонування якої значною мірою залежить від рівня технічного забезпечення виробничих процесів. У сучасних умовах розвитку агропромислового комплексу особливого значення набуває підвищення продуктивності машинно-тракторного парку, зниження експлуатаційних витрат та забезпечення високої ефективності використання енергетичних засобів.

Трактори є основними енергетичними засобами в сільськогосподарському виробництві та виконують широкий спектр технологічних операцій: оранку, культивування, посів, догляд за посівами, транспортування вантажів та інші роботи. Від їх технічного стану, потужності та експлуатаційних характеристик залежить своєчасність виконання агротехнічних заходів, якість обробки ґрунту та кінцеві результати виробництва сільськогосподарської продукції.

Більшість тракторів, що експлуатуються в господарствах України, були введені в експлуатацію багато років тому та характеризуються значним фізичним і моральним зношенням. Водночас придбання нової високопродуктивної техніки потребує значних фінансових витрат, які не завжди є доступними для більшості аграрних підприємств. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває модернізація наявної техніки шляхом удосконалення її окремих вузлів та систем, що дозволяє підвищити техніко-економічні показники без значних капіталовкладень.

Одним із найбільш ефективних шляхів підвищення продуктивності трактора є збільшення потужності його двигуна. Підвищення потужності забезпечує зростання тягових можливостей машини, дозволяє агрегувати її з ширшими та продуктивнішими сільськогосподарськими знаряддями, скорочує тривалість виконання технологічних операцій та підвищує ефективність використання машинно-тракторного агрегату.

Серед існуючих способів форсування дизельних двигунів найбільшого поширення набуло застосування турбонаддуву. Використання енергії відпрацьованих газів для приводу компресора дозволяє збільшити кількість повітря, що надходить до циліндрів двигуна, підвищити коефіцієнт наповнення та забезпечити спалювання більшої кількості палива без збільшення робочого об'єму двигуна. Це створює умови для зростання ефективної потужності, покращення тягових характеристик та підвищення загальної продуктивності трактора.

Разом із тим форсування двигуна супроводжується збільшенням теплового та механічного навантаження на його деталі. Тому при модернізації необхідно передбачити заходи щодо підвищення надійності двигуна, зокрема використання проміжного охолодження наддувного повітря, удосконалення системи мащення та покращення теплового стану найбільш навантажених деталей циліндро-поршневої групи. Реалізація таких технічних рішень дозволяє забезпечити необхідний рівень довговічності та економічності двигуна при збільшенні його потужності.

Об'єктом дослідження є трактор класу 30 кН та його силова установка.

Предметом дослідження є процес підвищення продуктивності трактора шляхом збільшення потужності дизельного двигуна за рахунок застосування турбонаддуву та супутніх конструктивних удосконалень.

Метою дипломного проекту є підвищення продуктивності трактора класу 30 кН шляхом модернізації дизельного двигуна та збільшення його ефективної потужності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати існуючі способи підвищення потужності дизельних двигунів;
- обґрунтувати доцільність застосування турбонаддуву для модернізації двигуна;
- виконати тепловий розрахунок форсованого двигуна;
- провести динамічний розрахунок двигуна;

- визначити основні тягово-експлуатаційні показники трактора після модернізації;
- дослідити особливості використання системи турбонаддуву та проміжного охолодження наддувного повітря;
- розробити заходи з охорони праці під час експлуатації та технічного обслуговування модернізованої машини;
- оцінити техніко-економічну ефективність запропонованих технічних рішень.

Практичне значення роботи полягає у розробленні технічних рішень, спрямованих на підвищення потужності дизельного двигуна та продуктивності трактора без суттєвого збільшення експлуатаційних витрат. Запропонована модернізація може бути використана в сільськогосподарських підприємствах для підвищення ефективності виконання польових робіт та покращення економічних показників виробництва.

1 ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Підвищення продуктивності в значній мірі визначається зростом потужності двигунів. Тому одна з основних тенденцій розвитку та удосконалення сучасних двигунів внутрішнього згоряння – підвищення агрегатної потужності.

Існує декілька способів підвищення потужності двигунів:

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

При використанні першого методу з підвищенням числа оборотів погіршується індикаторний ККД через розтягування процесу згоряння 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.

Одним із основних методів підвищення потужності дизеля є форсування їх 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.

Газотурбінний наддув реалізується використанням на дизельному двигуні турбокомпресора ТКР-8,5, який являє собою в одному агрегаті радіально центрострімку турбіну з центробіжним компресором, робочі колеса яких сидять на загальному валу, але розміщені в різних корпусах, що складають єдину конструкцію.

В просторі між корпусами розміщений підшипниковий вузол ковзання, змазка якого виконується із головної масляної магістралі дизеля через допоміжний фільтр тонкої очистки. Робочі колеса як турбіни, так і компресора являють собою диски, з торцевої частини яких розміщені радіальні лопатки. Лопатки мають спеціальний профіль, що забезпечує мінімальні втрати енергії потоку газу та повітря. Колесо турбіни зроблено із жаростійкого сплаву, оскільки допустима температура газу перед турбіною дорівнює 650 градусів. Колесо компресора виконано із алюмінієвого сплаву.

Для відновлення швидкісного потоку повітря в тиск на виході повітря із лопаток компресора встановлений дифузор. Досвід показує, що використання безлопаточного дифузора виключає виникання відкладень в експлуатації та зменшення в цьому зв'язку прохідного перерізу та ККД компресора. Важливою властивістю безлопаточного дифузора є забезпечення широкого діапазону ефективної роботи, що важливо для двигуна транспортного типу. Однак в вузькому діапазоні режимів лопаточний дифузор дозволяє отримати більш високий ККД.

Радіальні центрострімкі турбіни виконують як ізобарними, так і імпульсними. Коло входу газу в турбіну встановлений напрямний (сопловий) апарат для перетворення потенціальної енергії в кінетичну.

В теперішній час розроблені типорозмірні ряди турбокомпресорів. Визначальним параметром кожного типорозміру є діаметр колеса компресора. Турбокомпресори, які випускаються промисловістю для тракторних дизелів ТКР-7, ТКР-8,5 і ТКР-11 забезпечують наддув дизелів потужністю від 50 до 600 кВт. Зі зменшенням типорозміру компресора зменшується момент інерції ротора, що забезпечує покращення роботи дизеля на перехідних режимах, тобто покращує погодженість подачі повітря і палива та зменшує можливі коливання коефіцієнта надлишку повітря.

Турбокомпресор ТКР-7 розрахований на дизелі потужністю до 160 кВт; ТКР-8,5 – до 205 кВт і ТКР-11 – до 300 кВт. При більших потужностях дизелів на них встановлюють по 2 турбокомпресори.

Однак при збільшенні тиску наддуву миттєво збільшується температура повітря після компресора, що запобігає росту щільності наддувочного повітря і сприяє збільшенню теплонапруженості деталей двигуна.

Щоб уникнути великого зростання теплових навантажень потребується збільшення коефіцієнту надлишкового повітря, для чого обмежують циклічну подачу палива або збільшують витрату повітря за рахунок підвищення тиску наддуву повітря P_k . Підвищення P_k веде за собою збільшення температури та тисків циклу.

Виникає питання, яким чином забезпечити подачу необхідної кількості палива без збільшення його тиску.

По рівнянню Менделєєва-Клапейрона

$$PV = RT \quad (1.1)$$

де P – тиск повітря;

V – об'єм повітря;

R – газова постійна;

T – температура повітря

$$V = \frac{1}{\rho}.$$

де ρ - щільність повітря.

Підставимо значення V в рівняння (1.1)

$$\frac{P}{\rho} = RT;$$

R – газова постійна на температуру ніякої дії не надає.

Із цієї формули видно, що при зниженні температури повітря, може бути збільшена його щільність без збільшення тиску.

Подальше збільшення потужності дизеля можливе тільки за умовою введення охолодження наддувочного повітря після компресора, тому що охолодження повітря знижує і температуру циклу.

Наприклад, по даним досліджень при постійній потужності чотирьохтактного дизеля зниження температури повітря після компресора на

10° дає зменшення максимальної температури згоряння, а також середньої температури циклу приблизно на 30°.

Збільшення масового заряду циліндра внаслідок зниження його температури значно розширює можливість форсування двигунів. В зв'язку зі зниженням температури циклу при охолодженні наддувочного повітря матиметься можливість форсувати двигун без збільшення тепло напруженості деталей, не прибігаючи до збільшення коефіцієнту надлишку повітря α .

Окрім цього, зниження перепаду температури між газами і стінками камери згоряння призводить до зменшення тепло потоку від газу до стінок, тобто до зниження втрат тепла газами, що сприяє отриманню більш високого індикаторного ККД.

Таким чином охолодження наддувочного повітря після компресора є необхідним заходом, що забезпечує створення високо форсованого надійного і економічного комбінованого двигуна.

Не дивлячись на це, навіть в двигунах з проміжним охолодженням повітря, поршень працює в важких умовах і при підвищених температурах.

Ефективним заходом для зниження температури поршня і створення передумови по цьому параметру для проведення робіт по форсуванню дизеля до 200 та більше к.с. є використання поршня з масляним охолодженням (рис 1).

Важливим фактором для забезпечення високої надійності роботи двигуна, зниження експлуатаційних витрат та підвищення економічності двигуна використовується покращена система змащування. це пов'язано з тим, що при розпиленні масла форсунками центрифуги воно швидко окислюється і втрачає свої якості. В результаті чого виникає відкладення нагару на поршньових кільцях і вони швидко виходять з ладу. Тому необхідно частіше замінювати масло в двигуні, що призводить до додаткових витрат. Щоб уникнути окислення масла під час очищення розроблена нова конструкція центрифуги.

На основі вищесказаного в даному проекті в якості засобу для реалізації технічного завдання прийнято форсування дизеля шляхом застосування наддува з проміжним охолодженням повітря, оснащення двигуна покращеною системою мащення і масляним охолодженням поршня.

Вихідні дані:

1. Тип двигуна - дизельний (з наддувом).
2. Ефективна потужність – $N_e = 138$ кВт
3. Номінальна кутова швидкість обертання колінчатого вала – $\omega = 200$ 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 - $Q_H^p = 42500$ кДж/кг.
6. Ступінь стискання - $\varepsilon = 15$.
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 $P_r = 198$ кПа;
12. Температура кінця вихлопу $T_r = 800$ К;
13. Підігрів свіжого заряду $\Delta T = 7$;
14. Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,6$;
15. Коефіцієнт використання тепла $\xi = 0,85$;
16. Ступінь підвищення тиску $\lambda = 1,6$;
17. Середній показник політропи розширення $n_2 = 1,22$;
18. Коефіцієнт неповноти індикаторної діаграми $\varphi = 0,94$;
19. Відношення ходу поршня до діаметра циліндра $\psi = 0,885$;

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, індикаторних і ефективних показників двигуна і його основних розмірів, а також літрової потужності двигуна, що характеризує ступінь використання робочого об'єму циліндра.

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 $P_r = 1,98 \cdot 10^2$ тиск кінця вихлопу

$T_k = 347,5\text{K}$ - температура повітря після компресора

$P_k = 165$ кПа

η_v – коефіцієнт наповнення

ε – ступінь стиснення

$$\gamma = \frac{1,98 \cdot 10^2 \cdot (347,5 - 50)}{165 \cdot 800 \cdot 0,84(15 - 1)} = 0,038$$

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 - $T_o = T_k - T_{ох} = 288\text{K}$

$P_k = 165$ кПа

P_o – тиск навколишнього середовища $P_o = 100$ кПа

n_k – середній показник політропи стиснення в компресорі $= 1,6$

$$T_k = 288 \left(\frac{165}{100} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 347,5\text{K}$$

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 $\Delta T = 7 \text{ K}$

$$T_a = \frac{347,5 + 7 + 0,038 \cdot 800}{1 + 0,038} = 322,6 \text{ K}$$

в) Визначаємо тиск кінця впускання

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

$$P_a = \frac{322,6}{15} \left[\frac{0,84 \cdot 165 \cdot (15 - 1)}{297,5} + \frac{1,98 \cdot 10^2}{800} \right] = 1,456 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

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

$$n_1 = 1,41 - \frac{10,45}{200} = 1,36;$$

б) Визначаємо тиск кінця стиснення

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

$$P_c = 1,456 \cdot 10^2 \cdot 15^{1,36} = 57,9 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

в) Визначення температури кінця стиснення

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

$$T_c = 322,6 \cdot 15^{1,36 - 1} = 856,2 \text{ K}$$

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

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

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

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

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

$$\mu c_{pm}^z = 28,314 + \frac{0,92}{1,6} + \left(\frac{13,8}{1,6} + 15,45 \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = 28,314 + 24,075 \cdot 10^{-4} \cdot T_z$$

з) визначаємо температуру кінця згорання по рівнянню згорання

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

$$\frac{0,85 \cdot 42500}{0,8 \cdot (1 + 0,038)} + (21,6 + 8,314 \cdot 1,75) \cdot 856,2 = 1,041 \cdot (28,89 + 24,08 \cdot 10^{-4} \cdot T_z) \cdot T_z;$$

$$25,04 \cdot 10^{-4} \cdot T_z^2 + 30 T_z - 74445,7 = 0$$

$$T_z = \frac{-30 + \sqrt{1645,7}}{2 \cdot 25,04 \cdot 10^{-4}} = 2120 \text{ К}$$

и) визначаємо тиск кінця згорання

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

$$P_z = 1,6 \cdot 57,9 \cdot 10^2 = 92,64 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

к) визначаємо ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = \frac{1,041}{1,6} \cdot \frac{2120}{856,2} = 1,61$$

2.4 Процес розширення

а) визначаємо ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = \frac{15}{1,61} = 9,3$$

б) визначаємо тиск кінця розширення

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}};$$

$$P_b = \frac{92,64 \cdot 10^2}{9,3^{1,22}} = 6,1 \cdot 10^2 \text{ кПа};$$

в) визначаємо температуру кінця розширення

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}};$$

$$T_b = \frac{2120}{9,3^{1,22-1}} = 1300 \text{ К}$$

2.5 Індикаторні показники роботи двигуна

а) теоретичний середній індикаторний тиск

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda_\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (2.19)$$

$$P_i' = \frac{57,9 \cdot 10^2}{15 - 1} \left[1,6(1,61 - 1) + \frac{1,6 \cdot 1,61}{1,22 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,3^{1,22-1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1,36-1}} \right) \right] = 15,63 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

б) дійсний середній індикаторний тиск

$$P_i = \varphi \cdot P_i' \quad (2.20)$$

$$P_i = 0,96 \cdot 15,63 \cdot 10^2 = 14,85 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

в) розраховуємо індикаторний ККД

$$\eta_i = 8,314 \frac{L(1+\gamma)T_c \cdot (\varepsilon - 1) \cdot P_i}{P_c \cdot Q_h^p} \quad (2.21)$$

$$\eta_i = 8,314 \frac{0,8(1+0,038) \cdot 856,2 \cdot (15-1) \cdot 14,85 \cdot 10^2}{57,9 \cdot 10^2 \cdot 42500} = 0,499$$

г) індикаторна питома витрата палива

$$g_i = \frac{3600}{\eta \cdot Q_h^p} \quad (2.22)$$

$$g_i = \frac{3600}{0,499 \cdot 42500} = 0,169 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$$

д) визначаємо середній ефективний тиск

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \quad (2.23)$$

$$P_e = 0,85 \cdot 14,85 \cdot 10^2 = 12,69 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

е) визначаємо тиск механічних втрат

$$P_{mp} = P_i - P_e \quad (2.24)$$

$$P_{mp} = 14,85 \cdot 10^2 - 12,62 \cdot 10^2 = 2,23 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

ж) ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.25)$$

$$\eta_e = 0,499 \cdot 0,85 = 0,42$$

з) ефективна питома витрата палива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (2.26)$$

$$g_e = \frac{0,169}{0,85} = 0,198 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{ч};$$

Визначаємо основні параметри двигуна :

а) розрахунковий робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = \frac{12.56 \cdot N_{en}}{P_e \cdot \omega_{en} \cdot i}; \quad (2.27)$$

$$V_h = \frac{12,56 \cdot 138,16}{12,62 \cdot 10^2 \cdot 200 \cdot 6} = 1,15 \cdot 10^{-3} M^3$$

б) розрахунковий діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \psi}} \quad (2.28)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,146 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,885}} = 1,2 \cdot 10^{-1} M$$

де ψ – відношення ходу поршня до діаметру циліндра

в) розрахунковий хід поршня

$$S = \psi \cdot D \quad (2.29)$$

$$S = 0,885 \cdot 1,2 \cdot 10^{-1} = 1,062 \cdot 10^{-1} M \approx 1,0 \cdot 10^{-1} M$$

Даний діаметр і хід поршня забезпечує оптимально необхідну потужність двигуна, тому залишаємо розміри аналогового двигуна.

$$D = 1,2 \cdot 10^{-1} \text{ м}; \quad S = 1,0 \cdot 10^{-1} \text{ м};$$

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

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \quad (2.30)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot (1,44 \cdot 10^{-1})^2}{4} \cdot 1,0 \cdot 10^{-1} = 1,13 \cdot 10^{-3} M^3$$

д) визначаємо літрову потужність двигуна

$$N_L = \frac{N_e}{i \cdot V_h}, \quad (2.31)$$

$$N_{\text{л}} = \frac{138,16}{6 \cdot 1,13 \cdot 10^{-3}} = 2,037 \cdot 10^3 \text{ кВт/м}^3$$

е) питома (поршньова) потужність двигуна

$$N_y = \frac{Ne}{i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2} = \frac{138,16}{4 \cdot \frac{3,14}{4} (1,2 \cdot 10^{-1})^2} = 2031,8 \cdot 10^2 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (2.32)$$

2.6 Тепловий баланс двигуна

$$Q_H^P = Q_i + Q_r + Q_{\text{нс}} + Q_b \quad (2.33)$$

де Q_i - тепло, перетворене на індикаторну роботу при згоранні 1 кг палива;

Q_r - тепло, що відноситься в навколишнє середовище

$Q_{\text{нс}}$ - втрата тепла в середовище за рахунок газообміну від хімічної неповноти згорання. Для 1 кг палива $Q_{\text{нс}} = \Delta Q$

Q_b - тепло, що втрачається в систему охолодження на 1 кг палива.

$\mu_{Cp_m}^z$ середня молярна теплоємність продуктів згорання при $P = \text{const}$ при температурі T_r

μ_{Cp} молярна теплоємність повітря при $P = \text{const}$

$$Q_H^P = 42500 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_i = Q_H \cdot \eta_i \quad (2.34)$$

$$Q_i = 42500 \cdot 0,499 = 21207,5 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_r = M \cdot (\mu_{Cp_m}^z \cdot T_r) - \alpha \cdot L_0 \cdot \mu_{Cp} \cdot T_0 \quad (2.35)$$

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

$$Q_{\text{нс}} = 0 \quad \text{при } \alpha > 1$$

$$Q_b = Q_H^P - (Q_i + Q_r + Q_{\text{нс}})$$

$$Q_b = 42500 - (21207,5 + 17551,6 + 0) = 3740,9 \text{ кДж/кг}$$

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:

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

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

$$P_o \cdot m_p = 10^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} = 2,5 \text{ мм}$$

$$P_r \cdot m_p = 2,73 \cdot 10^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} = 4,95 \text{ мм}$$

$$P_a \cdot m_p = 1,456 \cdot 10^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} = 3,64 \text{ мм}$$

$$P_c \cdot m_p = 57,89 \cdot 10^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} = 144,73 \text{ мм}$$

$$P_z \cdot m_p = 92,64 \cdot 10^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} = 231,6 \text{ мм}$$

$$P_b \cdot m_p = 6,1 \cdot 10^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} = 15,25 \text{ мм}$$

$$V_r \cdot m_v = V_c \cdot m_v = W_z \cdot m_v = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \cdot m_v = \frac{1,146 \cdot 10^{-3}}{15 - 1} \cdot 10^5 = 8,19 \text{ мм}$$

$$V_a \cdot m_v = V_b \cdot m_v = \varepsilon \cdot V_c \cdot m_v = 16 \cdot 8,19 = 122,85 \text{ мм}$$

$$V_z \cdot m_v = \rho \cdot V_c \cdot m_v = 1,61 \cdot 8,19 = 13,19 \text{ мм}$$

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 2,5 мм і лінії відповідно положенням поршень у ВМТ (від вісі координат на 10,1 мм) і НМТ. (від вісі ординат на величину 167,1 мм).

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

в) Проводиться через точки r і a 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).

$$p_x \cdot m_p = p_c \cdot m_p \left(\frac{V_c m_v}{V_x m_v} \right)^{n_1} - \text{для політр. стискування } (167,1 > V_x \cdot m_v > 10,1) \quad (3.1)$$

$$p_x \cdot m_p = p_z \cdot m_p \left(\frac{V_z m_v}{V_x m_v} \right)^{n_2} - \text{для політр. розширення } (167,1 > V_x \cdot m_v > 15,8) \quad (3.2)$$

$$p_x \cdot m_p = p_c \cdot m_p \left(\frac{V_c m_v}{V_x m_v} \right)^{n_1} = 144,73 \cdot \left(\frac{8,19}{20} \right)^{1,36} = 49,5 \text{ мм}$$

$$p_x \cdot m_p = p_z \cdot m_p \left(\frac{V_z m_v}{V_x m_v} \right)^{n_2} = 231,6 \cdot \left(\frac{13,19}{20} \right)^{1,22} = 142,6 \text{ мм}$$

Результаті розрахунків зводимо в таблицю 3.1

Політропи стискування

$V_x \cdot m_v$	20	35	50	65	80	95	110	135
$P_x \cdot m_p$	42,12	19,68	12,11	8,5	6,4	5,1	4,1	3,8

Політропи розширення.

$V_x \cdot m_v$	20	35	50	65	80	95	110	135
$P_x \cdot m_p$	139,3	64,92	45,6	33,1	25,7	20,8	174	13,1

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 $\frac{P_a + P_v}{2}$, 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 міліметровці.

Далі проводимо скруглення діаграми у крапки c по дузі (на ділянці від моменту займання до крапки на лінії в.м.т., відповідною тиску $p \approx 1,3p_c$). 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 скруглення вироблюваний по величині $\phi = 0,94$

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_o . Масштаб тиску зберігаємо той же, що і при побудові індикаторної діаграми в координатах $p-V$

Масштаб кутів повороту коленчатого 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-шатунного 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

$$r = \frac{157}{2} = 78,5 \text{ мм. Довжина шатуна повинна відповідати заданій величині}$$

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{4} \text{ Тоді довжина шатуна } l \text{ в масштабі діаграми рівна } l = 314 \text{ мм.}$$

З урахуванням певних довжин r і l будуємо схему ряду положень кривошипа і шатуна, відповідним рівним кутовим зсувом кривошипа (через 15° кута повороту). Переносимо далі всі положення осі поршневого пальця на індикаторну діаграму в координатах p — V , звідки визначаємо значення $p_{изб}$ (у масштабі діаграми) і будуємо таблицю 3.2

При побудові розгорненої індикаторної діаграми за даними таблиці 3.2 необхідно прийняти певне правило знаків. Вважатимемо надмірний тиск позитивним, якщо сила, прикладена до поршня, діє у напрямі осі колінчастого вала.

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
$P_{\text{надл.}}$ m_p , мм	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6	1,35 6
α , град.	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
$P_{\text{надл.}}$ m_p , мм	1,35 6	1,38	1,46	1,6	1,8	2,2	2,9	4	6,12	10,5	20,3	40,7	57,8
α , град.	360	375	390	405	420	435	450	465	480	495	510	525	540
$P_{\text{надл.}}$ m_p , мм	57,8	62,6 7	64,8 1	35,9	22,2	15,3	11,4	9,16	7,8	6,9	6,36	6,08	5,99
α , град.	540	555	570	585	600	615	630	645	660	675	690	705	720
$P_{\text{надл.}}$ m_p , мм.	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99	5,99

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

$$P_j = -m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot 10^{-3} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = -4,2 \cdot 10^2 \cdot 200^2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} \cdot 10^{-3} (\cos \alpha + \frac{1}{4} \cos 2\alpha) = -11,76 \cdot 10^2 (\cos \alpha + 0,25 \cos 2\alpha), \text{ кПа} \quad (3.5)$$

$$P_j = -11,76 \cdot (1 + 0,250) = -14,7 \cdot 10^2 \text{ кПа}$$

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
Стиснен ня 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
$P_j, 10^{-2} \text{ МПа}$	-14,7	-13,9	-11,7	-8,31	-4,41	-0,5	2,94	5,59	7,35	8,32	8,71	8,81	8,82
$P_j 2,5, \text{ мм}$	-36,8	-34,8	-29,3	-20,8	-11,0	-1,25	7,35	14	18,4	20,8	21,8	22,0	22,05

в) Для прийнятих значень кутів α підраховуємо 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 ($m_p = 2,5 \cdot 10^{-2}$ мм/кПа).

Отримані знаки p_j (див. таблицю 3.3) відповідають прийнятому правилу знаків для сил газів (надмірного тиску).

За даними таблиці 3.3 наносимо величини p_j m_p на розгорнену індикаторну діаграму і по отриманим крапкам будуюмо 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 будуюмо 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

$$t = P_{\text{сум}} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (\text{у цій формулі } \beta - \text{кут відхилення осі шатуна від осі}$$

циліндра) 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 ($p_{\text{сум}} \cdot m_p$) відкласти її на продовженні кривошипа на схемі кривошипно-шатунного механізму, викресленою в положенні, при якому

кривошип повернений щодо ст. м. т. на той же кут α . Далі з кінця відкладеного відрізка ($P_{\text{сум}} \cdot m_p$) 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 впускання 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-шатунового 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 $\frac{720}{4} = 180^\circ$ або в масштабі $180 \cdot m_\alpha$. Для побудови діаграми $t_{\text{сум}} = f(\alpha)$ графік $t = f(\alpha)$ поділений на 4 частини (по числу циліндрів). При цьому кожна з 4-х частин графіка $t = f(\alpha)$ представляє закон зміни питомої тангенціальної сили для одного з циліндрів. Оскільки чотири циліндри працюють спільно, то для отримання «сумарної питомої тангенціальної сили 4 частини графіка $t = f(\alpha)$ суміщаємо «на відрізок, 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 150 мм). Отриманий результат представляє величину середнього значення сумарної питомої тангенціальної сили в масштабі діаграми.

У нашому випадку $t_{\text{сум}} \cdot \text{ср} m_p = 25 \text{ мм}$.

б) Визначаємо ефективну потужність двигуна

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

$$N_e = \frac{(t_{\text{сум.ср}} \cdot m_p)}{m_p} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot r \cdot \omega \cdot \eta_m = \frac{25}{2,5 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{\pi (1,2 \cdot 10^{-1})^2}{4} \cdot 0,7 \cdot 10^{-1} \cdot 200 \cdot 0,85 = 136,5 \text{ кВт}$$

4 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА

4.1 Розрахунок основних параметрів трактора

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

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

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

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

б) Розрахуємо буксування трактора.

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

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

$$\delta = 0,04 \left(\frac{30}{0,7 \cdot 70,4} \right)^8 + 0,4 \left(\frac{30}{49,3} \right)^8 = 0,024 + 0,0075 = 3,185$$

Коефіцієнт, характеризуючий втрати на буксування визначається за формулою:

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

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

Буксування входить до норм розраховуємо потужність двигуна з умови забезпечення номінального зусилля при заданій робочій швидкості:

$$V_n = 2 \text{ м/с}$$

$$N_{сн} = (P_{кр.н} + f G) \cdot \frac{V_n}{\eta_{тр} \cdot \eta_\delta} \quad (4.4)$$

$$N_{сн} = (30 + 0,1 \cdot 70,4) \cdot \frac{3,33}{0,968 \cdot 0,922} = 138,16 \text{ кВт}$$

де $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії

ККД трансмісії розраховується

$$\eta_{тр} = \eta_x \cdot \eta_{ц}^x \cdot \eta_k^y \quad (4.5)$$

де $\eta_x=0,96$ - ККД, враховуючий витрати холостого ходу;

$\eta_{ц} = 0,985$ – ККД циліндричної передачі;

$\eta_k=0,975$ – ККД конічної передачі;

x і y - число пар циліндричних і конічних передач, які приймають участь в передачі крутного моменту від двигуна до гусениці;

Беремо по прототипу:

$$\eta_{тр} = 0,96 \cdot 0,985^1 \cdot 0,975^1 = 0,92196$$

$\eta_{\delta}=1-0,05=0,95$ –ККД який враховує витрати на буксування.

4.2 Розрахунок параметрів для побудови регуляторної характеристики дизеля

Розрахунок ефективної потужності на частних 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 регуляторній 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

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

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

4.5 Часова витрата палива

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

$$G_{tx} = 0,199 \cdot 138,16 = 27,36 \text{ кг/год}$$

4.6 Параметри, необхідні для побудови 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

Таблиця 4.1 - Результати розрахунку регуляторної характеристики дизеля

Параметри	Холостий хід	Номінал. режим	Частичні режими		
$\omega_{ex}, \text{с}^{-1}$	216	200	150	100	50
$N_{ex} \text{ кВт}$	0	138,16	119,6	81,86	37,65
$M_{ex} \text{ кН}\cdot\text{м}$	0	0,691	0,797	0,819	0,753
g_{ex} кг/кВт·ч	-	0,199	0,189	0,194	0,211
$G_{tx} \text{ кг/ч}$	6,87	27,49	22,6	16,21	7,94

По побудованій характеристики дизеля визначаємо коефіцієнт пристосованості двигуна по крутному моменту.

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

$$K_{\Pi} = \frac{0,819}{0,691} = 1,185$$

Та коефіцієнт зниження частоті обертів:

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

$$a_{об} = \frac{100}{200} = 0,5$$

4.7 Розрахунок передаточних чисел трансмісії

Для 1-ї передачі по номінальному тяговому зусиллю:

$$i_1 = \frac{(P_{кр.н} + \int \cdot G) r_{\partial}}{\eta_{mp} \cdot M_{ен}} \quad (4.12)$$

$$i_1 = \frac{(30 + 0,1 \cdot 70,4) \cdot 0,75}{0,922 \cdot 0,69} = 43,67$$

Для вищої 4-ї передачі по віщому колу

$$i_m = \frac{r_{\partial} \cdot \omega_{ен}}{v_{\epsilon}} \quad (4.13)$$

$$i_4 = \frac{0,75 \cdot 200}{6,09} = 24,63$$

При розподіленні передаточних чисел проміжні передачі розраховуються по геометричній прогресії.

Розраховуємо знаменник прогресії :

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

$$\Delta i = \frac{43,67 - 24,63}{4 - 1} = 6,34$$

Для другої і третьої передачі:

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

$$i_2 = 43,67 - 6,34 = 36,25$$

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

$$i_3 = 36,25 - 6,34 = 30,1$$

4.8 Розрахунки для побудови тягової характеристики трактора

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

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

Відкладаємо за шкалами значення $P_{крн} = P_{кн} - fG$; 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 $P_{кн} = f(M_{е})$ 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 силі тяги на гаку.

$$\delta = f(P_{кр}).$$

$$\delta = 0,04 \frac{P_{кр}}{\phi G} + 0,4 \left(\frac{P_{кр}}{\phi G} \right)^8 \quad (4.19)$$

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

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

Та тягову потужність трактора на кривоку :

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

Результаті розрахунків зводимо в таблицю 4.2

В четвертій чверті будуємо залежності максимального тягового ККД η_m по передачах від сили на крію. Для цього справа по вертикалі наносимо масштаб η_m

Максимальний тяговий ККД визначаємо за формулою:

$$\eta_{m \max} = \frac{N_{kp}}{N_{en}} \quad (4.22)$$

Таблиця 4.2 - Результати тягових розрахунків

Параметри	M _{ен} = 0,691 кН·м; ω _{ен} = 200 с ⁻¹ N _{ен} = 138,16 кН·м				M _{ем} = 0,82кН·м;			
Передачі	1	2	3	4	1	2	3	4
i _{тр}	43,67	36,25	30,1	24,63	43,67	36,25	30,1	24,63
P _к , кН	37,1	30,8	25,6	20,9	44,02	36,5	30,3	24,8
P _{кр} , кН	30,1	23,8	18,6	13,9	37,02	29,5	23,3	17,8
v _т м/с	3,4	4,1	5	6,09	1,7	2,1	2,5	3,05
δ	0,144	0,108	0,0845	0,0643	0,217	0,142	0,106	0,181
v _{гн} м/с	2,91	3,66	4,58	5,7	1,33	1,8	2,24	2,8
N _{крн} кВт	87,6	87,11	85,19	79,23	49,24	53,1	52,19	49,84
g _{кр} кг/кВт·год	0,640	0,36	0,614	0,574	0,607	0,639	0,634	0,608

Визначаємо витрату палива на одиницю гакової потужності по формулі:

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

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Єдині вимоги до конструкції тракторів та сільськогосподарських машин по безпеці та гігієні праці при роботі та обслуговуванні двигуна:

1. Двигун оснащено електричним пускачем (електростартер СТ-352Д) для запуску пускового двигуна з робочого місця тракториста. В вигляді дублюючого пристрою передбачено ручний запуск.

2. Система живлення повинна виключати підтікання палива та масла.

3. Потрапляння палива на генератор, випускну систему та інші частини машини повинно бути виключено.

4. Паливний бак пристосовано для механізованої заправки.

5. Двигун оснащено глушником і іскрогасником.

6. Система охолодження двигуна оснащена кранами для зливу води, зручними для зливу води та обслуговування, відкривання без використання інструментів.

7. Колектори і труби випускної системи виконані так, що виключено потрапляння та накопичення в них горючих продуктів.

8. Капот двигуна легко знімається і утримується в відкритому положенні і не має гострих кутів і кромek.

9. Паливопровід системи живлення виконано із незгораючих матеріалів.

10. Краї лопатей вентилятора пофарбовані в білий колір.

5.2 Правила протипожежної безпеки при експлуатації:

- при перевірці рівня палива і заправці паливного баку не паліть і не користуйтеся відкритим вогнем;

- негайно усувайте знайдені протічки палива та масла, розлите паливо та мастило одразу ж витирайте;

- постійно слідкуйте за станом ізоляції дротів та надійність їх кріплення.

Іскріння в місцях пошкодження ізоляції дротів може викликати пожежу, особливо в літній час;

- при зупинці двигуна необхідно вимикати «масу»;
- на тракторі передбачено встановлення вогнегасників.
- бензиновий бак пускового двигуна слід заправляти тільки при непрацюючому двигуні і холодній вихідній трубі.
- забороняється підігрівати вогнем паливо провід при холодній порі року.
- не слід допускати підтікання палива і мастила в місцях з'єднання трубопроводів.
- періодично очищати трубу від нагару.
- в випадку пожежі слід засипати піском, землею, забороняється заливати водою, накрити брезентом або волокном.
- не допускати накопичення соломистих продуктів на двигуні.

5.3 Аналіз стану охорони праці при роботі двигуна

Були проведені випробування на шум проектного дизеля з глушником, середній рівень звуку $L_{0md}=1$ дизеля склав 97,74 дБа, що вище відповідає вимогам СН.23.- 85. Гранично допустимі значення $L_{0md}=1$ для цих дизелів не повинен перевищувати 85 дБа.

Отримані виміри зведені в таблиці 5.1.

Найменування показників	Середньо геометричні частоти активних полос, Гц							Рівень звука, дБа
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виміряні рівні звукового тиску, дба	102,5	103,5	97,5	97,3	93,7	94,8	98	98,5
Рівень звукового тиску поміх, дба	94,5	93	92,5	93	89	88	88,7	100,8
Рівні звукового тиску Ld 0.25A	101.5	103.5	95.5	95.3	91.7	93.2	92.3	101.5
Гранично допустимі значення по СН	85 дБа							

При вимірюванні використовувалась віброакустична апаратура фірми «Брюль и кьєр». По результатам іспиту видно, що рівень шуму перевищує СН. 32.23-85, послідовно потрібна нова конструкція або його удосконалення.

5.4 Проектовані заходи по охороні праці

Глушитель – іскрогасник комбінований служить для погашення шуму і погашення іскровихлопних газів двигуна.

Існуючий глушник 72.07012.00., установлений на дизелі, не достатньо знижує рівень шуму на робочому місці. Це пов'язано з специфікою роботи, тракторист при роботі знаходиться в кабіні на відстані біля 1м від глушителя крім того в існуючому глушителю при роботі на повній загрузці двигуна проходять іскри, які являються джерелом спалахування.

Спроекований глушитель-іскрогасник комбінований, складається з двох металічних стінок, на відстані 10-20мм (проміжок між якими заповнено базальтовим волокном), вхідного патрубку глушителя, ежектора, приварених відповідно до нижнього корпусу глушителя і верхнього корпусу глушителя камер активного глушення.

Для здійснення завихрення вихлопних газів і погашення іскор, камера глушителя розділена диском з радіальним отвором, в центрі якого приварений корпусний розсікач для завихрення газів.

Кожух глушителя зварений з двох частин. Кришка служить для запобігання попадання осадків в глушитель.

Таблиця 5.2 Технічна характеристика глушника

Показники	Дані
1. Тип глушителя	2-х камерний комбінований
2. Діаметр вхідного патрубку, мм	90
3. Діаметр вихідного патрубку, мм	95
4. Загальна висота, мм	1200
5. Зниження шуму, дба	18
6. Вага, кг	10

5.5 Інструкції з техніки безпеки

1. До роботи на тракторі допускаються люди віком не молодше 18 років, маючи права тракториста машиніста або свідоцтво на водіння трактором даної марки.

2. Перед запуском двигуна впевнитись, що важіль перемикання передач установлений в вірному положенні, муфту вала відбору потужності виключити. Запускати двигун повинен тільки тракторист. Перед запуском впевнитись що на агрегаті немає людей, дати сигнал запустити двигун і перевірити роботу всіх механізмів на різних режимах.

3. Забороняється підходити до робочого вентилятора і доторкуватись до нагрітих частин (глушителя, турбокомпресору, радіатору и т.д). Всі несправності налагоджувати при виключеному двигуні. Проводити ремонт тільки справними інструментами.

4. Після роботи двигун очистити. При очистці забороняється знаходитись під машиною не установивши важіль коробки передач на першу передачу і не ввімкнувши ручні гальма.

6 ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Найбільший вплив на величину показників економічної ефективності має змінна продуктивність машин.

Продуктивність агрегату на годину чистого робочого часу га/год:

$$W_T = 0,1B_P V_P, \text{ га/год}$$

де В – робоча ширина захвату агрегату, м; (приймаємо 1,75м)

- Робоча швидкість руху, км/год (до модернізації ; після)

0,1 – коефіцієнт для перерахунку в гектари.

$$W_T^0 = 0,1 * 1,75 * 7 = 1,225 \text{ га/год}$$

$$W_T^1 = 0,1 * 1,75 * 7,6 = 1,33 \text{ га/год}$$

Визначаємо продуктивність агрегату за годину змінного часу.

$$W_3 = W_T * K_{вр}$$

$$W_3^0 = 1,225 * 0,65 = 0,796 \text{ га/год}$$

$$W_3^1 = 1,33 * 0,65 = 0,865 \text{ га/год}$$

де – К коефіцієнт використання робочого часу зміни

Річний виробіток машини впливає на величину експлуатаційних і приведених витрат, а отже і на економічну ефективність машини

Визначається річний виробіток машини по формулі:

$$W_P = W_3 * T_{пл}, \text{ га}$$

де $T_{пл}$ – річне навантаження плуга, год/рік приймаємо $T_{пл}=480$ год/рік

$$W_P^0 = 0,796 * 480 = 382 \text{ га/рік}$$

$$W_P^1 = 0,865 * 480 = 415,2 \text{ га/рік}$$

Величина річного економічного ефекту від застосування проектного варіанта техніки в розрахунку на одну машину визначається як різниця приведених витрат:

$$E_P = (I_0 - I_1)W_P^1 = \{(S_0 + E_H * K_{уд0}) - (S_1 + E_H * K_{уд1})\}W_P^1, \text{ грн/рік}$$

де: I_0 та I_1 – приведені витрати відповідно по базовій і проектованій машині, в розрахунку на одиницю роботи.

W_P^1 – річний виробіток нової машини

S_0 та S_1 – експлуатаційні витрати відповідно для базової і нової машини.

$$S_0 = 496,2 \frac{\text{грн}}{\text{га}} \quad ; \quad S_1 = 452,7 \frac{\text{грн}}{\text{га}}$$

$K_{уд.0}$ та $K_{уд.1}$ – капітальні витрати відповідно для базової та нової машини грн./га ;

$$K_{уд.0} = 697,2 \frac{\text{грн}}{\text{га}} \quad K_{уд.1} = 641,4 \frac{\text{грн}}{\text{га}}$$

E_H – коефіцієнт додаткових капіталовкладень

$$\begin{aligned} E_P &= \{(496,2 + 0,15 * 697,15) - (452,69 + 0,15 * 641,4) * 415,2 \\ &= 21537,5 \frac{\text{грн}}{\text{га}} \end{aligned}$$

Таким чином величина річного ефекту від застосування на оранці нової машини складає 21573,5 грн.

ВИСНОВКИ

Науково-технічний прогрес у галузі механізації сільськогосподарського виробництва спрямований передусім на підвищення продуктивності праці за рахунок розробки і впровадження широкозахватних машин, збільшення їх робочих швидкостей, вантажопідйомності, пропускної здатності, універсальності, автоматизації, а також поліпшення умов праці механізаторів і вдосконалення організації роботи машинно-тракторних агрегатів.

В даному дипломному проекті було передбачено модернізацію дизеля з розробкою покращеної системи мащення, що призводить до зниження витрат на експлуатацію, підвищення продуктивності праці, економії палива та масла, а також до підвищення надійності.

Модернізація та використання дизеля економічно доцільні. Ця модернізація досить вигідна для тих господарств, які не можуть придбати нову, сучасну та більш потужну техніку. Завдяки форсуванню двигуна можна, наприклад, при оранці, начепити на трактор плуг з більшою кількістю корпусів. Цим ми збільшимо продуктивність роботи трактора – за один робочий день таким трактором можна буде зорати більшу площу поля, а це означає, що потрібну технологічну операцію можна буде виконати в більш короткі строки. Так, за рахунок підвищення потужності двигуна ми отримали вищу продуктивність трактора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Довідник з машино використання в землеробстві / За ред. В.І. Пастухова. – Харків: „Веста”, 2001. – 347 с.
2. Довідник з охорони праці в сільському господарстві / С.Д. Лехман, В.П. Целинський, С.М. Козирев та ін.; За ред. С.Д. Лехмана. – К.: „Урожай”, 1990. – 400 с.
3. Машиновикористання в землеробстві / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.: За ред. В.Ю. Ільченка і Ю.П. Нагірного. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.
4. Охорона праці / Г.М. Гряник, С.Д. Лехман, Д.А. Бутко та ін. – К.: „Урожай”, 1994. – 271с.
5. Лебєдєв А.Т., Лебєдєв С.А., Коробко А.І., Шевченко І.А. Формування тягово-швидкісних властивостей трактора загального призначення. Техніка і технології АПК. 2023. № 1. С. 56–64.
6. Автомобілі. Теорія: навчальний посібник / [В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков та ін.] – Одеса : Військова академія, 2017. – 414 с.
7. Шепеленко Г.М. Основи теорії самохідних машин. – Харків: Видавництво «Основа» при ХГУ, 1993. – 216 с.
8. Сахно В.П. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів: навчальний посібник. - Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.
9. Сахно В.П. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посіб. – К.: «КВІЦ», 2004. –174с
10. Охмат П. К. Основи теорії та розрахунку трактора і автомобіля: курс лекцій для студ. за напр. підготов. "Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва" / П. К. Охмат, В. І. Мельниченко; М-во аграр. політики України, Дніпропетровський держ. аграр. ун-т, каф. "Трактори та автомобілі" . - Дніпропетровськ : ЕНЕМ, 2009. – 320 с.
11. Кошарний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля: навчальний посібник / М.Ф. Кошарний. – К.: Вища школа, 1992. – 200 с.

12. Кузьменко Л.В., Кондрашов С.І., Сергієнко Н.Є. та ін. Теорія систем та системний аналіз: навчальний посібник - Харків: ФОП Панов А.М., 2019. - 244 с.

13. Говорущенко Н.Я. Системотехніка автомобільного транспорту (розрахункові методи досліджень): монографія / Н.Я. Говорущенко. - Харків: ХНАДУ. 2011. - 292 с.

ДОДАТКИ