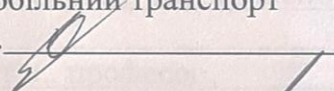
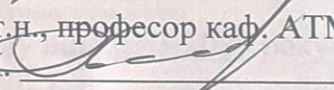


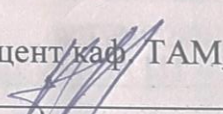
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

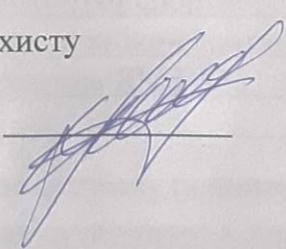
Бакалаврська кваліфікаційна робота на тему:

**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЯ
КРАЗ-5401 ПОКРАЩЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ЯМЗ-536
В УМОВАХ АВТОТРАНСПОРТНОЇ КОМПАНІЇ «ВАНТАЖ»**

Виконав: студент 4 курсу, групи 1АТ-216
спеціальності
274 – Автомобільний транспорт
Жезмер М.Д. 

Керівник: д.т.н., професор каф. АТМ
Поляков А.П. 
« 2 » 06 2025 р.

Рецензент: к.т.н., доцент каф. ТАМ
Піонткевич О.В. 
« 06 » 06 2025 р.

Робота допускається до захисту
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н, доцент Цимбал С.В. 
« 04 » 06 2025 р.

Вінниця ВНТУ – 2025 року

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Галузь знань – 27 Транспорт

Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма – «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

«14» 09 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Жезмеру Максиму Дмитровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення техніко-економічних показників автомобіля КраЗ-5401 покращенням конструкції двигуна ЯМЗ-536 в умовах автотранспортної компанії «Вантаж».

керівник роботи Поляков Андрій Павлович, д.т.н., професор,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 20.03.2025 року № 97.

2. Строк подання студентом роботи 02.06.2025

3. Вихідні дані до роботи: кількість умовних автомобілів - 27 вантажних автомобілів КРАЗ-5401, дизель ЯМЗ-536, середньорічний пробіг автомобілів - 40000 км, кліматичний район – помірно-теплий, кількість робочих днів АТП – 305, тривалість змін – 8 годин, кількість робочих змін - 1.5.

4. Зміст текстової частини роботи

4.1 Актуальність підвищення техніко-економічних показників вантажних автомобілів покращенням конструкції двигуна

4.2 Математична модель руху транспортного засобу

4.3 Дослідження впливу на техніко-економічні показники автомобіля КРАЗ-5401 покращення конструкції двигуна ЯМЗ-536

4.4 Охорона праці

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з зазначенням назви слайдів)

5.1 Діаграми розвитку процесу згоряння в дизелі

5.2 Залежність ефективної потужності N_e , ефективного обертового моменту M_e , питомої ефективної витрати палива g_e , комплексу сумарної емісії окислів азоту

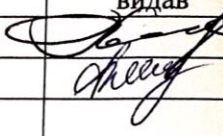
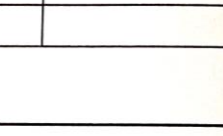
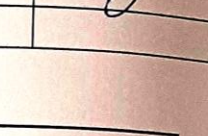
НОх та твердих часток С у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-536 від зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна

5.3 Зовнішня швидкісна характеристика дизеля ЯМЗ-536

5.4 Баланс сил автомобіля КрАЗ-5401 з двигуном ЯМЗ-536

5.5 Результати розрахунку шляху та часу розгону автомобіля КрАЗ-5401 з двигуном ЯМЗ-536

6. Консультанти розділів роботи

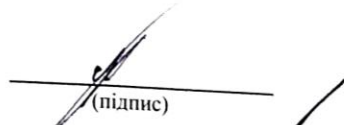
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
1-3	Поляков А.П., д.т.н., професор каф. АТМ		
4	Віштак І.В., к.т.н., доцент каф. БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання 14.04.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Актуальність підвищення техніко-економічних показників вантажних автомобіля покращенням конструкції двигуна.	05.05-09.05.2025	Виконав
2	Математична модель руху транспортного засобу. Рубіжний контроль №1	08.05-14.05.2025	Виконав
3	Дослідження впливу на техніко-економічні показники автомобіля КРАЗ-5401 покращення конструкції двигуна ЯМЗ-536.	15.05-23.05.2025	Виконав
4	Виконання розділу «Охорона праці». Рубіжний контроль №2	19.05-23.05.2025	Виконав
5	Перевірка роботи на плагіат	26.05-28.05.2025	Виконав
6	Оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів	29.05-30.05.2025	Виконав
7	Попередній захист БКР	02.06-03.06.2025	Виконав
8	Допуск завідувача кафедри до захисту БКР	04.06-05.06.2025	Виконав
9	Рецензування БКР	06.06-09.06.2025	Виконав
10	Захист БКР	10.06-16.06.2025	Виконав

Студент


(підпис)

Жезмер М.Д.

Керівник роботи


(підпис)

Поляков А.П.

ЗМІСТ

ВСТУП.	3
1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛЯ ПОКРАЩЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА	4
1.1 Загальна характеристика підприємства	4
1.2 Аналіз процесу згорання в дизелях та обґрунтування експлуатаційних вимог до дизелів транспортних засобів.	6
1.3 Аналіз конструкцій систем двигунів внутрішнього згорання та розрахунок деталей	13
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ.....	21
2.1 Сили, що діють на транспортний засіб під час прямолінійного руху на підйомі	21
2.2 Сили опору руху.	21
2.3 Рушійна сила автомобіля.	25
2.4 Тяговий баланс автомобіля.	27
2.5 Потужнісний баланс транспортного засобу	30
2.6 Динамічна характеристика, динамічний фактор і паспорт автомобіля	31
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ КРАЗ-5401 ПОКРАЩЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ЯМЗ-536	34
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	46
ВИСНОВКИ	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	55
ДОДАТКИ.	57

ВСТУП

Дизелі засобів рухомості, в першу чергу з проміжним охолодженням повітря та з газотурбінним наддувом, мають на сьогодні перевагою завдяки кращій економічності і екологічним показникам, а саме меншій сумарній токсичності викидів відпрацьованих газів. Витрата палива дизельними установками у порівнянні з бензиновими двигунами на 25...30 % менша. Суттєвим недоліком у дизелів є підвищена димність відпрацьованих газів, що є ознакою погіршення паливної економічності дизелів.

Екологічні показники дизелів можна покращувати різними способами, це призводить до зменшення димності відпрацьованих газів. Може здійснювати зміною тиску впорскування палива в циліндри двигуна, застосуванням коректування паливоподачі пристосуваннями, які називають протидимними негативними коректорами або обмежувачами димності.

Повністю вирішити проблему понаднормової димності відпрацьованих газів дизелів коректуванням паливоподачі пневматичними обмежувачами димності та застосуванням протидимних негативних коректорів не вдається. Представляє інтерес дослідження впливу на токсичність відпрацьованих газів зміни тиску впорскування палива в циліндри двигуна.

Метою роботи є підвищення техніко-економічних показників автомобіля КРАЗ-5401 покращенням конструкції двигуна ЯМЗ-536 підвищенням тиску впорскування палива в циліндри двигуна.

1 АКТУАЛЬНІСТЬ ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІА ПОКРАЩЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА

1.1 Загальна характеристика підприємства

Товариство з обмеженою відповідальністю «ВАНТАЖ БІ. ЕМ. ДЖІ.» (надалі ТОВ) утворене його учасниками у відповідності до вимог чинного законодавства України на необмежений термін для ведення з метою отримання прибутку господарської діяльності на комерційних засадах.

Місцезнаходження Товариства: 23100, Україна, Вінницька обл., місто Жмеринка, вулиця Соборна, будинок, 1, приміщення, 3.

Види діяльності ТОВ за КВЕД: основний: 49.41 Вантажний автомобільний транспорт.

Цей клас включає:

- усі види перевезень вантажним автомобільним транспортом;
- перевезення лісоматеріалів;
- перевезення великогабаритних вантажів;
- рефрижераторні перевезення;
- перевезення великовагових вантажів;
- перевезення непакованих вантажів (навалом або наливом);
- перевезення автомобілів;
- перевезення відходів і брухту без діяльності щодо їх збирання або утилізації.

Цей клас також включає:

- оренду вантажних автомобілів з водієм;
- вантажні перевезення транспортними засобами з використанням людської або тваринної сили;
- надання послуг водія без власного вантажного автотранспортного засобу.

Керівник – Пахолук Тетяна Олександрівна.

На балансі ТОВ перебуває 27 вантажних автомобілів КРАЗ-5401.

Таблиця 1.1 - Групування власних автобусів залежно від часу перебування в експлуатації

Тип рухомого складу	Всього	В т.ч., які перебували в експлуатації з моменту випуску заводом виготовлювачем		
		до 10 років включно	від 10 до 15 років включно	від 15 до 20 років включно
Вантажні автомобілі КРАЗ-5401	27	5	8	14

Аналізуючи дані таблиці 1.1 приходимо до висновку, що: 18,5% рухомого складу експлуатується терміном до 10 років, 29,6% - від 10 до 15 років; 51,9% - від 15 до 20 років. Така ситуація спонукає керівництво ТОВ до розробки додаткових заходів, спрямованих на підтримання парку автомобілів в технічно справному стані та покращення їх техніко-економічних показників.

Виробничо-технічна база ТОВ складається з таких елементів: окремо розташована зона ЩО з механізованою мийкою; окремо розташований виробничий корпус, який вміщує зону ТО і ПР, електро-карбюраторну дільницю, склад мастильних матеріалів, оббивну дільницю, шиномонтажну, ремонту електрообладнання, ремонту двигунів, ковальсько-ресорну та кузовну дільницю; допоміжний виробничий корпус.

Загальна площа головного виробничого корпусу має 540 м², з якої 485,5 м² - корисна, габарити споруди – 30 x 18 x 7.6 м, шаг колон 18 x 6 і 6 x 6 м.

Роботи по ТО і ПР автобусів виконуються на тупикових універсальних постах з оглядовими канавами. Під кутом 90° до вісі проїзду розташовані пости.

Також на території ТОВ розміщені адміністративний корпус, складські приміщення, КТП. Приміщення для чергового механіка; навіс і оглядову канаву для визначення технічного стану транспортних засобів входять до складу контрольно-технічного пункту.

На відкритому майданчику без підігріву розташована соянка транспорту. Під кутом 90° до осі проїзду розташовуються автомобілі, мається незалежний виїзд трпанспорту. Основне покриття земельної ділянки – асфальтобетон, рельєф місцевості – рівнинний.

1.2 Аналіз процесу згоряння в дизелях та обґрунтування експлуатаційних вимог до дизелів транспортних засобів

Складний процес проектування або модернізація дизелів, обумовлен тим, що фахівці вимушені вирішувати комплекс задач, що пов'язані із задоволенням вимог, котрі визначаються призначенням двигуна та умов експлуатації транспортних засобів.

Автомобільні двигуни повинні забезпечувати для створення економічної в експлуатації, високопродуктивної та екологічно чистої техніки для виконання робіт транспортних, сільськогосподарських та дорожньо-будівельних:

- в різноманітних умовах експлуатації високу надійність;
- на всіх режимах роботи необхідну потужність та найбільшу паливну економічність при малих габаритах та масі;
- нормативні токсичність відпрацьованих газів, їх димність, вібрацію і шум двигуна;
- високі пускові якості;
- на різних експлуатаційних режимах двигуна автоматизацію роботи і легкість управління;
- простоту та продуктивність технічного обслуговування і поточного ремонту;
- мінімальні витрати праці, експлуатаційні витрати та використання матеріалів.

Забезпечення надійності двигуна є однією з головних експлуатаційних вимог, оскільки витрати на підтримку працездатності двигуна в експлуатації безпосередньо пов'язані з надійністю, також це впливає на витрати, викликані з-за відмов двигуна простоєм машини.

Властивість об'єкта виконувати задані функції це показник його надійності, при цьому зберігаються експлуатаційні показники у встановлених межах при технічному обслуговуванні та ремонті, в заданих умовах експлуатації, протягом необхідного напрацювання та необхідного проміжку часу. Забезпечення енергією дорожньо-будівельної, транспортної або сільськогосподарської машини для якої він

призначений є заданою функцією для двигуна.

Значно підвищується при створенні перспективних високофорсованих двигунів складність вирішення, пов'язаних з надійністю, завдань. Це обумовлено вимогами до високої питомої потужності і частоти обертання колінчастого вала. Такими складовими, як безвідмовність, довговічність, збереженість деталей і вузлів може також бути зумовлена надійність двигуна. Високу надійність роботи двигуна, очевидно, можуть забезпечити ослаблення теплової напруженості деталей та висока опірність стирання поверхонь тертьових пар. Ця задача практично може вирішуватися застосуванням ефективних систем охолодження та розробкою досконалої системи змащення, також застосуванням прогресивної технології. Вже на стадії загального компонування кожного типу двигуна повинні опрацьовуватися характеристики і загальні схеми цих систем.

В циліндрах дизеля на такті стискання стискається повітря. Вприскування палива починається незадовго до приходу поршня до в.м.к.. Вище температури самозаймання дизельного палива на 150...250 К становить температура повітря в циліндрі двигуна - 700...900 К в момент початку вприскування палива, при цьому тиск в циліндрі досягає 3,0...5,0 МПа. Густину навколишнього повітря перевищує густина повітря в камері згоряння більше в 12...15 разів. Значно вищі значення тиску можуть бути при наявності наддуву. Вприскування палива може закінчуватися як до в.м.к., так і після неї, а починається до в.м.к.. Дуже мало часу припадає на весь період сумішоутворення в дизелі тисячні частки секунди, або 20...40° п.к.в., що у порівнянні з карбюраторним двигуном в 10 разів менше. За цей проміжок часу повинні встигнути нагрітися та випаритися краплі впорскнутого палива.

У пароподібному стані відбувається займання палива. Однак не все паливо встигає випаритись за короткий проміжок часу між початком вприскування та займанням і в крапельно-рідинному стані перебуває його частка до початку згоряння. Тому з нерівномірною макро- та мікроструктурою в двофазній гетерогенній системі розгортаються в дизелях процеси займання та згоряння.

Суміш випаруваного палива з повітрям через нерівномірний розподіл палива по об'єму камери згоряння в різних ділянках камери згоряння досягає межі

самозаймання не водночас, тому самозаймання відбувається спочатку в тих зонах, де ця межа досягнута. Завдяки цьому якісне регулювання потужності можна використовувати в дизелях. Для змінювання потужності двигуна тільки змінюють кількість палива, що подається, а кількість повітря, що надходить до циліндрів, не регулюють.

Хоча загальний коефіцієнт надлишку повітря збільшується при зменшенні потужності дизеля і досягає $\alpha = 5 \dots 6$ в режимі холостого ходу, склад суміші, необхідний для самозаймання створюється в окремих зонах камери згоряння.

На розгорнутій індикаторній діаграмі (рис. 2.1) можна умовно поділити на чотири фази весь процес згоряння в дизелях.

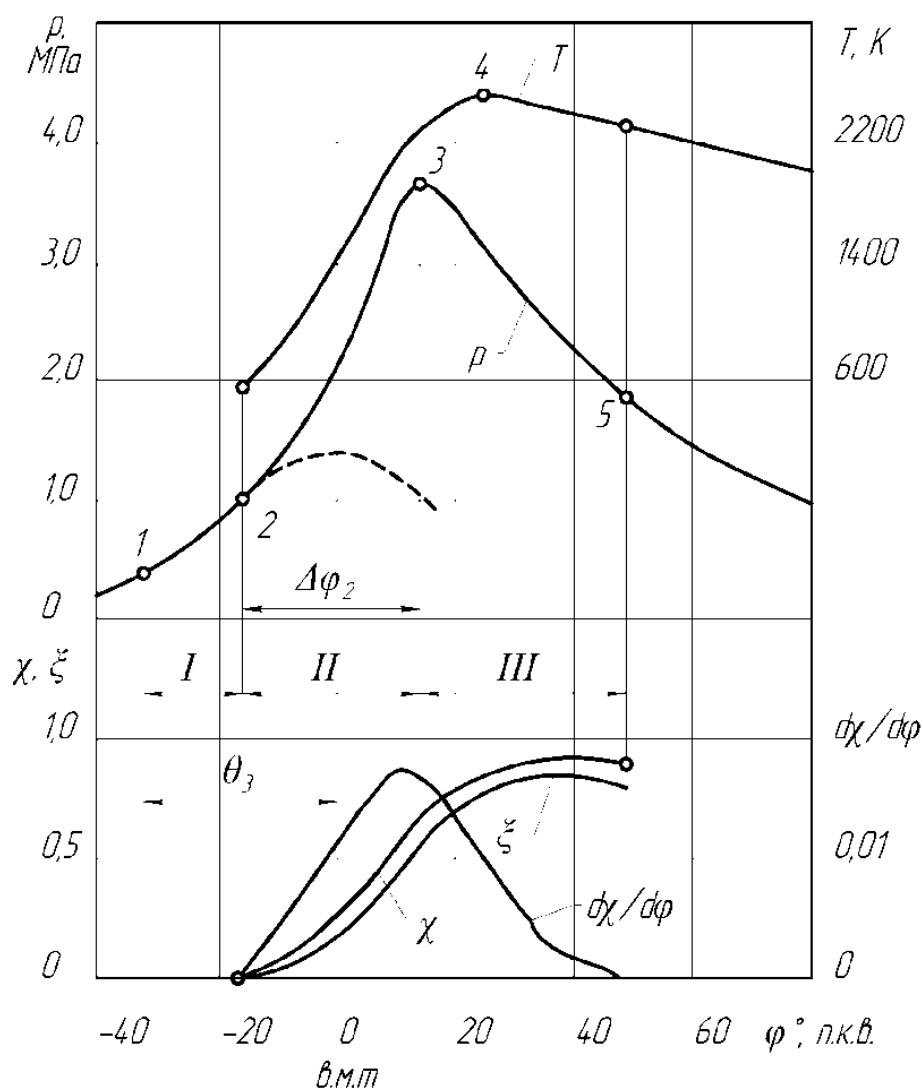


Рисунок 1.1 - Діаграми розвитку процесу згоряння в дизелі

На ній зображено в залежності від кута повороту φ колінчастого вала змінювання температури T і тиску p у циліндрі дизеля, швидкості $dq_{\text{вп}}/d\varphi$ подання палива, кількості $q_{\text{вп}}(\varphi)$ палива, що подається в циліндр, швидкості тепловиділення $d\chi/d\varphi$ та коефіцієнта активного тепловиділення χ .

В точці 1 починається впорскування палива. Кут випередження впорскування $\theta_{\text{вп}}$ - кут між початком впорскування палива та в.м.к..

Період затримки самозаймання палива - перша фаза (I). Вприскування, розпилювання, нагрівання та випаровування крапель палива і розгортаються передполум'яні реакції відбувається у цей період. Тиск в циліндрі підвищується тільки в наслідок стискання, що продовжується, оскільки в цей період виділення енергії незначне.

Може навіть знизитися середня температура в циліндрі, оскільки частка теплоти йде на підігрівання та випаровування палива. Від початку вприскування палива з форсунки до моменту відхилення кривої тиску при згорянні від кривої тиску при стисканні без вприскування палива (точка 2) визначається довготривалість цього періоду по індикаторній діаграмі. Становить $12...25^\circ$ п.к.в. ($0,001...0,0003$ с) період затримки самозаймання.

Період швидкого горіння - друга фаза (II). З моменту відриву кривої згорання від лінії стискання (точка 2) вона починається і закінчується (точка 3) при досягненні максимального тиску. Самозаймання відбувається у збагачених шарах суміші пари палива з повітрям, що оточують ядра крапель, і виникають вогнища горіння. В об'ємі між краплями, що заповнений однорідною сумішшю пари палива з повітрям розповсюджується від цих вогнищ фронт полум'я. Інтенсивне тепловиділення відбувається у фронтах полум'я, підвищується тиск у фронті полум'я і виникає ударна хвиля. Але в детонаційні ці ударні хвилі не переходять, як в двигунах з іскровим запалюванням. Детонаційні процеси відбуваються через нерівномірну структуру суміші, маються включення рідкого палива, що не встигло випаритись, складаються із зон, що вже запалилися, та ділянок із збідненою сумішшю. Тому високі ступені стискання можна застосовувати в дизелях.

Більша частина палива, що впорскнуто за час затримки самозаймання згоряє у другій фазі, також сгорає частина палива, яке у другій фазі продовжує впорскуватись. В другій фазі закінчується звичайно впорскування палива. Але для підвищення ККД в дизелях, які мають високу частоту обертання, в першій фазі впорскується вся доза палива. Однак висока жорсткість роботи притаманна таким дизелям.

В другій фазі максимальна швидкість підвищення тиску не повинна бути вища за $1,0 \text{ МПа}/^\circ\text{п.к.в.}$, а нормальна швидкість підвищення тиску складає $dp/d\varphi = 0,4 \dots 0,5 \text{ МПа}/\text{п.к.в.}$. Тиск підвищується до $6 \dots 8,5 \text{ МПа}$, а середня температура робочого тіла до $1600 \dots 1700 \text{ К}$. Тиск може при наддуві перевищувати 10 МПа . Впродовж другої фази виділяється $30 \dots 45\%$ теплоти палива, а її довготривалість становить $10 \dots 20^\circ \text{ п.к.в.}$ ($0,0008 \dots 0,0015 \text{ с}$).

Згоряння при майже постійному тиску - третя фаза (III), іноді тиск трохи знижується. Від положення максимуму тиску (точка 3) вона починається і в положенні максимуму температури в циліндрі закінчується (точка 4). Паливо, яке до початку третьої фази незгоріле в перших двох фазах, знаходиться у вигляді згущень пари та крапель відділених від зон із вільним повітрям фронтом полум'я. Для крапель палива, що впорскнуто в останню чергу утворюються особливо несприятливі умови. Це паливо потрапило до зон, де весь кисень повітря витрачений і горіння закінчилося. В третій фазі процес внаслідок цього має характер дифузійного горіння на поверхні розподілу двох середовищ. Краплі палива підпадають під термічний розклад - крекінг, оскільки потрапили до нагрітих зон без кисню, це супроводжується утворенням часток вуглецю у вигляді сажі. Сажа потрапляючи у подальшому в зони з киснем вигоряє. Але сажа виходить з циліндра у вигляді диму, оскільки не встигає окислитися при нестачі повітря. При повному навантаженні довготривалість третьої фази становить $15 \dots 25^\circ\text{п.к.в.}$ ($0,001 \dots 0,002 \text{ с}$). Ще $25 \dots 30 \%$ теплоти виділяється за цей час і до $1800 \dots 2200 \text{ К}$ підвищується температура, досягаючи максимального значення. Однак тиск у третій фазі звичайно плавно знижується, оскільки, в зв'язку з переміщенням поршня, відбувається збільшення об'єму робочої порожнини.

Догоряння палива та продуктів його окислення - четверта фаза (IV). Не має чіткого моменту завершення, який залежить від багатьох факторів, а починається при максимальній температурі (точка 4). В цій фазі догоряє пара палива, яка не встигла згоріти в третій і другій фазах, та завершується окислення виважених часток вуглецю. Дуже повільно відбувається догоряння вуглецю та палива із-за недостатчі кисню. Значний надлишок повітря потрібен в дизелях для забезпечення найбільш повного згоряння палива, тому коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,2...1,7$ на номінальному режимі. Гірше, ніж у двигунах з іскровим запалюванням використовується робочий об'єм циліндра в дизелях внаслідок цього.

Приблизно $50...65^\circ$ п.к.в. ($0,0035...0,0055$ с) становить довготривалість четвертої фази. До $15...25\%$ теплоти, що введена з паливом, виділяється за цей час. На економічність роботи двигуна значно впливає ця фаза.

До $90...95\%$ досягає тепловиділення з палива у цілому за весь процес згоряння. Внаслідок хімічної та фізичної неповноти згоряння не використовується решта $5...10\%$.

У відпрацьованих газах дизеля при несприятливих умовах містяться оксид вуглецю, сажа та деяка кількість продуктів розкладу рідкого палива.

Як змінюється швидкість виділення теплоти в окремих фазах згоряння видно з залежності $d\chi/d\phi$. На підігрівання та випаровування палива, що вприскується з форсунки, витрачається теплота, тому у першій фазі вона має від'ємне значення. Спочатку вона швидко зростає, а потім зменшується у другій фазі. Деяке збільшення $d\chi/d\phi$, знову спостерігається в кінці третьої фази, що викликане підсиленням турбулізації газів на початку руху поршня від в.м.к. Швидкість тепловиділення у четвертій фазі безперервно знижується. Два максимуми швидкості згоряння можуть бути зазвичай в цілому.

Порівняння різних методів сумішоутворення.

Високих потужностних показників (високих p_e) в дизелі, як показав проведений вище аналіз різних методів сумішоутворення показує, що з камерою будь-якого типу можна досягти при ретельному відпрацюванні робочого процесу. Через збільшення втрат при здійсненні робочого циклу дещо менший середній ефективний тиск виходить у передкамерних дизелів.

Більш утруднено у разі розділених камер шляхом застосування наддуву для форсування двигуна, так як зростають теплові та газодинамічні втрати при підвищенні щільності повітряного заряду в циліндрі.

Дизелі з нерозділеним камерами згоряння є кращими за економічними показниками. У них менше відносна теплопередаюча поверхня камери та відсутні, викликані перетіканням газу через з'єднуючі канали, додаткові втрати. Пускові якості краще у двигунів з нерозділеним камерами згоряння, у порівнянні з дизелями з розділеними камерами.

Будуть найменшими у разі розділених камер згоряння шум при роботі двигуна та навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, які зумовлюють зниження тиску уприскування, можливість застосування різного палива, також кращу роботу двигуна на змінних режимах. При нерозділені камерах токсичність відпрацьованих газів вище, ніж у разі застосування розділених камер згоряння.

В табл. 1.1 наведено показники робочого процесу при різних способах сумішоутворення і камерах згоряння.

Таблиця 1.1 - Параметри, що характеризують робочий процес дизелів з різними камерами згоряння

Камери згоряння	Тип сумішоутворення	$\alpha_{\min}$	p_e , МПа	g_e , г/кВт • год
Нерозділені	Об'ємне і об'ємноплівочне	1,20	0,7-0,8	227,0-255,0
	Плівочне	1,10	0,7-0,8	218,0-242,0
Розділені:				
вихрові		1,15	0,7-0,85	255,0-290,0
передкамери		1,20	0,05-0,75	262,0-304,0

Камери згоряння	Тип сумішоутворення	$n_{\text{ном}}$, об/хв	P_z , МПа	λ	$\Delta p/\Delta \varphi$, МПа/°
Нерозділені	Об'ємне і об'ємноплівочне	4000	7—10	1,8—2,5	0,4—1,2
	Плівочне	до 3000	6—7	1,6—1,8	0,25—0,4
Розділені:					
вихрові		4000	6—7	1,6—1,8	0,25—0,4
передкамери		4000	5—6	1,4—1,6	0,20—0,35

1.3 Розрахунок деталей на міцність та аналіз конструкцій систем двигунів внутрішнього згорання

Змінність зусиль, що діють на деталі двигуна є основною властивістю навантажень. Тривалому змінному навантаженню піддаються деталі двигуна. Вони руйнуються при напруженнях, менших межі міцності матеріалу при статичному навантаженні. Винятком є у ДВЗ статичне навантаження. Циклічну зміну навантаження на деталі з певними частотою і амплітудою обумовлюють швидкісний і навантажувальний режими роботи двигуна. При розрахунку на міцність за основу беруть напругу, яка зветься межею витривалості, яка виникає під дією циклічних навантажень.

В результаті дії сил інерції, тертя, тиску газів, моментів сил, а також в результаті розвитку коливальних процесів в деталях двигуна деталі двигуна виявляються навантаженими. Через використання технологічних прийомів складання, пов'язаних з деформаціями сполучених деталей, і нерівномірне нагрівання деталей розвиваються додаткові напруги в деталях двигуна.

Складним виявляється в результаті дії теплових і механічних навантажень напружений стан деталі. Надійність, механічна міцність, довговічність деталей залежать від виникаючих напружень.

Геометричними характеристиками перетину, модулем пружності матеріалу, видом навантаження і конструкцією опор, лінійними розмірами тіла, що деформується, визначається жорсткість конструкції. У практиці конструювання здатності нести найбільш високі навантаження при найменших деформаціях і масі слід віддавати перевагу такому матеріалу.

В експлуатації від якості застосовуваних палив і олив, конструкції і технології виготовлення, умов експлуатації неминуче залежить зношування всіх тертьових деталей двигуна. Теплові, швидкісні і навантажувальні режими, способи пуску, а також запиленість повітря, кліматичні та дорожні чинники розуміються під умовами експлуатації.

Загальні відомості про якості конструкцій двигунів внутрішнього згорання.

Надійністю і металоємністю (матеріалоємністю) насамперед прийнято характеризувати конструкцію двигуна. Величину витрат, які необхідно здійснити для забезпечення нормального виконання функцій машини в експлуатації, на якій двигун встановлений, визначає разом з паливною економічністю двигуна внутрішнього згорання також якість надійності. Якість надійності двигуна, як прийнято говорити, закладається при його розробці (конструктор задає цілком певні запаси міцності деталей) та виготовленні і підтримується в процесі експлуатації і при ремонтах. В експлуатації з таких ознак складається якість надійності двигуна: безвідмовності, здатності працювати тривалий час без погіршення вихідних ефективних показників, довговічності і здатності витримувати перевантаження, ремонтпридатності, моторесурсу і зносостійкості, малих обсягів і трудомісткості операцій з технічного обслуговування та догляду, збереженості.

Напрацювання двигуна до певного стану, фактичного або заданого технічною документацією, в мотогодинах або кілометрах пробігу автомобіля обумовлює його моторесурс. Вибір єдиного критерію ускладнюється таким різноманіттям ознак надійності, що утрудняє характеристику цієї якості в експлуатації. Поняття відмови - будь вимушеної зупинки двигуна використовується в цих цілях найчастіше. Закономірністю зміни частоти відмов за період служби двигуна, тривалістю роботи двигуна між відмовами, трудомісткістю робіт, необхідних для усунення відмови, частотою відмов на базі цього характеризують поняття надійність машин. В даний час комплекс технічних впливів, званий системою технічного обслуговування і ремонту застосовують в процесі експлуатації для підтримання працездатного стану, оскільки надійність двигунів на належному технічному рівні не вдається забезпечити конструктивно-технологічними засобами.

Металоємність конструкції має велику важливість для ДВЗ. Значенням питомої маси (кг/кВт): $m=G/Ne$ вона характеризується. Цей показник враховує крім конструктивної досконалості ступінь застосування пластмас і легких сплавів. Зазвичай прагнуть зменшити цей показник. залежно від галузі застосування поршневих двигунів автотракторного типу їх питома маса коливається в широких

межах: $m=0,3...10$ кг/кВт. Зносостійкістю деталей, їх жорсткістю та міцністю визначаються металоємність і надійність двигуна. Існують чисельні розрахункові та експериментальні методи для оцінки властивостей деталей.

Розрахункові режими роботи двигуна і навантаженість деталей.

Під впливом дії сил тиску газів, моментів сил, тертя, інерції, деталі двигуна виявляються навантаженими, також навантаження відбувається в результаті розвитку коливальних процесів в деталях двигуна. Через нерівномірне нагрівання в деталях двигуна і використання технологічних прийомів складання з деформацією сполучених деталей розвиваються їх додаткові напруги.

Дуже складним виявляється в результаті дії теплових і механічних навантажень напружений стан деталей. при експлуатації та капітальному ремонті, витрати металу на виготовлення двигуна залежать довговічність, надійність, механічна міцність деталей ДВЗ під впливом виникаючих напружень.

Від режиму роботи двигуна залежать характер і величина зміни основних навантажень, що впливають на деталі двигуна. Сталі режими роботи, при яких розраховуються деталі знаходяться в найбільш важких умовах, розрахунку деталей на міцність. Враховують, Між отриманими показниками надійності, запасами міцності і напруженнями встановлюються залежності, які враховують також і тривалість роботи двигуна на цих режимах, що є важливим для встановлення залежності.

Наступні розрахункові режими є характерними для двигунів з іскровим запалюванням:

- максимальний крутний момент M_e , коли тиск газів в циліндрі досягає максимальних значень, а силами інерції можна знехтувати при частоті обертання коли $n_{Me} = (0,4...0,6) \cdot n_{Ne}$;

- у разі необхідності врахування спільного впливу сил тиску газів і сил інерції номінальна потужність N_e при частоті обертання n_{Ne} ;

- сили інерції досягають найбільших значень, а тиск газів незначний при максимальній частоті обертання холостого ходу.

Для швидкохідних дизелів розрахункові режими:

- коли досягається найбільший тиск згоряння на режимі номінальної потужності N_{en} при частоті обертання n_n ;

- коли виникають максимальні значення сили інерції на максимальній частоті обертання холостого ходу $n_{ххmax} = (1,05...1,07)n_n$, що обумовлено роботою регулятора.

Розвиток додаткових теплових деформацій і, відповідно, додаткових напружень в деталях виникає при роботі на будь-якому із згаданих режимів, що обумовлено певною ступінню нагрівання деталей.

Напружений стан всіх деталей двигуна, їх змінність або циклічність дії є найбільш чітко вираженим властивістю всіх діючих сил виходячі з наведеного переліку так званих розрахункових режимів. Про сили і навантаження, що розвиваються при роботі на сталому режимі мова йде саме в даному випадку. Зрозумілою стає відома невизначеність поєднання навантажень на деталі двигуна та напруженого стану деталей, під впливом змінності режимів роботи при експлуатації двигуна, а звідси і відома умовність розрахункових оцінок міцності деталей.

Циклічна міцність деталей двигунів внутрішнього згорання.

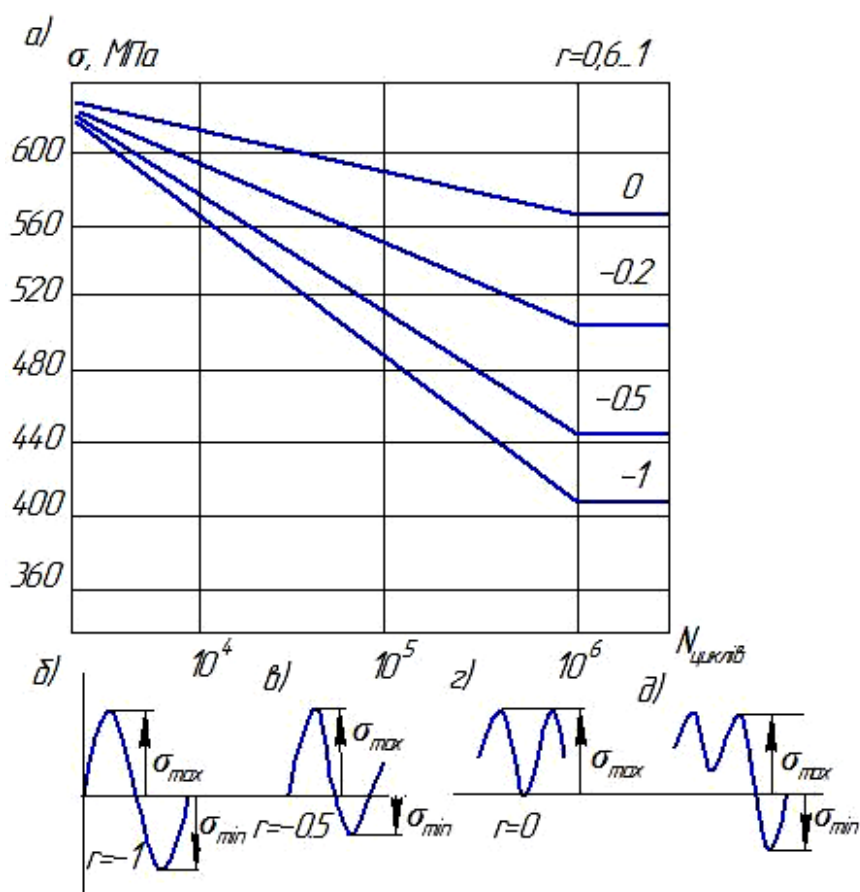
Змінність навантажень, що діють на деталі двигуна, є основною їх властивістю. Відомо, що деталі руйнуються при напруженнях, менших межі міцності матеріалу при статичному навантаженні, під впливом тривалих змінних навантажень. Винятком є статичне навантаження у ДВЗ. Циклічну зміну навантаження на деталі з певними частотою і амплітудою обумовлюють навантажувальний і швидкісний режими роботи двигуна. Напругу, звану межею витривалості, беруть за основу при розрахунку на міцність деталей під дією циклічних навантажень.

Цикли навантаження (рис. 1.2) бувають асиметричні знакозмінні, симетричні знакозмінні, складні, пульсуючі.

Основними характеристиками навантаження є період циклу і амплітуда. Максимальне і мінімальне напруження циклу σ_{min} і σ_{max} виділяють зазвичай. При цьому коефіцієнтом асиметрії циклу називають величину $r = \sigma_{min} / \sigma_{max}$.

Жорсткість конструкції двигунів внутрішнього згорання.

Значною мірою жорсткість конструкції двигуна внутрішнього згорання і його деталей визначають його працездатність. Здатність чинити опір дії зовнішніх навантажень визначає якість конструкції ДВЗ, при цьому оцінюється ступінь деформації. До виходу з ладу двигуна в цілому може привести підвищена деформація (без порушення механічної міцності і без руйнування).



цикл навантаження: знакозмінний симетричний (б), знакозмінний асиметричний (в), пульсуючий (г), складний (д)

Рисунок 1.2 - Діаграма витривалості (а) і схема циклів навантаження

Відношення сили, прикладеної до системи, до, спричиненої цією силою, максимальної деформації оцінює кількісно жорсткість конструкції. Коефіцієнт пружності це величина, зворотня коефіцієнту жорсткості.

Жорсткість конструкції визначається конструкцією опор і видом навантаження, геометричними характеристиками перетину і лінійними розмірами тіла, що деформується, модулем пружності матеріалу. Матеріал, який має здатність

при найменших деформаціях і масі нести найбільш високі навантаження, має перевагу у практиці конструювання двигунів внутрішнього згорання.

Підвищений знос і тертя підшипників ковзання і навіть їх викришування, порушення регулювань розташованих на ньому механізмів може викликати нежорсткий блок циліндрів у ДВЗ.

При використанні надміцних матеріалів, здатних працювати без порушення конструкції при досить високих деформаціях шляхом додання конструкції рівномірних властивостей ці фактори зменшують жорсткість конструкції - тенденція сьогодення щодо максимального забезпечення міцності конструкції.

До зменшення жорсткості деталі, вузла також призводять ремонтні впливи на деталі ДВЗ (такі, як перешліфовка шийок вала під ремонтні розміри). Це потрібно мати на увазі. Використання методу скінченних елементів, що увійшов в практику розрахунків на міцність в останні роки завдяки використанню ПЕОМ надає можливості аналітичної оцінки здатності конструкції ДВЗ до деформацій. Для деталей ДВЗ дуже складними є аналогічні оцінки класичними методами теорії пружності або опору матеріалів.

Знос деталей двигунів внутрішнього згорання і питомий тиск.

Орієнтовним показником зносостійкості сполучення служить значення питомого тиску. Підшипники ковзання, а також сполучення поршень-гільза циліндрів - відносяться до числа сполучень, в яких оцінюють питомий тиск. Припущенням є те, що вважають що навантаження в сполученні розподіляється рівномірно по поверхні, це спрощує оцінку.

Питомий тиск, допустимий, встановлений на підставі дослідних даних порівнюють з розрахунковим, знайденим шляхом ділення діючої сили на проекцію опорної поверхні. Вважається, що знос сполучення прямо пропорційний значенню середнього питомого тиску.

Від технології виготовлення і конструкції, умов експлуатації, якості застосовуваних оливі і палив залежить зношування всіх тертьових деталей двигуна під час експлуатації. Способи пуску, теплові, навантажувальні і швидкісні режими, а також кліматичні чинники та дорожні умови і запиленість повітря розуміються під

умовами експлуатації. Абразивний знос тертьових з'єднань двигуна викликає пил, якій потрапляє в разом з повітрям. Твердість абразивних частинок і поверхонь тертьових деталей, розмір абразивних часток і їх питома поверхня впливають на інтенсивність абразивного зношування. Приймають, що знос прямо пропорційний концентрації абразивних частинок на поверхні пари, що трется, та питомому тиску у сполученні, обернено пропорційний зносостійкості матеріалів пари, що трется, та питомої дисперсності пилу, для аналітичних оцінок величин зносу в тертьових сполученнях. Граничний стан двигуна, тобто такий стан, при якому, через погіршення його техніко-економічних показників, подальша експлуатація двигуна неможлива, визначає найчастіше саме знос.

Прогнозування запасів міцності і оцінка напруженого стану деталей ДВЗ.

Методів розрахунку напруженого стану деталі існує багато. На припущенні статичної дії сил є найпростіший з них і є умовним. Одержувана після вибору розрахункового навантажувального режиму, допущення про опорних зв'язках, спрощення форми деталі одна з розрахункових схем опору матеріалів застосовується при цьому методі. Отримувані при цьому напруги порівнюються з аналогічними величинами в існуючих добре зарекомендованих двигунах. Хоча вони є умовними.

Характер механічних навантажень, особливості їх зміни, технологія і конструкція виготовлення деталі враховуються при розрахунках на міцність з урахуванням знакозмінного навантаження. Відношення допустимої напруги для деталі до максимально можливої, тобто $n_e = \sigma_r / \sigma_{\max}$ або $n_x = \tau_y / \tau_{\max}$, відповідно для нормальних і дотичних напружень, використовується при такому розрахунку коефіцієнту запасу міцності. Можна записати при складному напруженому стані вираз коефіцієнта запасу міцності, використовуючи одну з теорій міцності, наприклад

$$n_{\Sigma} = \frac{n_e n_z}{\sqrt{n_e^2 + n_z^2}} \quad (1.1)$$

Висновок про працездатність деталей робиться на основі порівняння з

допустимими отримані при розрахунках значення коефіцієнта запасу міцності. Призначення та режим роботи двигуна, конструкція деталей та їх матеріал, наявність зміцнюючих операцій, обробка враховуються при виборі допустимих значень коефіцієнтів запасу міцності або просто допустимих значень напруг.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

2.1 Сили, що діють на транспортний засіб під час прямолінійного руху на підйомі

Усі сили, що діють на автомобіль під час прямолінійного руху на підйомі, розділяються на три групи:

- сили опору руху: P_f - сила опору коченню; P_n - сила опору повітря; P_i - сила опору підйому; P_j - сила опору розгону;

- рушійні сили: P_k - колова сила на ведучих колесах;

- нормальні реакції опорної поверхні - нормальні до опорної поверхні сили: складова ваги, нормальна до опорної поверхні.

Припущення:

- моментами опору коченню коліс переднього і заднього мостів ураховано їх зсув, а рівнодіючі нормальних реакцій опорної поверхні прикладені в центрі контактного відбитка;

- дорожні умови однакові під колесами однойменних мостів.

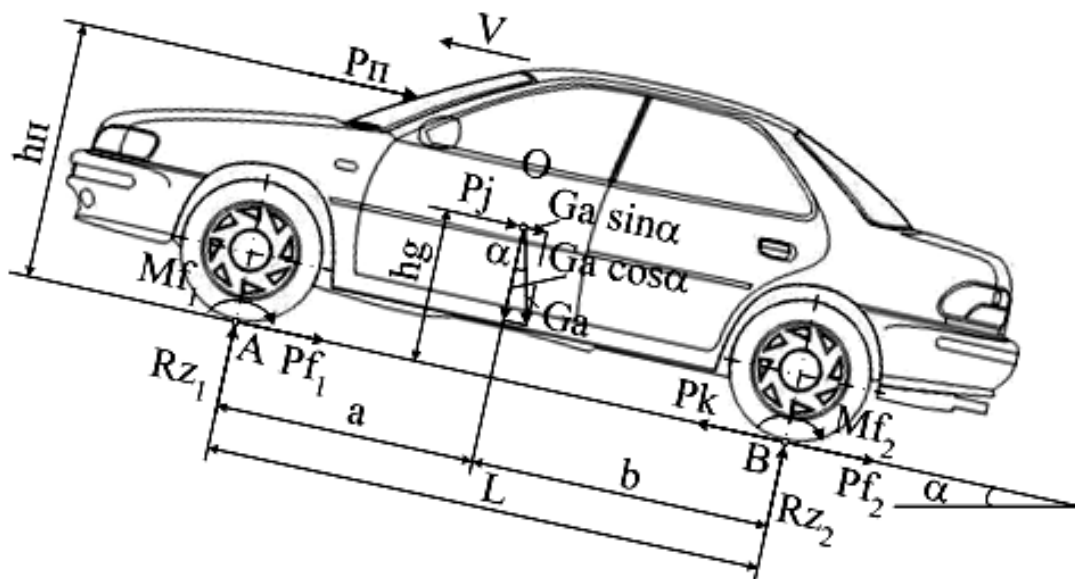
На підставі викладеного розрахунку на рис. 2.1 наведено схема автомобіля колісної формули 4x2.

2.2 Сили опору руху

Сила опору коченню P_f .

В шині (тертям в контакті колеса з дорогою, і у гумовокордній оболонці) при ковзаннях у зоні контакту і її радіальній, гістерезисними втратами в гумі протектора, тангенціальній і бічній деформаціях колеса викликана ця сила.

Опір коченню від наступних основних чинників: стану і типу опорної поверхні, крутного моменту, що діє на шину, конструкції шини та її типу, швидкості руху, тиску повітря в шині, ступеня зносу протектора, температури шини, тощо залежить.



точка O - центр мас транспортного засобу, у якій прикладено його вагу G_a ; R_{z1} ; R_{z2} – рівнодіючі нормальних реакцій опорної поверхні відповідно передньої та задньої вісі; M_{f1} , M_{f2} – моменти опору коченню коліс відповідно передньої та задньої вісі транспортного засобу; h_g - відстань від центру мас до опорної поверхні; a, b – відстані відповідно від передньої та задньої вісей до центру мас транспортного засобу; P_{f1} , P_{f2} – сили опору коченню коліс відповідно передньої та задньої вісі транспортного засобу; h_n – відстань від центру парусності (точка прикладання рівнодіючої сил опору повітря) до опорної поверхні; L – база транспортного засобу; P_k – колова сила на ведучих колесах.

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема транспортного засобу

За формулою визначається сумарний опір кочення автомобіля, при цьому використовується усереднене значення коефіцієнтів опору кочення кожного колеса автомобіля, оскільки умови роботи кожного колеса окремо неможливо врахувати:

$$P_f = \sum_{i=1}^n P_{fi} = f G_a \cos \alpha, \quad (2.1)$$

де f – коефіцієнт опору коченню;

α – кут нахилу, град.;

G_a – вага автомобіля, Н.

Коефіцієнт опору коченню f залежить від стану і типу опорної поверхні. Величину коефіцієнта f збільшують знос протектора та зменшують підвищення температури і тиску.

Коефіцієнт f залежить від розмірів і характеру нерівностей на дорогах з твердим покриттям.

На дорогах, що деформуються, на відміну від доріг з твердим покриттям, витрачається додаткова робота на деформацію ґрунту, на видавлювання бруду і вологи з контакту колеса з дорогою, а тому його значення вище.

Вплив на величину коефіцієнта опору коченню швидкості руху враховується наведеною раніше емпіричною залежністю (2.1).

Сила опору повітря $P_{\text{п}}$.

На п'ять складових розділяють аеродинамічний опір автомобіля: опір виступів і западин близько – 5...17%; індуктивний опір, який зумовлений підйомом кузова автомобіля при великих швидкостях; опір внутрішніх потоків близько - 5...7 %; опір форми або лобовий близько - 60...75%; поверхневий опір.

За наведеною формулою визначається сила лобового опору $P_{\text{пл}}$:

$$P_{\text{пл}} = C_x \rho \frac{V^2}{2} F_n, \quad (2.2)$$

де C_x - коефіцієнт лобового опору (обтічності);

ρ – густина повітря.

Площа лобового опору (миделевого перерізу) $F_{\text{п}}$ визначається за формулою:

$$F_{\text{п}} = \alpha \cdot H \cdot B, \quad (2.3)$$

де $\alpha = 0,7 \div 0,9$ – коефіцієнт заповнення площі;

Сила опору підйому P_i .

Силу опору підйому прикладена в центрі мас автомобіля та паралельна до опорної поверхні є складовою ваги автомобіля. Ця сила визначається за формулою:

$$P_i = G_a \sin \alpha. \quad (2.4)$$

Сумарний опір коченню і підйому розглядають при розрахунках. Такий опір називають опором дороги

$$P_{\psi} = P_f + P_i.$$

Після підставлення значень сил опору коченню і повітря Формула набуде вигляду наведеного рівняння

$$P_{\psi} = f G_a \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha = G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha).$$

Коефіцієнтом дорожнього опору ψ називають величину в дужках. Коефіцієнт дорожнього опору тоді дорівнює:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (2.5)$$

Силу опору дороги P_{ψ} запишемо з урахуванням вище приведенного

$$P_{\psi} = \psi G_a.$$

Сила опору розгону автомобіля поступальної маси, що рухається.

Опір розгону автомобіля у загальному випадку складається з опору розгону обертових мас та опору розгону поступально рухаючої маси. Маховик двигуна і пов'язані з ним деталі трансмісії та колеса автомобіля є такими обертовими масами на автомобілі. За формулою, згідно з другим законом І. Ньютона, визначається сила опору розгону поступальної маси автомобіля, що рухається

$$P_j = m_a \frac{dV}{dt},$$

де m_a – маса автомобіля;

$\frac{dV}{dt}$ – прискорення центру мас.

2.3 Рушійна сила автомобіля

Рушійною силою автомобіля є колова сила на ведучих колесах, яка викликана крутним моментом двигуна. Крутний момент двигуна через трансмісію підводиться до ведучих коліс автомобіля, створюючи тангенціальні реакції опорної поверхні.

Рівнодіючу цих реакцій опорної поверхні, викликану крутним моментом на колесі називають коловою силою. Вона напрямлена за вектором швидкості руху автомобіля. Оскільки на автомобілях застосовується ДВЗ, крутний момент утворюється при роботі двигуна в режимі зовнішньої швидкісної характеристики, його можна розрахувати за наведеною раніше залежністю:

$$M_e = M_N \left[a + b \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right].$$

Наведену залежність частіше використовують в практиці:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e},$$

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right].$$

При сталому русі, коли швидкість руху автомобіля постійна ($V = \text{const}$), колова сила на ведучих колесах автомобіля, визначається за формулою:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_{mp} \eta_{mp}}{r_k}, \quad (2.6)$$

де u_{tr} – передаточне число трансмісії: $u_{tr} = u_k \cdot u_{pk} \cdot u_0$ (u_{pk} , u_k , u_0 – передаточні числа, відповідно роздаточної коробки, коробки передач, головної передачі);

η_{mp} – ККД трансмісії, який ураховує втрати потужності при її передачі від маховика двигуна до ведучих коліс механізмами трансмісії.

Втрати в трансмісії автомобіля в загальному випадку можна подати втратами, викликаними тертям у зачепленні шестерень, у підшипниках, гідравлічними

втратами, зумовленими розбризкуванням мастила в агрегатах, також сюди належить тертя в сальниках.

Практично всіх автомобілів загальний ККД механічних трансмісій приймається в межах 0,8...0,92.

На розгін маховика і пов'язаних з ним деталей трансмісії та коліс автомобіля при несталому русі ($V \neq \text{const}$) витрачається частина крутного моменту двигуна.

Запишемо приведенний до вісі обертання ведучих коліс інерційний момент маховика з деталями трансмісії:

$$M_{jm} = J_M \frac{d\omega_e}{dt} \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}, \quad (2.7)$$

де J_M – момент інерції маховика і пов'язаних з ним деталей трансмісії, кг·м²;

$\frac{d\omega_e}{dt}$ – кутове прискорення маховика, рад/с².

Інерційний момент усіх коліс автомобіля визначимо за наведеною формулою:

$$M_{jk} = \sum_{i=1}^n J_k \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (2.8)$$

де n – кількість коліс на автомобілі;

J_k – момент інерції одного колеса відносно вісі обертання, кг·м²;

$\frac{d\omega_k}{dt}$ – кутове прискорення обертання колеса, рад/с².

Тоді, підведений крутний момент двигуна до ведучих коліс автомобіля при несталому русі запишемо з урахуванням розгону усіх коліс автомобіля та маховика і пов'язаних з ним деталей:

$$M_k = \left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt} \right) u_{mp} \cdot \eta_{mp} - \sum_{i=1}^n J_k \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (2.9)$$

При несталому русі колова сила на ведучих колесах автомобіля остаточно визначається рівнянням

$$P_{\kappa} = \frac{\left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt} \right) u_{mp} \cdot \eta_{mp} - \sum_{i=1}^n J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt}}{r_{\kappa}}. \quad (2.10)$$

2.4 Тяговий баланс автомобіля

На подолання підйому, повітря, сил опору коченню і на розгін автомобіля витрачається колова сила на ведучих колесах на підйомі при прямолінійному русі.

Виходячи з цього, запишемо рівняння тягового балансу,

$$P_{\kappa} = P_f + P_{\Pi} + P_i + P_j, \quad (2.11)$$

де P_{κ} – колова сила на ведучих колесах автомобіля.

Вона порівняно зі сталим рухом зменшиться при несталому русі (розгоні) на величину, необхідну для розгону маховика і пов'язаного з ним деталей трансмісії та коліс автомобіля.

З урахуванням цього при несталому русі колова сила дорівнює

$$P_{\kappa} = \frac{\left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt} \right) u_{mp} \eta_{mp}}{r_{\kappa}} - \sum_{i=1}^n \frac{J_{\kappa} d\omega_{\kappa}}{r_{\kappa} dt}, \quad (2.12)$$

де P_f – сила опору коченню дорівнює згідно з наведеним раніше

$$P_f = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{1500} \right) m_a g \cos \alpha,$$

де P_i – сила опору підйому, яка визначається згідно залежності $P_i = m_a g \sin \alpha$;

P_j – сила опору розгону поступальної маси автомобіля, що рухається.

Зазначимо, що вище враховано розгін маховика і коліс при визначенні колової сили на ведучих колесах. Тоді силу опору розгону поступальної маси автомобіля під час руху запишемо

$$P_j = m_a \frac{dV}{dt}.$$

Маємо після підставлення до рівняння значень сили опору розгону поступальної маси і колової сили

$$\frac{\left(M_e - J_M \frac{d\omega_e}{dt}\right) u_{mp} \eta_{mp}}{r_k} - \sum_{i=1}^n \frac{J_k d\omega_k}{r_k dt} = P_f + P_n + P_i + m_a \frac{dV}{dt}. \quad (2.13)$$

Отримаємо після елементарних перетворень

$$\frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} = P_f + P_n + P_i + m_a \frac{dV}{dt} \left(1 + \frac{\frac{J_M d\omega_e}{dt} \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{m_a \frac{dV}{dt} r_k} + \frac{\sum_{i=1}^n \frac{J_k d\omega_k}{dt}}{r_k \frac{dV}{dt} m_a} \right).$$

Вираз у дужках, якщо врахувати, що $V = \omega_k \cdot r_k$; $dV = r_k \cdot d\omega_k$; $\omega_e = u_{tr} \cdot \omega_k$; $d\omega_e = u_{tr} \cdot d\omega_k$, запишемо:

$$1 + J_M \frac{u_{mp} \cdot d\omega_k \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{m_a \cdot r_k \cdot r_k \cdot d\omega_k} + \frac{\sum_{i=1}^n J_k \cdot d\omega_k}{r_k \cdot d\omega_k \cdot m_a \cdot r_k} = 1 + \frac{J_M \cdot u_{mp}^2 \cdot \eta_{mp}}{m_a \cdot r_k^2} + \frac{\sum_{i=1}^n J_k}{m_a r_k^2} = \delta, \quad (2.14)$$

де δ – коефіцієнт оберткових мас автомобіля.

Після перетворень

$$\frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} = P_f + P_n + P_i + \delta \cdot m_a \frac{dV}{dt}. \quad (2.15)$$

Емпіричну залежність використовують для визначення коефіцієнта δ :

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot u_k^2, \quad (2.16)$$

де δ_1, δ_2 – наведені коефіцієнти враховують розгін відповідно коліс і маховика з деталями трансмісії.

Коефіцієнти визначаються наведеними виразами:

$$\delta_1 = \frac{\sum_{i=1}^n J_{\kappa}}{m_a r_{\kappa}^2}; \delta_2 = \frac{J_M (u_{mp})^2 \eta_{mp}}{m_a r_{\kappa}^2 u_{\kappa}^2}.$$

Рекомендується брати $\delta_1 = 0,03 \dots 0,05$; $\delta_2 = 0,04 \dots 0,06$. При цьому до легкових автомобілів – більше значення, до великовантажних автомобілів належить менше.

Остаточно запишемо коефіцієнт обертових мас:

$$\delta = 1 + 0,03 \dots 0,05 + 0,04 \dots 0,06 \cdot u_{\kappa}^2. \quad (2.17)$$

Коефіцієнт, він більший за одиницю враховує розгін як маховика з деталями трансмісії так і коліс, а також поступальної маси автомобіля.

За наведеною формулою буде визначатися колова сила в рівнянні тягового балансу з урахуванням коефіцієнта обертових мас:

$$P_{\kappa} = \frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_{\kappa}},$$

а розгін як маховика з деталями трансмісії та коліс, так і поступальної маси автомобіля, що рухається, в цьому випадку враховує сила опору розгону. Цю силу визначимо за формулою:

$$P_j = \delta m_a \frac{dV}{dt}. \quad (2.18)$$

Для наочності тяговий баланс автомобіля зображають у вигляді графіків залежностей колової сили при сталому русі автомобіля на всіх передачах від швидкості руху автомобіля, сил опору коченню на горизонтальній дорозі та повітря. При цьому швидкість руху автомобіля визначається за формулою залежно від числа оборотів двигуна:

$$V = \frac{\omega_e \cdot r_k}{u_{mp}}. \quad (2.19)$$

де ω_e – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с.

Зазначимо, що на горизонтальній дорозі при $V=0$ сила опору коченню P_f має значення:

$$P_f = f_0 m_a g,$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню при $V=0$.

Оскільки на будь-якій опорній поверхні для кожної шини $f_0 \neq 0$ залежність $P_f=f(V)$ на графіках тягового балансу починається не з нульової позначки.

2.5 Потужнісний баланс транспортного засобу

Якщо помножити в рівнянні тягового балансу на швидкість V праву і ліву частину, отримаємо вираз:

$$P_k \cdot V = P_f \cdot V + P_n \cdot V + P_i \cdot V + P_j \cdot V.$$

Маємо право записати, враховуючи, що потужністю є множина сили на швидкість,

$$N_k = N_f + N_n + N_i + N_j. \quad (2.20)$$

Отримане таким чином при прямолінійному русі на підйом рівняння являє собою рівняння потужнісного балансу автомобіля, у якому підведена від двигуна до ведучих коліс автомобіля N_k – потужність, дорівнює:

$$N_k = N_e \cdot \eta_{тр},$$

де $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії;

N_f – потужність опору коченню при прямолінійному русі автомобіля на підйом:

$$N_f = P_f \cdot V = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{1500} \right) m_a g \cos \alpha \cdot V;$$

N_n – потужність опору повітря дорівнює

$$N_n = P_n \cdot V = k_n \cdot F_n \cdot V^3;$$

N_i – потужність опору підйому визначається за формулою

$$N_i = P_i \cdot V = m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V;$$

N_j – потужність опору розгону розраховується за формулою

$$N_j = P_j \cdot V = \delta \cdot m_a \frac{dV}{dt} \cdot V .$$

Потужнісний баланс автомобіля являє собою графіки залежностей потужностей опору повітря від швидкості руху автомобіля та опору коченню на горизонтальній дорозі на всіх передачах, а також потужності підведеною до ведучих коліс автомобіля потужності двигуна.

2.6 Динамічна характеристика, динамічний фактор і паспорт автомобіля

Динамічний фактор автомобіля - відношення вільної сили тяги до ваги автомобіля. Зазначимо, що в теорії автомобіля вільною силою тяги називають різницю $P_k - P_{\pi}$. У цьому випадку динамічний фактор визначається за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_{\pi}}{m_a g} . \quad (2.21)$$

Найбільшого значення динамічний фактор досягає, як видно, для порожнього автомобіля на першій передачі коробки передач.

Запишемо співвідношення між динамічними факторами навантаженого і порожнього автомобілів

$$D_0 = D \frac{m_a}{m_0} . \quad (2.22)$$

Фізичний міст динамічного фактора можна пояснити рівнянням тягового балансу

$$P_k = P_f + P_{\pi} + P_i + P_j .$$

Рівняння тягового балансу перетворимо таким чином

$$P_k - P_n = P_f + P_i + \delta \cdot m_a \frac{dv}{dt}.$$

Розділивши праву і ліву частини останнього рівняння на $m_a g$ маємо:

$$\frac{P_k - P_n}{m_a g} = \frac{P_f + P_i}{m_a g} + \frac{\delta \cdot m_a}{m_a g} \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Маємо після елементарних перетворень:

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (2.23)$$

Тут має місце:

$$\frac{P_f + P_i}{m_a g} = \frac{f m_a g \cos \alpha + m_a g \sin \alpha}{m_a g} = f \cos \alpha + \sin \alpha = \psi.$$

При сталому русі $\frac{dV}{dt} = 0$, а значить $D = \psi$.

Як впливає з аналізу рівняння (2.23), динамічний фактор автомобіля чисельно показує, який може подолати автомобіль при сталому русі коефіцієнт дорожнього опору.

Динамічна характеристика автомобіля це графіки залежності від швидкості руху динамічного фактора навантаженого автомобіля на всіх передачах.

Швидкість автомобіля визначаємо за залежністю:

$$V = \frac{\pi}{30} \frac{n_e r_k}{u_k u_p u_0},$$

А за формулою (2.21) визначаємо динамічний фактор.

Динамічний паспорт автомобіля - динамічна характеристика разом з номограмою навантажень, яка будується при різному ступені завантаження автомобіля для визначення його динамічного фактора.

Для побудови номограми навантажень вісь абсцис динамічної характеристики автомобіля продовжується вліво. У відносних величинах навантаження на автомобіль являє собою продовжена таким чином вісь.

Порожньому автомобілю відповідає 0, який ставимо в її кінцевій точці, і проводимо вертикальну лінію. Динамічний фактор порожнього автомобіля D_0 - це і буде вісь, за якою його визначаємо.

Масштаби шкал визначають рівнозначні точки на шкалах D_0 і D динамічних факторів порожнього і навантаженого автомобілів, що з'єднують проведені косі лінії, перетинаючись зі шкалами $D_{0,25}$; $D_{0,5}$; $D_{0,75}$, відповідно завантаженого автомобіля на 25%, 50% і 75%.

Динамічний паспорт автомобіля дозволяє визначити передачу і можливу максимальну швидкість руху автомобіля при заданому дорожньому опорі та при різному ступені завантаження.

З ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ КРАЗ-5401 ПОКРАЩЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ЯМЗ-536

В роботі прийнято в якості об'єкта дослідження автомобіль КраЗ-5401 з дизельним двигуном ЯМЗ-536.

Автомобіль КраЗ-5401 - бортовий автомобіль спорядженою масою 6700 кг, вантажопідйомністю 12 тонн. Повна маса автомобіля 18700 кг.

Прийнято в розрахунках що автомобіль з повною масою 18700 кг розганявся по рівній, горизонтальній дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям. Припущенням є те, що розгін здійснювався при повній подачі палива з перемиканням передач.

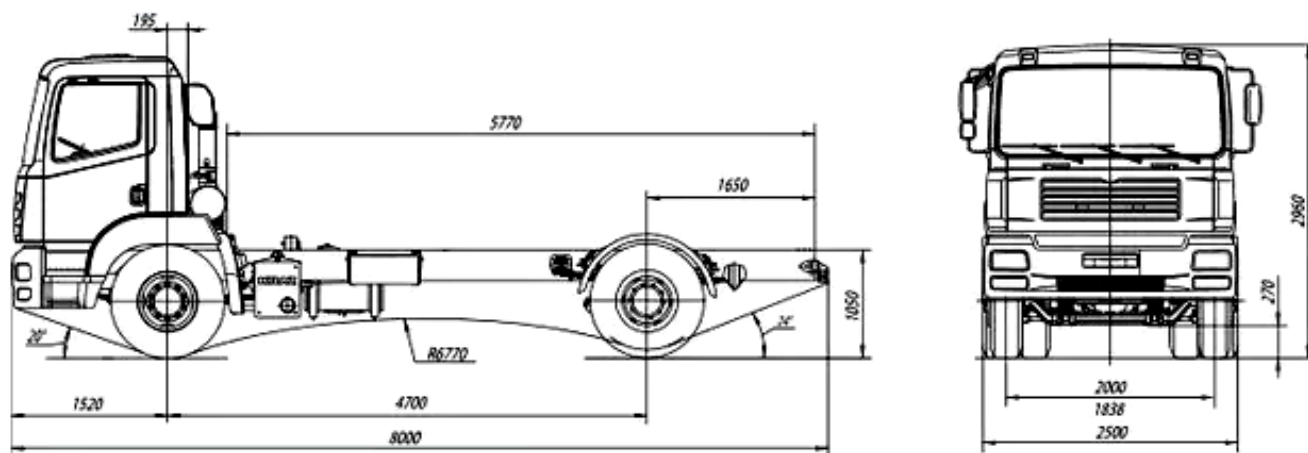


Рисунок 3.1 - Бортовий вантажний автомобіль КраЗ-5401

Таблиця 3.1 - Основні показники двигуна ЯМЗ-536

Показник	Значення
Двигун, тип	дизель
Робочий об'єм, см ³	6650
Номінальна потужність двигуна $N_{\max}$, кВт	229
Частота обертання колінчатого валу при максимальній потужності $N_{\max}$, об/хв.	2300
Максимальний крутний момент $M_{e \max}$, Н*м	1226
Частота обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменті n_m , об/хв.	1300-1600
Максимальний тиск впорскування палива, бар	265

Значний вплив оказує якість процесу сумішоутворення на технічні, економічні та екологічні показники дизельного двигуна.

На якість сумішоутворення здійснюють вплив геометричні розміри та форма соплових отворів, величина тиску при якому паливо впорскується в циліндри дизеля наприкінці такту стиску, температура та тиск повітряного заряду наприкінці такту стиснення, швидкість та напрями руху повітряного потоку, діаметр соплового отвору, кількість соплових отворів в форсунках.

Основною метою бакалаврської роботи є дослідження визначення впливу на показники автомобіля КрАЗ-5401 та на техніко-економічні та екологічні показники дизеля ЯМЗ-536 зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна.

На рис. 3.1-3.4 наведені результати розрахункового дослідження впливу на показники дизеля ЯМЗ-536 зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна представлені графічними залежностями максимального ефективного обертального моменту M_e , номінальної потужності N_e , комплекс сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C у відпрацьованих газах, питомої ефективної витрати палива g_e , в залежності від тиску впорскування палива в циліндри дизеля.

Таблиця 3.2 - Результати розрахункового дослідження впливу на показники дизеля ЯМЗ-536 зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна

Тиск впорскування палива, бар	Номінальна потужність N_e , кВт	Максимальний ефективний обертальний момент M_e , H^*M	Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт*год)	Комплекс сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C , г/(кВт*год)
235	227,11	1215,9	0,197	1,2101
250	227,36	1217,3	0,197	1,2069
265	229,00	1226,0	0,197	1,2045
280	274,66	1470,5	0,185	1,5453
295	271,4	1453,1	0,188	1,2961

Дослідження проведено за допомогою розрахункової програми «Дизель-РК».

Вихідні данні для проведення розрахунків відповідають конструктивним даним базового дизеля ЯМЗ-536.

Показникам базового дизеля ЯМЗ-536 відповідають тиск та температура повітря в циліндрах дизеля. Кут випередження впорскування палива не змінювався.

Розглянемо на номінальну потужність дизеля ЯМЗ-536 вплив величини тиску впорскування палива (рис. 3.1).

Величина базового значення тиску впорскування палива складає 265 бар, при такому значенні тиску номінальна потужність двигуна складає 229 кВт. До підвищення номінальної потужності двигуна до 274,66 кВт (на 15,6%) призводить збільшення тиску впорскування палива до 280 бар, до зменшення номінальної потужності призводить подальше збільшення величини тиску.

Збільшенням далекобійності паливної струї, що обумовлює утворення плівки палива на стінках циліндрів двигуна, температура яких значно вище температури повітря в циліндрах наприкінці такту стиснення можливо пояснити підвищення потужності двигуна. Тому якість процесу сумішоутворення вище, паливо випаровується краще, тому і згорання палива відбувається біля верхньої мертвої крапки. Підвищення тиску впорскування палива викликає значне навантаження на деталі паливної апаратури, в першу чергу паливного насоса високого тиску, це необхідно враховувати. Процес сумішоутворення погіршується і, як наслідок, відбувається падіння значення номінальної потужності при подальшому збільшенні тиску. Оскільки це призводить к тому, що на стінки циліндрів попадає значна кількість палива, яке не встигає випаритися,

До незначного зменшення номінальної потужності двигуна до 227 кВт (на 1%) призводить зменшення величини тиску впорскування палива від 260 бар до 235 бар. Це може бути обумовлено тим, що процес випаровування палива погіршується оскільки довжина струї палива декілька зменшується і, як наслідок, відбувається падіння потужності.

Розглянемо вплив зміни величини впорскування палива на максимальний обертальний момент двигуна (рис. 3.2). Збільшення тиску впорскування палива

спочатку призводить до збільшення максимального крутного моменту з 1226 Н*м до 1470,5 Н*м виходячи з пояснень, які були надані вище.

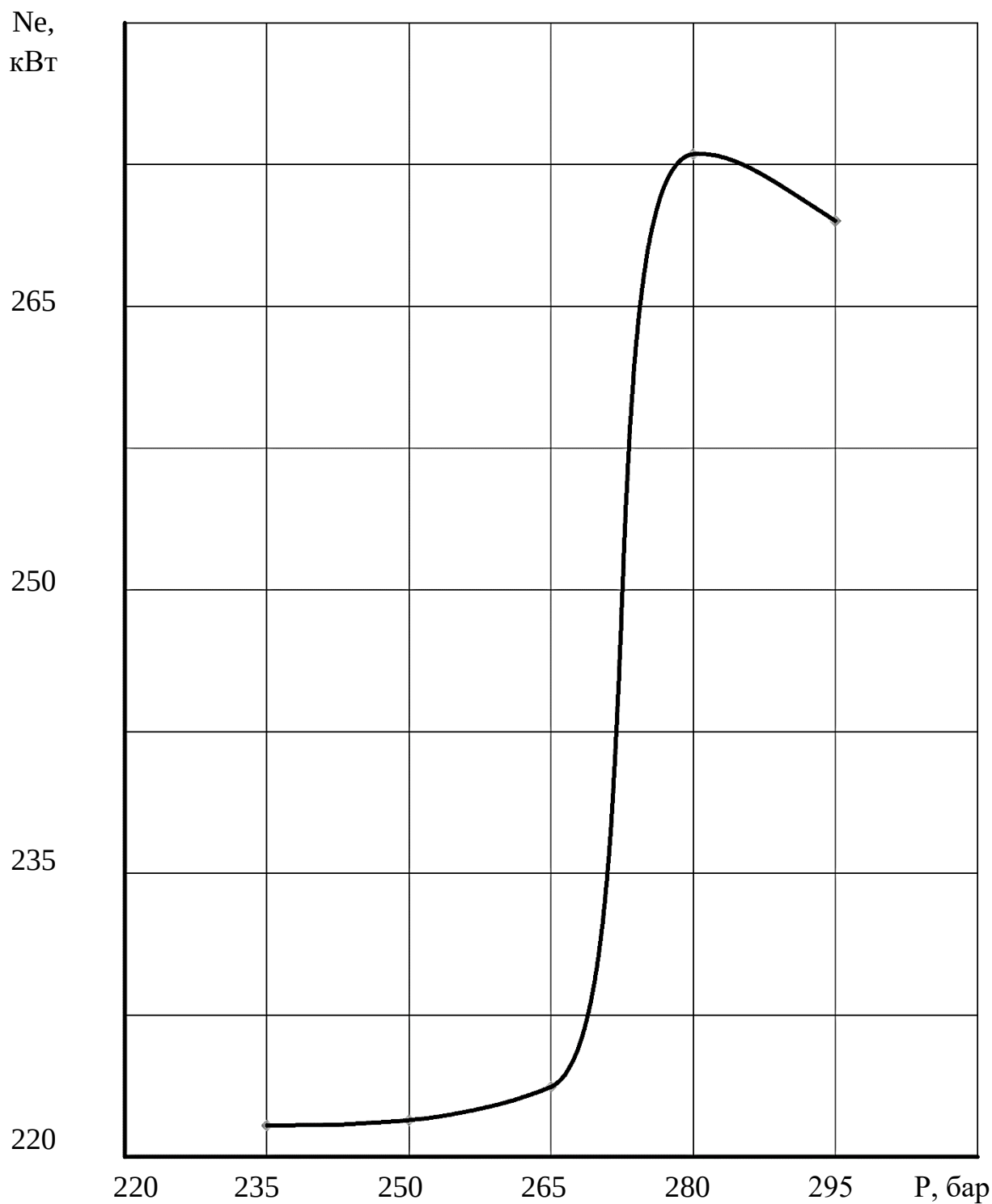


Рисунок 3.1 – Залежність ефективної потужності N_e дизеля ЯМЗ-536 від зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна

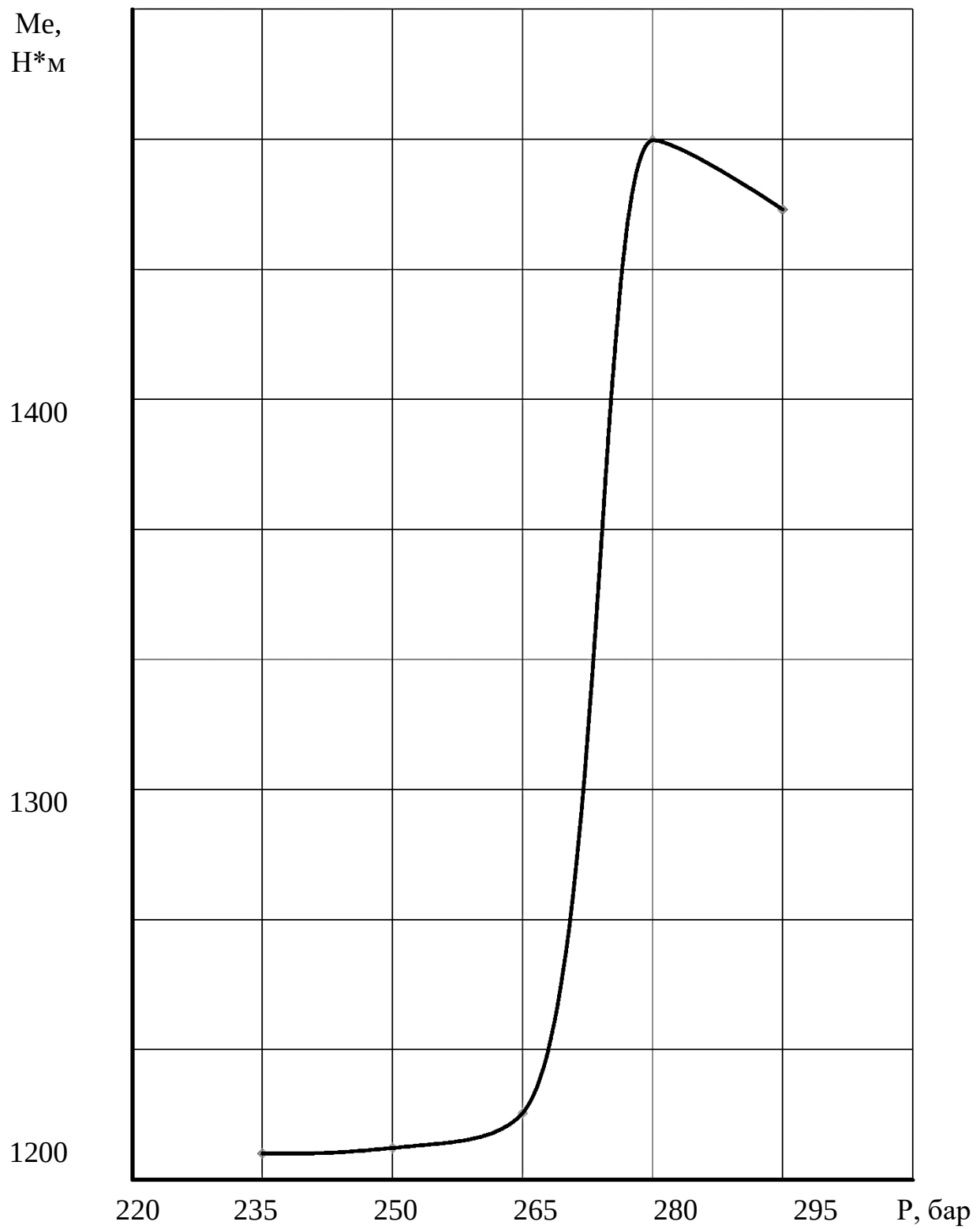


Рисунок 3.2 – Залежність ефективного обертового моменту M_e дизеля ЯМЗ-536 від зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна

А потім відбувається зменшення максимального значення крутного моменту двигуна до 1453,1 Н*М. До зменшення максимального значення крутного моменту двигуна до 1215,9 Н*М призводить зменшення значення тиску впорскування палива.

Розглянемо, як впливає зміна величини тиску на показники економічності дизеля ЯМЗ-536 (рис. 3.3).

До зміни далекобійності струї та кута її розкриття, як відмічалось раніше, впливає зміна величини тиску впорскування палива, це може призвести також до зміни часу впорскування палива.

Все це впливає на показники економічності дизеля. До покращення паливної економічності двигуна призводить збільшення величини тиску впорскування палива, питома ефективна витрата палива зменшується з 197 до 185,6 г/(кВт*год) (на 5,2%), до незначного погіршення паливної економічності призводить подальше збільшення величини тиску – питома ефективна витрата палива збільшується до 188 г/(кВт*год).

До незначного погіршення паливної економічності до 197,3 г/(кВт*год) (майже на 1%) призводить зменшення величини тиску впорскування палива.

Розглянемо як впливає на комплекс сумарної емісії окислів азоту NOx та твердих часток С максимальний тиск впорскування палива (рис. 3.4).

Аналогічна залежності емісії оксиду азоту NOx у відпрацьованих газах дизеля залежність комплексу сумарної емісії окислів азоту NOx та твердих часток С.

До збільшення викидів з відпрацьованими газами з 1,2045 до 1,5453 г/(кВт*год) (на 28,3%) призводить збільшення величини тиску впорскування палива з 265 до 280 бар, до зменшення викидів до 1,2961 г/(кВт*год) 19,2%) призводить подальше збільшення величини впорскування палива.

До зменшення викидів з відпрацьованими газами до 1,2101 г/(кВт*год) призводить зменшення величини тиску впорскування палива до 235 бар.

Таким чином, аналіз результатів розрахункового дослідження дозволяє зробити висновки про те, що за рахунок збільшення максимального значення тиску

впорскування палива з 265 до 280 бар (на 5,3%) можливо підвищити техніко-економічні показники дизеля ЯМЗ-536.

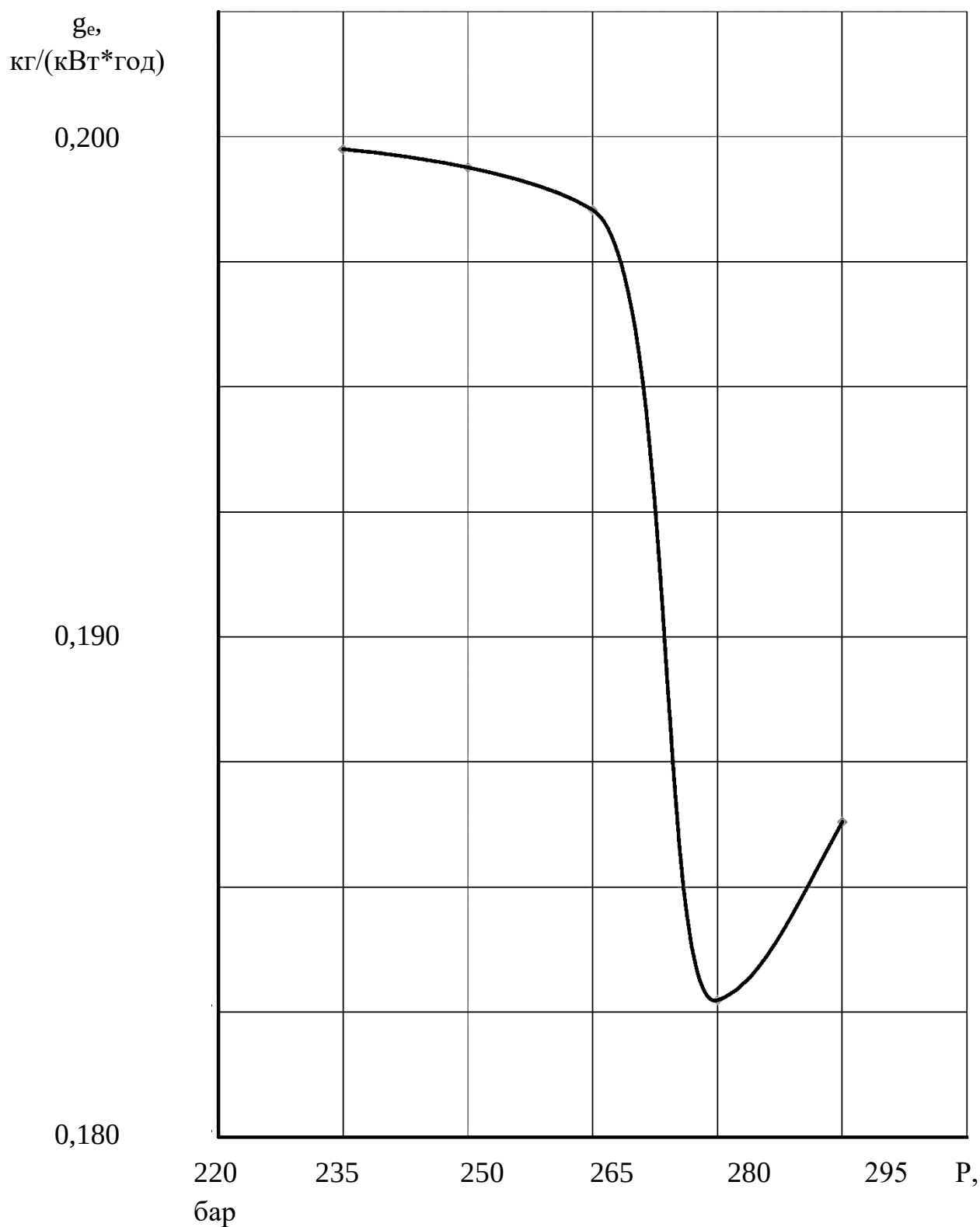


Рисунок 3.3 – Залежність питомої ефективної витрати палива g_e дизеля ЯМЗ-536 від зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна

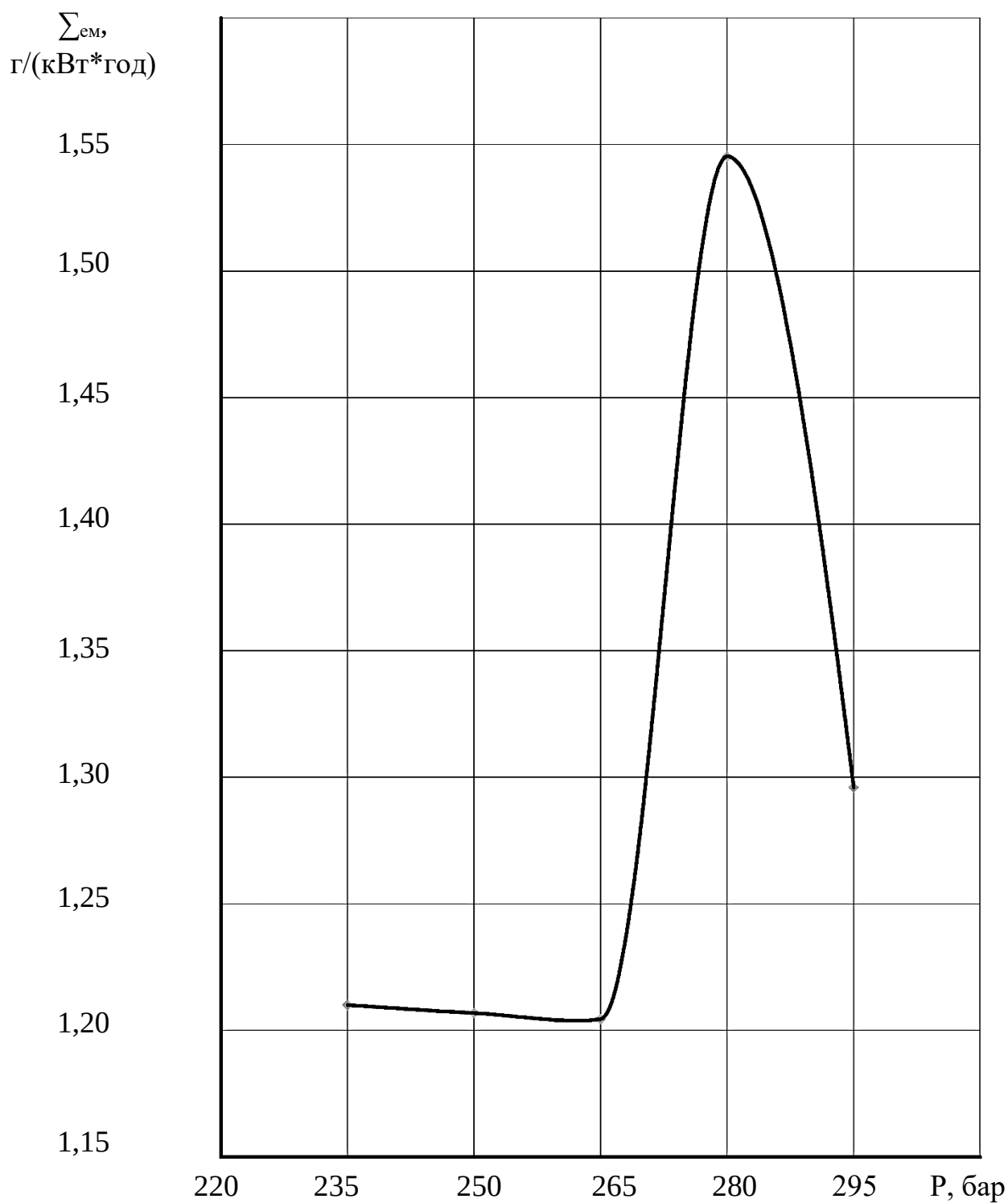


Рисунок 3.4 – Залежність комплексу сумарної емісії окислів азоту NO_x та твердих часток C у відпрацьованих газах дизеля ЯМЗ-536 від зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна

Крутний момент двигуна, як видно з графіків, при підвищенні тиску впорскування палива на режимі холостого ходу збільшується з 600 до 750 Н*м, що на 20% більше, хоча, оскільки на режимі холостого ходу двигун під навантаженням працює дуже рідко, це значно не впливає на характеристики руху автомобіля.

Значення крутного моменту при підвищенні тиску впорскування палива складає 1470 Н*м, що на 15,6% більший ніж максимальний крутний момент двигуна зі стандартним налаштуванням паливної системи на режимі максимального крутного моменту, при частоті обертання колінчастого валу 1600 хв⁻¹.

Крутний момент знижується з 1470 Н*м до 1440 Н*м на номінальній частоті обертання колінчастого валу дизеля 2300 хв⁻¹ при підвищенні тиску впорскування палива, зниження складає 2%, що практично не змінює технічні показники автомобіля.

Розглянемо, як змінюється потужність двигуна при підвищенні тиску впорскування палива. Потужність збільшується на режимі холостого ходу на 17% - з 72 до 84 кВт, потужність збільшується з 229 кВт до 274 кВт, на 19,6% на номінальному режимі при частоті обертання колінчастого валу 2300 хв⁻¹.

Розраховані графічні залежності балансу потужностей двигуна при різних передаточних числах коробки передач та швидкостях руху автомобіля наведені на рис. 3.6.

На баланс сил дизеля впливає підвищення тиску впорскування палива. Найбільший вплив відбувається на нижчих передачах, як видно з графіка (рис. 3.6), сягаючи 4,5% на першій передачі.

На баланс потужностей, динамічний фактор та графік прискорень автомобіля відбувається аналогічний вплив при підвищенні тиску впорскування палива.

Такий вплив може сказатися на значення показників розгону – час і шлях розгону. Розглянемо, як при підвищенні тиску впорскування палива змінюються показники розгону до 60 км/год для автомобіля масою 18700 кг при. В табл. 3.3 наведено результати розрахунків.

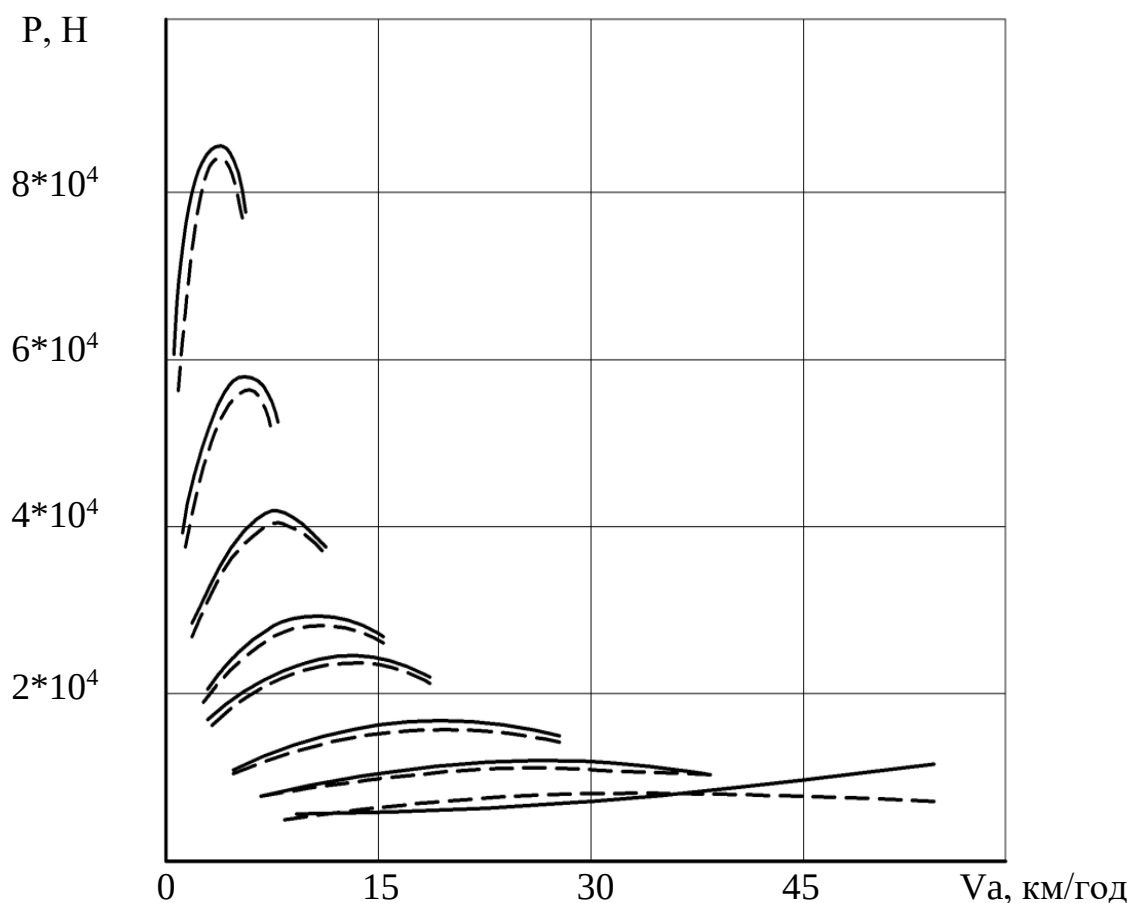


Рисунок 3.6 - Баланс сил автомобіля КрАЗ-5401 з двигуном ЯМЗ-536

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку шляху та часу розгону автомобіля КрАЗ-5401 з двигуном ЯМЗ-536

Параметр	Значення параметрів				
Швидкість руху автомобіля, км/год	15	25	37	49	60
Шлях розгону при роботі двигуна з штатним налаштуванням паливної апаратури, м	25	67	131	269	422
Шлях розгону при роботі двигуна з підвищенням тиску впорскування палива, м	21	59	124	247	390
Відношення показників, %	19,0	13,6	5,6	8,9	8,2
Час розгону при роботі двигуна з штатним налаштуванням паливної апаратури, м	4,8	9,7	18,4	34,3	61,7
Час розгону при роботі двигуна з підвищенням тиску впорскування палива, м	3,9	8,6	16,3	31,2	57,1
Відношення показників, %	23,1	12,8	12,9	9,9	8,1

При збільшенні швидкості транспортного засобу, як видно з наведених даних, при русі на вищих передачах вплив підвищення тиску впорскування палива знижується.

Таким чином, аналіз результатів розрахункового дослідження дозволяє зробити висновки про те, що підвищити техніко-економічні показники дизеля ЯМЗ-536 можливо за рахунок збільшення максимального значення тиску впорскування палива з 265 до 280 бар (на 5,7%) також покращуються динамічні показники автомобіля КрАЗ-5401. Крім того, це призводить до значного покращення екологічних показників автомобіля. Також, збільшення максимального тиску впорскування палива призводить до збільшення навантаження на деталі паливної апаратури і, тим самим, зменшує її ресурс. Для компенсації підвищеного навантаження на деталі паливної апаратури необхідно передбачити конструктивні зміни в паливній апаратурі дизеля, що в свою чергу вимагає відповідних капітальних вкладень.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Аналіз умов праці

Покращення техніко-економічних показників автомобіля КрАЗ-5401 покращенням конструкції двигуна ЯМЗ-536 в умовах автотранспортної компанії «Вантаж» включає в себе послідовність технологічних операцій, котрі виконуються за допомогою різноманітних електричних та механічних приладів. Відповідно при не вірному і невмілому користуванні інструментами та приладами, без дотримання правил техніки безпеки, можливі різного роду травми, оскільки на СТО існують шкідливі і небезпечні фактори виробництва. До таких факторів можна віднести

Шкідливі:

- шум та вібрація;
- не сприятливий мікроклімат;
- фізична та розумова перенапруга, спричинена одноманітністю праці та зосередженням уваги;
- загазованість відпрацьованими газами.

Небезпечні:

- несправний інструмент;
- падіння автомобіля з підйомника;
- наїзд автомобіля;
- отруєння вихлопними газами;
- небезпека враження струмом.

4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

4.2.1 Мікроклімат

Часта зміна мікроклімату в приміщенні може несприятливо впливати на здоров'я працівників.

Для контролю і підтримки належних умов праці використовується кондиціонер з іонізатором і зволожувачем повітря, який очищає повітря і регулює його температуру, вологість і швидкість руху в залежності від часу дня чи в разі

зміни нормальних умов в залежності від показів датчиків чи просто вручну за побажанням працюючих.

Мікрокліматичні умови характеризуються поєднанням параметрів мікроклімату, які при тривалій дії на людину забезпечують зберігання нормального функціонального і теплового стану організму без напруження реакції терморегуляції, тобто відповідають [14]. Ці параметри не залежно від пори року регулюються відповідним обладнанням - тобто кондеціонерами, системою обігріву АТП, та вентиляцією.

- температура - 20 °С,
- відносна вологість: 40 - 60 %.
- швидкість руху повітря: 0,15 - 0,3 м/с.

4.2.2. Освітлення

Комбіноване освітлення: загальне + місцеве забезпечує освітленість в робочій зоні 300 - 400 лк [15]. Джерела світла: 36 Ватні світлодіодні світильники 36W в кількості 6шт, та додатково лампи на робочих місцях. Приміщення в денну пору освітлюються природним світлом через вікна в зовнішніх стінах. У стінах будівель світові прорізи роблять у вигляді окремих вікон. По периметру будівлі вікна розміщують симетрично. Проміжки між вікнами мають однакові розміри. Рами вікон зроблені подвійними. Кількість вікон - 2 шт., висота вікон - 2 м., ширина - 3 м. Роботи відносяться до IV “а” розряду зорових робіт (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Характеристика зорових робіт користувачів ЕОМ

Розряд і підрозряд зорової роботи	Робочі місця і поверхні
III “б”	Робочі столи інженерів-електронщиків з ремонту і налагодження блоків ЕОМ; монтажні схеми
III “г”	Пульти ЕОМ, дисплеї
IV “а”	Робочі місця електромеханіків ремонтної майстерні, пульти перфораційних машин, механічна ремонтна майстерня
IV “б”	Машинні зали, кімнати підготовки інформації, приміщення перевірки ТЕЗів

4.2.3. Виробничий шум і вібрація

Шум в даному приміщенні на робочих місцях створюється двигунами, компресором повітря, а також проникає зовні через вікна та двері. Для зменшення шуму і впливу вібрації на робочому місці інструмент і пристосування оснащуються спеціальними глушниками і антивібраційними накладками, і не перевищують шум $L \leq 80$ Дц

Планування і забудову територій населених пунктів, проектування будинків і споруд різного призначення, лінійних об'єктів інженернотранспортної інфраструктури тощо потрібно здійснювати згідно з вимогами [16, 17] та чинних нормативних документів і законодавчих актів України щодо забезпечення захисту людей від шкідливого впливу шуму.

Таблиця 4.2 - Залежність припустимого рівня шуму від характеристики приміщення

Характеристика приміщення	Рівень звуку, дБ А
Приміщення конструкторських бюро, програмістів обчислювальних машин, лабораторій для теоретичних та дослідних робіт	50
Приміщення керування, робочі кімнати	60
Постійні робочі місця і робочі зони у виробничих приміщеннях і на території підприємств	80

На даній ділянці шум нормується за вимогами [17] і відповідає його вимогам.

Захист від шуму із застосуванням будівельно-акустичних засобів проектують на основі визначеного (за результатами акустичного розрахунку або інструментальних вимірювань) необхідного зниження рівнів шуму джерел до допустимих величин, передбачаючи у загальному випадку такі заходи: а) у цехах і на території промислових підприємств:

1) раціональне архітектурно-планувальне рішення генерального плану підприємства, його окремих цехів і приміщень, яке передбачає максимально можливе віддалення об'єктів, що потребують захисту від шуму (лабораторно-

конструкторських корпусів, обчислювальних центрів, адміністративних будинків управлінь тощо), від особливо шумних джерел (випробувальних стендів авіаційних двигунів, газотурбінних установок, компресорних станцій тощо); розміщення допоміжного обладнання (машинних залів, насосних станцій, вентиляційних камер тощо) в окремих приміщеннях, ізольованих від основних цехів; максимально можливе віддалення тихих і малошумних приміщень від приміщень з інтенсивними джерелами шуму всередині будівлі; раціональне розміщення технологічного обладнання і робочих місць, організація захищених від шуму зон для відпочинку;

2) застосування організаційно-технічних заходів, які передбачають застосування малошумного технологічного обладнання і малошумних технологічних процесів, оснащення машин і механізмів засобами дистанційного управління і автоматичного контролю, змінення способів обробки і транспортування матеріалів тощо;

3) застосування внутрішніх і зовнішніх огорожувальних конструкцій будівель (перекрыттів, стін, перегородок, дверей, воріт, вікон, технологічних прорізів) з достатньою звукоізоляцією, що забезпечує необхідне зниження шуму, що проникає крізь огорожі;

4) застосування звукопоглинальних конструкцій (звукопоглинального облицювання) в шумних приміщеннях;

5) застосування у приміщеннях з інтенсивними джерелами шуму звукоізолювальних кабін спостереження і дистанційного управління та спеціальних боксів для найбільш шумного обладнання;

6) застосування звукоізолювальних кожухів на шумних агрегатах;

7) застосування акустичних екранів, вигоронок;

8) застосування глушників шуму в системах вентиляції, кондиціонування повітря та в інших аерогазодинамічних установках;

9) віброізоляцію технологічного обладнання, застосування самостійних віброізольованих фундаментів під устаткування із значними динамічними навантаженнями, віброізоляцію трубопроводів інженерних мереж;

10) застосування вібропоглинальних покриттів на тонкі вібруючі поверхні

технологічного обладнання;

4.4 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць

При аналізі планування робочого місця враховуються наступні показники: раціональність використання виробничої площі; санітарні норми площі, згідно яким на кожного робітника повинно доводитися не менше 4,5 м² виробничої площі і не менше 15 м³ об'єму виробничого приміщення; відповідність антропометричним показникам: висота робочої площі, виробничих меблів, розташування засобів управління, що забезпечують фізіологічно доцільну ; відповідність розстановки устаткування і оснащення нормам техніки безпеки і умовам праці.

Дане приміщення має параметри, які відповідають всім нормам техніки безпеки. Воно добре освітлюється, оснащене витяжками. Стіни та стеля пофарбовані в сірий колір, У легкодоступному місці є вогнегасник, робочі місця розташовано вздовж стін. Кількість працюючих 3 чоловіка.

Таблиця 4.3 – Характеристика електротехнічної дільниці

Назва приміщення	Висота, м	Довжина, м	Ширина, м	Місце розташування	Орієнтація вікон
Електротехнічна дільниця	4,5	10,5	13	м. Вінниця	Схід-Захід

Площа виробничого приміщення становить **136,5 м²**.

Отже на кожного працюючого площа становить 45,5 м², що задовольняє мінімальну допустиму норму. Об'єм приміщення складає **614,25 м³**, вираховується за формулою (4.1).

$$V = a \cdot b \cdot c = 10,5 \cdot 13 \cdot 4,5 = 614,25 \text{ м}^3 \quad (4.1)$$

де а – довжина дільниці

b –ширина дільниці

c – висота дільниці

Таким чином, розрахункові показники, задовольняють допустиму норму [12].

Вхід людей здійснюється через ворота, завширшки 3000 мм, та висотою 2500 мм.

Двері відкриваються назовні. Розміри меблів на робочих місцях, зокрема робочого столу, відповідають [13].

До роботи в приміщенні допускаються особи, які пройшли інструктаж з питань охорони праці, надання першої медичної допомоги потерпілим від нещасних випадків, ознайомленні з правилами поведінки при аваріях, яким виповнилося 18 років, що пройшли медичний огляд і придатні за станом здоров'я для виконання даної роботи, що вивчили технологічні процеси, які використовуються на виробництві і безпечні прийоми робіт.

Навчання працівників безпечним прийомам праці проводиться у формі лекцій, інструктажів та спеціальних навчань з послідовним закріпленням на практиці. Також проводиться навчання (перевірка знань) посадових осіб, підвищення кваліфікації.

4.3.1. Електробезпека

Приміщення відноситься до II категорії електробезпеки з підвищеною небезпекою ураження людини електричним струмом, згідно з [18]. У приміщенні гранично - допустимий рівень напруги діючого електричного поля 380 В. Використовуваний рівень напруги дорівнює 380/220В.

Для забезпечення безпеки, клеми введення електроенергії до робочого місця захищені від випадкового дотику. Штепсельні роз'єми, а також закладення дротів і кабелів в електроінструментах суворо відповідають технічним вимогам.

Напруга місцевого освітлення, електропаяльників не перевищує — 36 В.. Стенди, корпуси апаратури заземлені і занулені. Захисне відключення присутнє на кожному робочому місці для запобігання електротравм.

При виконанні робіт використовуються блоки живлення з напругою до 36 В, та живлення від мережі 220 В і частотою 50Гц. Від отруєння вихлопними газами на вихлопну трубу працюючого двигуна надівається кожух, який виводить вихлопні гази на вулицю, від наїзду автомобіля встановлюють противідкатні башмаки, а підйомники, які піднімають автомобілі перевіряються і проходять контроль раз на

рік.

4.5 Технічні рішення з пожежної безпеки

По вибухо- та пожежонебезпеці приміщення відноситься до категорії В, згідно [19] (в виробництві є тверді горючі речовини і матеріали). В приміщеннях І і II ступенів вогнестійкості при категорії пожежної небезпеки виробництва в [20] встановлені обов'язкові розміри евакуаційних шляхів і виходів з приміщень, розміри коридорів і виходів з коридору назовні.

Джерелами пожеж в даному випадку можуть бути газобалонні установки, пристрої електроживлення, кондиціонер, компресор де в результаті різних порушень утворюються перегріті елементи, електричні іскри і дуги, які здатні викликати загорання горючих речовин. Тому дані стенди і прилади проходять своєчасну перевірку згідно ПТЕ і ПТБ.

Для забезпечення евакуації працюючих у разі виникнення пожежі, та для її локалізації у приміщенні є:

- вогнегасники типу ВВ-5 шт та ВП-2 шт який придатний для гасіння пожеж електроприладів під напругою на відстані 1м ;
- ящик з піском біля приміщення СТО, бочка з водою, та протипожежні щити та лопати.

Так як будівля не обладнана блискавковідводами проектом пропонується провести розрахунок блискавкозахисту будівлі.

ВИСНОВКИ

На сьогодні у світі покращення техніко-економічних показників дизелів транспортних засобів, які тривалий час знаходяться в експлуатації, в умовах автотранспортних підприємств знайшов широке використання.

Метою роботи є підвищення техніко-економічних показників автомобіля КРАЗ-5401 покращенням конструкції двигуна ЯМЗ-536 підвищенням тиску впорскування палива в циліндри двигуна.

Обґрунтування експлуатаційних вимог до двигунів транспортних засобів та систем, які забезпечують його роботу аналіз процесу згорання в дизелях проведено в роботі.

Проведено порівняння різних методів сумішоутворення. Розглянуто детально процеси сумішоутворення в камерах згорання різних типів, а саме особливості сумішоутворення в передкамері, сумішоутворення при розділених камерах згорання, сумішоутворення при нерозділених камерах згорання.

Наведено розрахунок деталей двигуна на міцність і елементів систем двигунів внутрішнього згорання і результати аналізу конструкцій дизельних двигунів.

В другому розділі з врахуванням техніко-економічних показників дизельного двигуна при підвищенні тиску впорскування палива в циліндри двигуна здійснено уточнення математичної моделі руху транспортного засобу.

Проведено теоретичне дослідження впливу покращення конструкції двигуна ЯМЗ-536 зміною максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна на техніко-економічні показники автомобіля КРАЗ-5401.

Встановлено в результаті розрахункового дослідження що:

- крутний момент двигуна збільшується з 600 до 750 Н*м, що на 20% більше при підвищенні тиску впорскування палива на режимі холостого ходу;

- на режимі максимального крутного моменту значення крутного моменту при підвищенні тиску впорскування палива складає 1470 Н*м, що на 15,6% більший ніж максимальний крутний момент двигуна зі стандартним налаштуванням паливної системи, при частоті обертання колінчастого валу 1600 хв⁻¹.

- на режимі холостого ходу потужність збільшується на 17% - з 72 до 84 кВт,

на номінальному режимі при частоті обертання колінчастого валу 2300 хв^{-1} потужність збільшується з 229 кВт до 274 кВт, на 19,6%.

- шлях розгону автомобіля КрАЗ-5401 при роботі двигуна ЯМЗ-536 з підвищенням тиску впорскування палива зменшується на 8-19% в залежності від передачі в коробці передач на якою рухається автомобіль у порівнянні зі шляхом розгону при роботі двигуна з штатним налаштуванням паливної апаратури;

- час розгону автомобіля КрАЗ-5401 при роботі двигуна ЯМЗ-536 з підвищенням тиску впорскування палива зменшується на 8-23% в залежності від передачі в коробці передач на якою рухається автомобіль у порівнянні з часом розгону при роботі двигуна з штатним налаштуванням паливної апаратури.

Таким чином, підвищити техніко-економічні показники дизеля ЯМЗ-536 можливо за рахунок збільшення максимального значення тиску впорскування палива з 265 до 280 бар (на 5,7%) також покращуються динамічні показники автомобіля КрАЗ-5401 за аналізом результатів розрахункового дослідження. Це призводить, крім того, до значного покращення екологічних показників автомобіля.

До збільшення навантаження на деталі паливної апаратури призводить, також, збільшення максимального тиску впорскування палива і, тим самим, зменшує її ресурс. Необхідно передбачити конструктивні зміни в паливної апаратурі дизеля, для компенсації підвищеного навантаження на деталі паливної апаратури, що в свою чергу вимагає відповідних додаткових капітальних вкладень.

В четвертому розділі при проведенні досліджень по визначенню впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-536 зміни параметрів паливної апаратури, в першу чергу зміни максимального тиску впорскування палива в циліндри двигуна розглядаються питання з охорони праці та умов роботи працівників.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / В.І. Захарчук. - Луцьк: ЛНТУ, 2011 – 233 с.
2. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови. / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П.Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Тріфонов. – К.: НТУ, 2015. – 224 с.
3. Уприскувальні системи живлення бензинових двигунів сучасних автомобілів: навчальний посібник / Я.Ю. Білоконь, М.А. Вайнтрауб. – К.: ІПТО НАПН України, 2015. – 248 с.
4. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник. / В.Ф. Шапко. – Харків: Точка, 2014. – 148 с.
5. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В.І. Яцковський, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2016. – 132 с.
6. Крайник Л.В. Автоматизований вимірювальний комплекс для досліджень паливно – швидкісних характеристик АТЗ на різних типах доріг. / Л.В.Крайник, Ю.І.Бударецький, Я.Ф.Митник, М.Г.Грубель. // Вестник ХНАДУ. Вип. 38, 2014 – С.318 – 320.
7. Крайник Л.В. Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів. / Л.В.Крайник, М.Г.Грубель. // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, № 3. - Донецьк. - 2007. – С. 19 – 24.
8. Автомобільні двигуни. Методи побудови теоретичних діаграм теплового, динамічного розрахунків та характеристики автотракторних двигунів: навч. посіб. / В. Ф. Анісімов, В. В. Біліченко, В. І. Музичук, М. В. Митко. – Вінниця : ВНТУ, 2022. – 172 с.
9. Природне і штучне освітлення. Норми проектування ДБН В.2.5-28:2018 – К.: - 2018. – 24 с.

10. Методичні вказівки до самостійної та індивідуальної роботи з дисципліни «Основи охорони праці та безпека життєдіяльності» для студентів всіх спеціальностей освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр [Текст]. Частина 1 / уклад. : І. В. Віштак, С. В. Дембіцька, І. М. Кобилянська, О.В. Кобилянський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 50 с.

11. Методичні вказівки до самостійної та індивідуальної роботи з дисципліни «Основи охорони праці та безпека життєдіяльності» для студентів всіх спеціальностей освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр [Текст]. Частина 2 / уклад. : І. В. Віштак, С. В. Дембіцька, І. М. Кобилянська, О. В. Кобилянський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 39 с.

12. ДБН А.2.1-1:2008.

13. ДНАОП 0.00-1.3199.

14. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. URL: <http://mozdocs.kiev.ua/vie>.

15. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885.

16. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. URL: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumuultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>.

17. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99>.

18. ДСТУБ В.2.5-82:2016. Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до 33 захисних заходів від ураження електричним струмом. К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016. 109 с.

19. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпек. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759.

20. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. URL: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.1.1-7-20.

ДОДАТКИ

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення техніко-економічних показників автомобіля КрАЗ-5401 покращенням конструкції двигуна ЯМЗ-536 в умовах автотранспортної компанії «Вантаж»

Тип роботи: Бакалаврська дипломна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Strikeplagiarism

Оригінальність 70,4 % Схожість 29,6 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

- ☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
- ☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

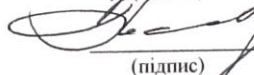
Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Strikeplagiarism щодо роботи.

Автор роботи


(підпис)

Жезмер М.Д.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Поляков А.П.
(прізвище, ініціали)