

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

**Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра автомобілів і транспортних технологій**

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

АіТТ.274220.605-06 ПЗ

до кваліфікаційної роботи
освітнього ступеня
бакалавр

Галузь знань 27 – «Транспорт»
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

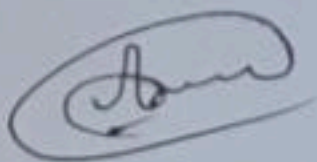
на тему: «Покращення показників експлуатації автомобілів з переходом на
використання спирто-бензинових палив»

Виконав: студент групи ААГ – 22



Юрій КРИВИЦЬКИЙ

Керівник:



Олександр ПИЛИПЕНКО

Завідувач кафедри:



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Рецензент:



Микола Моностаховський

Житомир – 2024 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

Факультет: комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки

Кафедра: автомобілів і транспортних технологій

Освітній ступінь: «бакалавр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 – Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А і
ТТ

Володимир
ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

«28» 05 2024р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня бакалавр

Кривіцький Юрій Костянтинович

1. Тема роботи: «Покращення показників експлуатації автомобілів з переходом на використання спирто-бензинових палив» затверджена наказом вищого навчального закладу від «28» травня 2024 року №220\с

Керівник роботи: Олександр ПИЛИПЕНКО

2. Строк подання студентом завершеної роботи 10.06.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: довідникова література, нормативно-правові документи, зібрані дані з переддипломної практики, ДСТУ 7166:2010 «Біоетанол. Технічні умови».

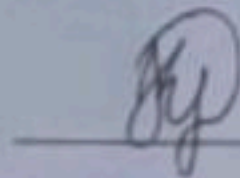
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): використання спирто-бензинових палив в ДВЗ колісних ТЗ, тепловий і динамічний розрахунок двигуна, конструювання та розрахунок механізмів і систем автомобільного двигуна, список використаної літератури, додатки.

Дата видачі завдання «12» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

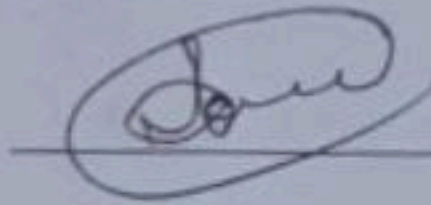
№ з/ п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Використання спирто-бензинових палив в ДВЗ колісних ТЗ	27.02.24	Виконано
2.	Тепловий і динамічний розрахунок двигуна	08.04.24	Виконано
3.	Конструювання і розрахунок механізмів і систем автомобільного двигуна	19.05.24	Виконано
4.	Висновки до роботи	29.05.24	Виконано
5.	Оформлення роботи	10.06.24	Виконано

Студент



Юрій КРИВИЦЬКИЙ

Керівник роботи



Олександр ПИЛИПЕНКО

Форм.	Лист	Лист	Позначення	Назва	Код	Прим.
				<u>Документація</u>		
			AiTT274.220.605-06 BP	Роз'яснювальна записка	104	
				<u>Конструкторська документація</u>		
A1			AiTT274.220.605-06	Індикаторні діаграми та	1	
				завдання відповідна		
				характеристика		
A1				Поларні діаграми	1	
A3				Поршань	1	
A3				Шатун	1	
A3				Вентилятор	1	
A4				Поршневий палив	1	
A4				Кришка шатуна	1	
A4				Шків вентилятора системи	1	
				охолодження		
				<u>Проектна документація</u>		
A1				Двигун 33A11 - 3320 600000 -	1	
				бензиновий		
				AiTT274 220.605-06 BP		
Вир.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Відомість роботи	
Розроб.	Розроблений					
Вироб.	Випроб.					
Нормат.	Випроб.					
Згод.	Випробований				Житомирська політехніка, група ААГ-22	

АНОТАЦІЯ

На кваліфікаційну роботу освітнього ступеня бакалавр на тему: «Покращення екологічних показників експлуатації автомобілів з переходом на використання спирто-бензинових палив» студента групи ААГ-22 державного університету «Житомирська політехніка» Кривіцького Юрія Костянтиновича керівник Пилипенко Олександр Михайлович.

Пояснювальна записка виконана у об'ємі 60 сторінок та 5 листів формату А1 графічного матеріалу.

У цій бакалаврській роботі розглядається покращення екологічних показників автомобіля з переходом на спирто-бензинове паливо.

У першому розділі – проаналізовано використання спирто-бензинових палив в ДВЗ колісних ТЗ.

У другому розділі проведено тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ при переході на використання спирто-бензинового палива.

В третьому розділі запропоновано модернізацію ДВЗ для роботи на спирто-бензиновому паливі, проведено конструювання та розрахунок механізмів і систем автомобільного двигуна.

Сформульовані висновки про вирішення поставлених завдань для досягнення мети даної роботи.

						5
						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Умовні позначення.....	8
Вступ.....	12
Розділ 1. Використання спирто-бензинових палив в ДВЗ колісних ТЗ	14
1.1. Аналіз використання етанолу як добавки до палива.....	14
1.2. Використання спирто – бензинових палив у світі	22
1.3. Використання спирто – бензинових палив в Україні	25
Висновки до розділу 1.....	29
Розділ 2. Тепловий і динамічний розрахунок двигуна	30
2.1. Тепловий розрахунок двигуна при роботі на спирто – бензиновій суміші	30
Розрахунок процесу впуску	30
Розрахунок процесу стиску.....	33
Розрахунок процесу згоряння	34
Розрахунок процесу розширення	39
Розрахунок процесу випуску	40
Індикаторні параметри робочого циклу.....	40
Ефективні показники двигуна.....	42
Тепловий баланс двигуна.	43
Визначення основних параметрів двигуна	44
2.2. Побудова індикаторних діаграм та зовнішньої швидкісної характеристики двигуна...46	
Побудова індикаторної діаграми.....	46
Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.	47
2.3. Ескізне компонування одноциліндрового відсіку двигуна	49
2.4. Динамічний розрахунок двигуна.	50
Сили тиску газів	50
Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму (КШМ).....	51
Сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму	52
Сумарні сили, які діють в кривошипно-шатунному механізмі.....	53
Розрахунок маховика двигуна, що проектується	57
Сили, які діють на шатунні шийки колінчастого вала, і побудова полярної діаграми навантаження на шатунну шийку.	58
Висновки до розділу 2.....	61
Розділ 3. Конструювання і розрахунок механізмів і систем автомобільного двигуна	62

3. Конструювання і розрахунок деталей і механізмів двигуна	62
3.1. Визначення вихідних даних до розрахунку	62
3.2. Розрахунок на міцність деталей кривошипно-шатунного механізму	62
Розрахунок циліндра	64
Розрахунок шпильки кріплення головки блока	65
Розрахунок поршня	66
Розрахунок поршневого пальця	68
Розрахунок компресійного кільця	70
Розрахунок шатуна	71
Розрахунок стержня шатуна	72
Запас міцності шатунних болтів	75
Розрахунок колінчастого валу	76
Запас міцності корінної шийки на напруження кручення	77
Розрахунок маховика за умов забезпечення рівномірності ходу двигуна	79
3.3. Розрахунок системи мащення	80
Визначення кількості моторної оливи, що циркулює в двигуні	80
Розрахунок насосу для підведення оливи	82
3.4. Розрахунок рідинної системи охолодження	83
Визначення кількості охолоджуючої рідини, яка циркулює в системі	83
Розрахунок вентилятора	85
3.5. Розрахунок повітряної системи охолодження	87
Визначення кількості охолоджуючого повітря, що подається вентилятором	87
Розрахунок вентилятора	89
Висновки до розділу 3	91
Висновки до роботи	92
Список використаних джерел	93
Додаток А	98
Додаток Б	98
Додаток В	99
Додаток Д	104

Умовні позначення

ЗР – згорілі речовини;

CO₂ – вуглекислий газ;

CO – чадний газ;

CH – незгорілі вуглеводні;

NO_x – оксид азоту;

Е – паливо на основі біоетанолу;

об./хв. – оберти на хвилину;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ККД або к.к.д. – коефіцієнт корисної дії;

ЄС – Європейський Союз;

C_mH_m –ароматичні вуглеводні;

ТК – Технічний комітет;

ГСТУ – Галузевий стандарт України;

ДСТУ – Державний стандарт України;

см³ – сантиметри кубічні;

к.с. – кінська сила;

Н*м – ньютон – метр

мм – міліметр;

					8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк. 8

ВМТ – верхня мертва точка;

НМТ – нижня мертва точка;

МПа – мегапаскаль;

°К – градус Кельвіна;

°С - градус Цельсія;

° - градус;

м/с – метр на секунду;

кг/м³ – кілограм на метр кубічний;

$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{град}}$ – джоуль на кілограм – градус;

кг – кілограм;

кмоль – кіломоль;

м³/кг – метр кубічний на кілограм;

$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \times \text{град}}$ – кілоджоуль на кіломоль – градус;

$\frac{\text{кДж}}{\text{моль}}$ – кілоджоуль на моль;

кДж/кг – кілоджоуль на кілограм;

кВт – кіловат;

л – літр;

МДж/кг – мегаджоуль на кілограм;

$\frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}}$ – грам на кіловат годину

кДж/год – кілоджоуль на годину;

						9
						Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кг/год – кілограм на годину;

МПа/мм – мегапаскаль на міліметр;

кВт/мм – кіловат на міліметр;

$\frac{Н*м}{мм}$, - ньютон – метр на міліметр;

$\frac{\frac{г}{кВт*год}}{мм}$ – грам на кіловат - годину на міліметр;

$\frac{\frac{кг}{год}}{мм}$ – кілограм на годину на міліметр;

МН – меганьютон;

Н – ньютон;

м² – метр квадратний;

Н/мм – ньютон на міліметр;

кг/м² – кілограм на метр квадратний;

г/см² – грам на сантиметр квадратний;

рад/с – радіан на секунду;

Дж – джоуль;

м – метр;

мм² – міліметр квадратний;

м⁴ – метр в степені 4;

МН*м – меганьютон на метр;

Н*м*с² – ньютон – метр на секунду в квадраті;

МН/м – меганьютон на метр;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МН/см² – меганьютон на сантиметр в квадраті;

кДж/с – кілоджоуль на секунду;

м³/с – метр кубічний на секунду;

$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \times \text{К}}$ – кілоджоуль на кілограм – кельвін;

Па – паскаль;

$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$ – джоуль на кілограм – кельвін;

КШМ – кривошипно – шатунний механізм.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Вступ

Використання викопних палив нафтового походження чинить негативний вплив на стан навколишнього середовища та стан здоров'я людини. Накопичування ЗР в атмосфері, воді та ґрунті з кожним роком зростає. Збільшується парниковий ефект та руйнування озонового шару.

Одним із шляхів вирішення даної проблеми є використання спиртовмісних добавок до палива, наслідком чого є зменшення утворення оксиду вуглецю та вуглеводнів під час згоряння палива. Однією з таких добавок являється етанол.

Етанол є одним з видів альтернативних палив або ж як добавка, що використовується до палива в двигунах з іскровим запалюванням. Етанол – це відновлюване паливо, що виробляється шляхом переробки сировини сільськогосподарського походження, тоді як бензин – це викопне паливо на основі нафти.

У галузі виробництва біопалива відрізняють два покоління біопалива. Перше покоління включає в себе біопалива, одержувані на основі "олійних" або "цукроносних" рослин. Використання цих рослин для виробництва палива конкурує з їх використанням для виробництва продуктів харчування. З олійних рослин видобувається олія, яка потім етерифікується для подальшої переробки у дизельне паливо, а з цукроносних рослин отримують етанол методом бродіння. Для біопалива другого покоління використовують органічні відходи, такі як солома, сільськогосподарські відходи, перероблені дерев'яні вироби, стружка та інші відходи деревообробки, а також малоцінні побічні продукти лісозаготівлі. Крім цього, як сировину використовують швидкоростучі культури і сорти дерев, які можуть вирощуватися на невикористовуваних землях.

Процес виробництва етанолу не впливає на баланс вуглекислого газу у навколишньому середовищі, а являє собою цикл існування вуглецю в природі. Рослини поглинають CO₂ і виділяють його під час спалювання палива. Крім того, процес виробництва етанолу можна налагодити з целюлозної сировини, на основі макулатури. Цей спосіб виробництва дозволяє значно зменшити викиди вуглекислого газу майже на 80% порівняно з переробкою макулатури на звалищах.

Етанол продається як високооктанове паливо, яке забезпечує поліпшені експлуатаційні характеристики автомобіля, що впливає на склад паливо-повітряної суміші та зменшуючи при цьому викиди ЗР у відпрацьованих газах.^[1]

					13
					Арк.
					13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Розділ 1. Використання спирто-бензинових палив в ДВЗ колісних ТЗ

1.1. Аналіз використання етанолу як добавки до палива

В дослідженні [2], що проводилось на одноциліндровому чотиритактному двигуні оснащеному системою прямого впорскування, оцінювали вплив палива з вмістом етанолу до 5% на показники продуктивності при повному та частковому навантаженнях за різних частот обертання колінчастого валу. Встановлено, що при вмісті етанолу в паливі до 5% досягається більша потужність в порівнянні з традиційним бензином. Також зі збільшенням вмісту етанолу зростає тепловий коефіцієнт корисної дії.

Аналогічна ситуація прослідковується з крутним моментом. При збільшенні частки етанолу до 5%, досягаються більші значення крутного моменту в порівнянні з бензином, питома витрата палива при цьому зменшується.

Досліджувались також і характеристики токсичності при холодному пуску двигуна [3]. Об'єктом дослідження був малолітражний чотиритактний двигун з іскровим запалюванням, системою впорскування палива зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів. Випробування проводились на стенді з біговим барабаном, що імітує дорожнє навантаження.

Максимальний вміст етанолу в паливі становив 30%. Встановлено, що бензин, змішаний з етанолом, може забезпечити більше кисню в перехідний процес при холодному запуску для більш повного та ефективного згоряння в циліндрі, що зменшує утворення СО. Висока летючість суміші палива з

вмістом етанолу 20% покращує випаровування палива під час перших циклів двигуна, таким чином зменшуючи утворення незгорілого палива. Як наслідок, також зменшується утворення СН від окислення незгорілої суміші етанол-бензин після згоряння.

Найбільш ефективно в частині зменшення викидів СО та СН проявило паливо з вмістом етанолу 20%. Паливо з вмістом етанолу 30% демонструє більш високі рівні викидів вуглецю під час холодного пуску, ніж суміші з вмістом етанолу 10 і 20%. Крім того, відбувається неповне згоряння в камері згоряння, пропуски запалювання можуть стати частішими, незгоріле паливо призводить до збільшення викидів вуглеводнів. Незважаючи на те, що двигун обладнано системою впорскування палива зі зворотнім зв'язком та точним контролем суміші, кількість палива, що впорскується не може бути налаштовано відповідно до умов горіння, що свідчить про недостатню адаптивність системи живлення до використання палив з високим вмістом етанолу. У двигунах з іскровим запалюванням та безпосереднім впорскуванням палива окрім ЗР продуктів неповного згоряння, оксидів азоту NO_x і CO_2 у відпрацьованих газах має місце також викид твердих частинок. Зі збільшенням вмісту етанолу в бензині, важливо зрозуміти, як змішування етанолу впливає на схильність бензину до утворення твердих частинок. Дане питання розглянуте у дослідженні [4]. Об'єктом дослідження був одноциліндровий двигун з іскровим запалюванням та прямим впорскуванням. У дослідженні використовувалися два базових паливних матеріали: бензин і денатурований етанол, що попередньо змішувались до однорідності в різних пропорціях за об'ємом для виключення впливу характеристик палива на процес сумішоутворення. Підвищений вміст етанолу, для палива що містить 20% етанолу, призводить до зниження рівня твердих частинок за умов раннього впорскування з помірним навантаженням. Спостерігається також загальна тенденція до зменшення твердих частинок із

більш раннім часом впорскування. Також визначено критичний коефіцієнт надміру повітря, при якому викиди твердих часток різко зростають.

Викиди з двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, можуть включати в себе тверді частки (сажу), що утворюються під час неповного згоряння палива. Основною складовою сажі є вуглець, і вона може включати в себе інші вуглецевмісні сполуки. Тверді частинки утворюються, коли паливо не повністю спалюється в камері згоряння і виходить у вигляді твердих часток. У дослідженні [5] досліджувався вплив тривалості впорскування на процеси сумішоутворення та кількість твердих частинок. Змінюючи момент впорскування, можна було варіювати ймовірність зволоження різних внутріциліндрових поверхонь. Це включало в себе можливість зволоження поршня чи стінки циліндра та впорскування під час періодів підвищеного чи зниженого об'ємного руху суміші. Також досліджено вплив фізичних властивостей пального на викиди твердих часток за подібних умов в циліндрі. Встановлено, що більш раннє впорскування позитивно впливає на кількість твердих часток та призводить до їх зменшення.

В країнах де більш широкого вжитку набули палива з різним вмістом етанолу також передбачені конструктивні зміни в автомобілі, зокрема це стосується системи живлення двигунів, що використовують такі палива.

Для забезпечення оптимальної роботи двигуна з будь-яким вмістом спирту, в системі живлення передбачено встановлення додаткового датчика, що визначає вміст спирту в бензині.

В дослідженні [6] було оцінено роботу двигуна з іскровим запалюванням електронним керуванням подачею палива та датчиком вмісту етанолу в системі живлення двигуна. Випробування проводились без навантаження для палив з вмістом етанолу 22 та 96%. Дослідження показує, зростання витрати палива для E96 в порівнянні з E22.

Зі збільшенням вмісту етанолу в паливі підвищується ефективність згоряння, як наслідок зменшується кількість CO та CH у відпрацьованих газах. Значний вплив має добавка етанолу на температуру охолоджуючої рідини, зі збільшенням етанолу зростає також температура, що у свою чергу створює сприятливі умови для утворення оксидів азоту.

Окрему увагу приділили різним способам подачі палива [7, 8]. Зокрема у дослідженні [9] об'єктами що досліджувалися були два автомобілі обладнанні датчиками вмісту етанолу в системі живлення, перший об'єкт мав двигун оснащений системою безпосереднього впорскування палива до циліндру та турбонадув, система живлення двигуна другого об'єкту впорскувала паливо у впускний колектор. Обидва об'єкти обладнано трикомпонентними нейтралізаторами. У цьому дослідженні використовувалися три види палива, що відрізняються за вмістом етанолу. Еталонним паливом Е5 була суміш бензину та 5% за об'ємом етанолу, друге паливо мало вміст етанолу 75% за об'ємом, а третє паливо – вміст етанолу 85% за об'ємом. Випробування проводили на стенді, що імітує дорожнє навантаження за різних умов навколишнього середовища, зокрема за температури 22 °C та 7 °C.

Вимірювання показали, що за звичайних умов температури навколишнього середовища (22 °C) викиди CO зменшилися для обох транспортних засобів протягом випробуваних їздових циклів, коли використовувалася паливна суміш з вмістом етанолу 85% в порівнянні з сумішшю де вміст етанолу складав 5%. Тип системи живлення чинить незначний вплив на викиди CH. При безпосередньому впорскуванні палива до циліндру кількість викидів CH дещо менша, ніж при впорскуванні палива до впускного колектору.

Під час випробувань при низькій температурі при 7 °C як CO, так і загальні викиди CH зросли при використанні палива з високим вмістом етанолу Е75, порівняно з Е5. Спостерігається різке збільшення кількості

викидів СН при безпосередньому впорскуванні палива за низької температури навколишнього середовища. Проте викиди NO_x зменшуються за нижчої температури навколишнього середовища.

Важливим фактором який впливає на характеристики етанолу є спосіб його виробництва, наслідком чого є наявність чи відсутність води в його складі. Розрізняють вологий і абсолютний етанол. Враховуючи цей факт, деякі дослідження спрямовані на визначення ефективності використання вологого етанолу в двигунах з іскровим запалюванням. В дослідженні [10] було експериментально досліджено шум вихлопу, продуктивність і характеристики викидів бензинового двигуна, що працює на суміші бензину з вмістом вологого етанолу 10%, 20% за об'ємом (E10W і E20W) і чистого бензину (E0). Двигун, використаний у цьому дослідженні, був рядним, чотирициліндровим, з іскровим запалюванням та електронним управлінням впорскуванням палива. Експеримент проводився при різних частотах обертання колінчатого валу від 1500 до 5000 об./хв. при повному навантаженні з кроком 500 об./хв.

При живленні двигуна паливом з вмістом етанолу 20% спостерігається зменшення шуму при низьких частотах в порівнянні з шумом який створюється при живленні двигуна паливом без додавання етанолу. З підвищенням обертів двигуна, шум однаковий для всіх палив, отже ефект зниження шуму від вихлопу двигуна має місце тільки при низьких частотах обертання.

Добавка етанолу до палива практично не впливає на тиск у вихлопній системі, прослідковується лише незначне зростання тиску при підвищених обертах для палива з вмістом етанолу 10%.

Залежність потужності та крутного моменту для трьох видів палива подібна. Прихована теплота випаровування палива що містить вологий етанол стає набагато вищою, як наслідок поглинається більше енергії та

знижується температура всмоктуваного повітря, що призводить до вищого об'ємного ККД і вищого середнього ефективного тиску, тому отримано вищі потужність і крутний момент. Крім того, вологий етанол як насичене киснем паливо є сприятливим для більш повного згоряння, що підвищує ефективність згоряння. Спостерігається підвищення питомого ефективного споживання палива для палива, що містить етанол. Зі збільшенням вмісту етанолу в паливі також дещо збільшується коефіцієнт корисної дії двигуна.

Вологий етанол також впливає на кількість CO та CH у відпрацьованих газах. При збільшенні вмісту етанолу, кількість CO та CH зменшується, але оксиди азоту NO_x при цьому збільшуються.

В дослідженні [11] оцінюється використання сумішей бензину та етанолу в різних пропорціях, використовуючи при цьому зневоднений та вологий етанол від 5 до 85 % на транспортному засобі з двигуном з іскровим запалюванням обладнаним системою прямого впорскування палива, системою контролю вмісту етанолу в паливі та трикомпонентним каталітичним нейтралізатором, були проводиться відповідно до процедур NEDC і WLTC за температури навколишнього середовища 23 і 7 °C.

Вміст етанолу в паливі не спричинив певної залежності викидів CO₂. Однак при роботі на E85 автомобіль викидав майже на 6% менше CO₂, ніж із сумішами E5–E15. Висока концентрація етанолу в сумішах E85 та E75 зменшила викиди NO_x на 30–55%, але збільшила викиди CO, CH₄, формальдегіду, ацетальдегіду та етанолу (майже 65%, 150%, 100%, 120% і 350 % при 23 °C і 35 %, 185 %, 100 %, 400 % і 390 % при 7 °C) у порівнянні зі сумішами E5, E10 і E15. Нижча температура навколишнього середовища призводить до збільшення кількості всіх ЗР у відпрацьованих газах. У дослідженні також встановлено, що при холодному пуску двигуна, що живиться етаноловмісним паливом, виділяється більше ЗР ніж при роботі прогрітого двигуна.

У дослідженні [12] було визначено вплив вмісту води до 40% у суміші з вологим етанолом на двигун з іскровим запалюванням та його ефективність. Встановлено, що вміст води 30% у суміші з вологим етанолом дозволяє підвищити потужність двигуна. Додаткове регулювання кута випередження запалювання для компенсації збільшення тривалості горіння може підвищити ефективний ККД і знизити питому ефективну витрату палива.

Окрему увагу приділили використанню в якості палива суміші етанолу та бензину при одночасному додаванні водню [13]. Встановлено, що найвищий крутний момент двигуна досягається при використанні E85, але водночас спостерігалось збільшення витрати палива. E85 забезпечив найкращу енергоефективність для збідненої суміші ($\alpha = 1.1$). Додавання невеликої кількості водню (приблизно 0.95% енергії) давав невеликий позитивний ефект лише при використанні палива E10 з $\alpha = 1.1$.

Питаннями оцінки можливості використання етанолу в якості добавки до палива оцінювали і в Україні. Зокрема в роботі [14] було оцінено паливну економічність та екологічні показники двигуна з іскровим запалюванням та карбюраторною системою живлення при додаванні етанолу до палива. В дослідженні [15] встановлено, що для оптимальної роботи двигуна при використанні етаноловмісного палива слід збільшувати кут випередження запалювання. Аналіз отриманих характеристик показав, що збільшення кута випередження запалювання для палива з вмістом етанолу 10% та 20% дозволяє збільшити ефективний ККД до 2 та 8,4%. Характеристика питомої витрати палива при цьому практично не зазнає змін. Встановлено оптимальний кут випередження запалювання для двигуна при живленні паливом з вмістом етанолу до 20% .

Для подолання негативного впливу підвищеної теплоти випаровування сумішей бензину з добавкою біоетанолу на роботу двигуна з іскровим запалюванням оцінено ефективність застосовування додаткового підігріву [16] свіжого заряду паливно-повітряної суміші на впуску. Добавка етанолу

складала 10 та 20% за об'ємом. Підігрів свіжого заряду здійснювався постійно примусово електричним підігрівачем. Результатом дослідження було отримання залежностей зміни температури у впускному колекторі від витрати палива при живленні двигуном паливом без додавання етанолу та з додаванням етанолу. Зі збільшенням витрати палива температура свіжого заряду зменшується.

Під час дорожніх випробувань, що проводились на автомобілі ЗАЗ - 110307 «Славута» було підтверджено дану залежність. Підігрів свіжого заряду зменшує витрату сумішевого палива. З отриманої залежності видно, що використання суміші бензину та етанолу з вмістом етанолу 20% значно зростає витрата палива. Найкраща паливна економічність досягається при використанні в якості палива суміші бензину та етанолу з вмістом останнього 10% та примусовим підігрівом свіжого заряду.

Досліджувались також показники економічності та екологічності двигунів з електронною системою подачі палива та каталітичної нейтралізації зі зворотнім зв'язком [17, 18, 19, 20]. Дослідження виконані для усталених режимів роботи двигуна з використанням гальмівного стенду. Результати експериментальних досліджень свідчать, що характеристики потужності та крутного моменту, викиди CO та CH та питома ефективна витрата палива для двигуна при живленні бензином з додаванням етанолу суттєво не відрізняються від таких же характеристик двигуна при використанні лише бензину в якості палива. Однак використання палива з вмістом етанолу 25% за масою викликає збільшення абсолютних витрат палива на 10,8-10,9% і деяке зниження ефективності очищення NO_x. Це призводить до збільшення викидів NO_x при використанні етаноловмісного палива.^[1]

1.2. Використання спирто – бензинових палив у світі

Внаслідок настання першої нафтової кризи в 1973 році на світовому ринку енергетичних ресурсів, розпочинаючи з 1975 року, постійно нарощуються промислові потужності з виробництва паливного етанолу. Тому загальноприйнятим вважається те, що біоетанол з поновлюваної рослинної сировини – це найбільш перспективне альтернативне джерело енергії. Сьогодні в усіх країнах світу нараховується приблизно 580 заводів з виробництва біоетанолу загальною продуктивністю біля 82 млн. т. Використання палива на основі біоетанолу, який охопив значну частину світового ринку енергоносіїв, з кожним роком набуває все більшої актуальності, оскільки експерти прогнозують на найближчий час зростання обсягів його виробництва в усьому світі. На сучасному етапі найбільшими виробниками біоетанолу є США – 54% світового виробництва, Бразилія – 34%, ЄС – 5%, Китай – 3%, Канада – 2% та інші країни – 2%. При цьому основною сировиною є цукрова тростина, кукурудза (в основному зубовидний, кременистий і напівзубовидний підвиди), цукрові буряки та пшениця. До того ж етанол можна застосовувати в якості відновлюваної сировини. Так, в Японії з нього отримують водень, використання якого як палива і джерела електричної енергії є екологічно та економічно доцільним. Поступове підвищення рівня науково-технічного прогресу в нашій країні спонукає до пошуку альтернативних та відновлюваних джерел енергії, освоєння нових конкурентоспроможних видів продукції, в тому числі й паливного етанолу. В результаті цього, зважаючи на перспективність розвитку сировинної бази для отримання біоетанолу, складаються всі передумови щодо поширення даного напрямку і в Україні.

Переживши протягом минулого століття дві нафтові кризи, світова спільнота розпочала активні пошуки альтернативних видів палива, зокрема

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	22

біологічних, на основі відновлюваної сировини. Після тривалих досліджень і впровадження біопалива у виробництво стало чітко зрозуміло, що воно не в змозі повністю замінити нафту, однак факт зменшення її використання є беззаперечним. При планомірному використанні наявних біоресурсів біоетанол є важливим і, на сьогоднішній день, практично єдиним ефективним заміником нафти в глобальному масштабі. Під час його згорання в повітря виділяється приблизно в десять разів менше вуглекислого газу, ніж при згоранні бензину. Це пов'язано із простішою структурою та незначними розмірами молекул, що сприяє більш "чистому" згоранню біологічного палива. Крім того, в процесі розпаду знижується кількість перехідних сполук хімічного походження, що можуть бути токсичними. Ще однією перевагою біоетанолу є те, що він не забруднює ґрунтові води в разі аварійного розлиття, швидко розкладаючись природним шляхом і не завдаючи шкоди довкіллю. Вивільнений при спалюванні біоетанолу вуглекислий газ має первинне атмосферне походження і його знову поглинають рослини, які в процесі переробки стануть сировиною для отримання паливного етанолу, що становить екологічно безпечний замкнутий цикл. До того ж, чим вищим буде рівень продуктивності рослинної біомаси, тим більше засвоюється вуглекислого газу. В Європі вважається, що біоетанол з поновлюваної рослинної сировини є найбільш перспективним альтернативним паливом. Тому згідно із директивою ЄС всі бензини, що споживаються на його території, до 2010 р. повинні були містити в своєму складі не менше, ніж 5,75% біоетанолу, розпочинаючи з 2010 по 2020 роки – 10%, а з 2020 року – не менше 20%. Апробована концентрація етанолу в бензині коливається від 10% (США) та 8% (Канада) до 5-6% (Франція, Польща). Тому стрімке нарощування потужностей у виробництві та збільшення споживання біоетанолу свідчить, що світовий ринок даного продукту має прогресивну динаміку та значні перспективи в майбутньому.

					Арк.
					23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Промислове виробництво біоетанолу в 2012 р. у порівнянні із 2000 р. зросло майже в три рази. Спади у виробництві відносно до попереднього року спостерігались лише в 2007 та 2011 роках, відповідно обсяг виробництва зменшився на 3,3 і 0,6%.

Спостерігається стабілізація світового виробництва біоетанолу в межах 66,76-67,31 млн. тонн, що вказує на необхідність пошуку альтернативних сировинних ресурсів та будівництва нових біоетанольних заводів. І тут Україна повинна зайняти одне із провідних місць. Аналіз сучасного ринку технологічного обладнання і технологій доводить, що з технічного боку немає істотних перешкод для промислового виробництва біоетанолу. Економічний ефект від його застосування буде підвищуватися завдяки правильному вибору технології вирощування та переробки біосировини, обґрунтованому розташуванню необхідного обладнання в місцях її накопичення, а також комплексному використанню отриманих в процесі переробки продуктів. До того ж, в цілому паливний баланс бензину набагато гірший за використання біоетанолу, оскільки для отримання першого потрібна значна кількість енергії на розвідування покладів нафти, її видобуток, будівництво транспортних артерій і засобів (трубопроводів, танкерів), переробку, доставку і т. д. Проте, незважаючи на перспективність розвитку біоетанольної промисловості, період за 2008 та 2009 роки в США ознаменувався банкрутством 15 компаній-виробників паливного етанолу. При цьому основними першопричинами були технічні проблеми, пов'язані із помилками інжинірингу (5 компаній); перевищення ставок банківських кредитів над отриманими прибутками (5 компаній); прорахунки в управлінській діяльності (3 компанії) та вплив великого капіталу (2 компанії).^[21]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

1.3. Використання спирто – бензинових палив в Україні

Обмеження світових запасів підземних енергетичних ресурсів, значне збільшення вартості їх видобутку та невідпинне зростання цін на нафтові палива примушує звертатися до активного пошуку виробництва та використання альтернативних видів палива. Одним із таких видів палива є біоетанол, який отримують з сільськогосподарської рослинної щорічно відновлюваної сировини. Найбільш широкого застосування біоетанол отримав в Бразилії та США, де рівень його споживання перевищує чи зрівнявся зі споживанням бензину. Відомо, що в названих країнах застосування біоетанолу організовано практично двома способами:

1) як добавкою до бензинів з масовою часткою до 20 %, без зміни в конструкції та налагодженні сучасних двигунів, які працюють на бензині;

2) як спеціальне спиртове паливо, коли біоетанолу в суміші більше 80 % і на якому працюють спеціальні спиртові двигуни. За першим способом застосовують біоетанол і в країнах ЄС, де згідно чинної директиви Ради Європейського Парламенту на території цих країн можна продавати бензин тільки з вмістом біоетанолу (сумішевий). На початок дії директиви в кінці 2005 року вміст біоетанолу в товарному бензині складав не менше ніж 2 %, а починаючи з 2010 року його мінімальний вміст складає вже 5,75 % .

5 червня 2024 року Верховна Рада України ухвалила закон про обов'язковість застосування, починаючи з 1 червня 2025 року, сумішевих бензинів з вмістом біоетанолу не менше ніж 5 % в усіх обсягах автомобільних бензинів, що відпускаються з місць оптової та місць роздрібної торгівлі паливом, за виключенням бензинів з октановим числом 98 і вище та бензинів, що поставляються для потреб Міністерства оборони, Державного резерву та для створення мінімальних запасів нафти та нафтопродуктів. Ще на кінці минулого тисячоліття на замовлення Мінагрополітики та концерну «Укрспирт» спеціалісти УкрНДІспиртбіопрод

						Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в кооперації з УкрНДІНП «Масма», ДержавтотрансНДІпроект, спиртовими заводами та автотранспортними підприємствами м. Києва провели комплексні дослідження щодо особливостей виробництва та споживання біоетанолу в умовах України. На першому етапі проведені дослідження щодо стабільності сумішевих бензинів з біоетанолом в кліматичних умовах України (щодо розшаровування суміші). Відомо, що бензин і етиловий спирт мають необмежену взаєморозчинність, але вміст води в суміші викликає її розшарування (випадає осад у вигляді водно-спиртової суміші). Встановлено, що сумішевий бензин з вмістом біоетанолу близько 20%, який в свою чергу містить 0,2% об'єму води, не розшаровується навіть за температури нижчої ніж мінус 35°C. В результаті досліджень встановлений один із основних показників якості біоетанолу придатного до застосування в Україні - вміст води не більший ніж 0,2% об'єму. Базуючись на встановлених вимогах на Барському спиртовому заводі було налагоджено виробництво вітчизняного біоетанолу (з 1999 по 2010 роки біоетанол в Україні виробляли під торговою назвою «високооктанова кисневмісна добавка»). Для встановлення особливостей застосування сумішевих бензинів з вітчизняним біоетанолом проведені стендові та дорожні випробовуваннями на контрольній групі автомобілів автопідприємств м. Києва. Дослідження виконували спеціалісти ДержавтотрансНДІпроект за програмою, узгодженою з УкрНДІНП «Масма». Результати комплексних випробовувань товарного сумішевого бензину з біоетанолом підтвердили доцільність широкого застосування такого палива для сучасних автомобілів. Експлуатаційні властивості автомобілів під час роботи на сумішевому бензині не погіршуються в порівнянні з роботою на товарних бензинах аналогічного сорту, негативного впливу сумішевого бензину на технічний стан двигунів і їх систем не було зафіксовано. Перехід з товарного бензину на сумішевий не потребує змін конструкції двигуна та регулювання системи запалювання та паливної. Під час випробувань спостерігалась стабільність фізико-хімічних властивостей сумішевого бензину протягом тривалого зберігання (більше 3 місяців) в резервуарах.

					Арк.
					26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Проведені дослідження підтвердили екологічність роботи двигунів автомобілів на сумішевих бензинах з біоетанолом, особливо під час роботи на малих навантаженнях та холостому ході, що дуже важливо для вулиць великих міст. Наприклад, якщо зменшення оксидів азоту NO_x у вихлопних газах за роботи під навантаженням на товарних і сумішевих бензинах складає від 4,4% до 16% (в залежності від сорту бензину і двигуна), то під час роботи на малих навантаженнях і холостому ході від 13,2% до 51%, зменшення вмісту ароматичних вуглеводнів C_mH_m від 9% до 15% та від 19% до 25%, відповідно. Враховуючи позитивні результати випробувань та пропозиції Комісії наукової експертизи Технічний комітет із стандартизації і допуску до застосування продуктів нафтопереробки та нафтохімії ТК «Нафта-стандарт» видав дозвіл на широкомасштабне використання в Україні сумішевих бензинів з добавкою 6% біоетанолу. При цьому підвищується октанове число палива, значно зменшується токсичність викидів двигунів автомобілів. Для широкомасштабного застосування сумішевих бензинів з біоетанолом розроблено і введено в дію галузевий національний стандарт ГСТУ 320.00149943.015-2000 «Бензини моторні сумішеві неетильовані. Технічні умови» та державний національний стандарт ДСТУ 7166:2010 «Біоетанол. Технічні умови», який повністю гармонізовано за методиками випробувань, а за показниками якості перевищує чинний стандарт країн Європейської співдружності EN 15736-2008 «Паливо для двигунів внутрішнього згоряння. Етанол в якості компоненту бензину. Технічні вимоги і методи випробувань». Гарантійний термін зберігання біоетанолу згідно з ДСТУ складає 1 рік. Дійсно, присутність води викликає розшаровування будь - якого бензину, а не тільки сумішевого. Як відомо із законів хімії і фізики вода в бензині нерозчинна. Під час змішування води і сумішевого бензину в осад випадає водно-спиртова суміш, тобто частину біоетанолу вимиває з бензину вода.^[22]

Мета роботи: дослідити вплив спирто – бензинової суміші на показники та деталі бензинового двигуна.

						Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для досягнення мети роботи було поставлено наступні завдання:

- 1) Проаналізувати використання спирто – бензинових палив в двигунах внутрішнього згорання колісних транспортних засобів.
- 2) Провести тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ при переході на використання спирто-бензинового палива.
- 3) Запропонувати модернізацію ДВЗ для роботи на спирто-бензиновому паливі, провести конструювання та розрахунок механізмів і систем автомобільного двигуна.

					28
					Арк.
					28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Висновки до розділу 1

Внаслідок зменшення світових запасів енергетичних ресурсів, значного збільшення вартості їх видобутку, невідомого зростання цін на нафту, а також збільшення забруднення повітря, людство змушене активно шукати альтернативні види палива. Одним з таких видів палива є біоетанол.

Біоетанол набув значного поширення у країнах Європейського Союзу, США та Бразилії. В Україні з 5 червня 2024 року законом встановлено обов'язковість застосування, починаючи з 1 червня 2025 року, сумішевих бензинів з вмістом біоетанолу не менше ніж 5 % в усіх обсягах автомобільних бензинів, що відпускаються з місць оптової та місць роздрібної торгівлі паливом, за виключенням бензинів з октановим числом 98 і вище та бензинів, що поставляються для потреб Міністерства оборони, Державного резерву та для створення мінімальних запасів нафти та нафтопродуктів. Найчастіше біоетанол використовують як добавку до бензинів.

Біоетанол, залежно від його кількості у паливо – повітряній суміші, по-різному впливає на показники двигуна. Паливо з вмістом біоетанолу до 20% є найбільш сприятливим для навколишнього середовища, тому що ефективніше проявляє себе у зменшенні викидів вуглекислого газу та незгорілих вуглеводнів. Також паливо E20 збільшує потужність та крутний момент двигуна.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	29

Розділ 2. Тепловий і динамічний розрахунок двигуна

2.1. Тепловий розрахунок двигуна при роботі на спирто – бензиновій суміші

В таблиці 2.1 наведено технічні характеристики двигуна УЗАМ-3320.

Таблиця 2.1 Технічні характеристики двигуна УЗАМ-3320

Об'єм двигуна куб,см.	2000
Максимальна потужність, к.с.	112
Максимальний крутний момент, Н*м (кг*м) при об./хв.	165(17)/3200
Паливо	Бензин
Тип двигуна	Рядний, 4-охциліндровий
Максимальна потужність, к.с.(кВт) при об./хв.	112(82)/5500
Ступінь стиску	9
Діаметр циліндра, мм	88
Хід поршня, мм	80
Кількість клапанів на циліндр	2

Розрахунок процесу впуску

[36] В циліндрі двигуна перед початком процесу в сучасних швидкохідних двигунах відкриття впускного клапана починається в середньому за 10...40° повороту колінчастого валу до приходу поршня до ВМТ, а закриття - через 40...80° після НМТ. При роботі двигуна без наддуву

30

Арк.

30

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

до циліндра потрапляє повітря з атмосфери. В цьому випадку тиск повітря в навколишньому середовищі приймаємо рівним $p_0 = 0,1$ МПа, а температуру $T_0 = 288^\circ, \text{K}$ (15°C).

Для автомобільних двигунів без наддуву, а також з наддувом і випуском в атмосферу значення тиску залишкових газів p_r знаходиться в межах від 0,105 МПа до 0,125 МПа.

Значення температури залишкових газів T_r для карбюраторних двигунів знаходиться в межах від 900 до 1100° К.

Значення температури підігріву свіжого ΔT заряду для карбюраторних двигунів знаходиться в межах від 0 до 20°.

Для подальших розрахунків були обрані наступні значення:

$$p_r = 0,110 \text{ МПа}$$

$$T_r = 900^\circ\text{K}$$

$$\Delta T = 20^\circ$$

Тиск в кінці впуску для двигунів без наддуву визначається з рівняння:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = 0,1 - 0,02 = 0,08 \text{ МПа}, \quad (2.1)$$

де Δp_a - втрати тиску внаслідок опору впускної системи і згасання швидкості руху заряду в циліндрі з деякими припущеннями. Δp_a можна визначити з рівняння Бернуллі :

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \times \rho_0 \times 10^{-6} = 4 \times \frac{90^2}{2} \times 1,21 \times 10^{-6} = 0,02 \text{ МПа}, \quad (2.2)$$

де: β - коефіцієнт згасання швидкості руху заряду в перерізі циліндра.

$\xi_{\text{вп}}$ —коефіцієнт опору впускної системи, віднесений до найбільш вузького її перерізу;

$\omega_{\text{вп}}$ - середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи;

ρ_0 - густина заряду під час впуску відповідно при наддуві і без нього (при $p_k = p_0$ і $\rho_k = \rho_0$).

За дослідними даними в сучасних двигунах значення $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}})$ та $\omega_{\text{вп}}$ становлять:

$$(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2,5 \dots 4, \omega_{\text{вп}} = 50 \dots 130, \text{ м/с.}$$

Для розрахунків були обрані наступні значення:

$$(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 4$$

$$\omega_{\text{вп}} = 90 \text{ м/с}$$

Густина впускного заряду розраховується за формулою :

$$\rho_0 = \frac{p_0 \times 10^6}{B \times T_0} = \frac{0,1 \times 10^6}{287 \times 288} = 1,21 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.3)$$

де: $B = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{град}}$ – питома газова постійна.

Величина Δp_a для карбюраторних двигунів на номінальному режимі знаходиться в діапазоні від 0,006 МПа до 0,02 МПа.

Величина коефіцієнта залишкових газів γ визначає якість очищення циліндрів від продуктів згоряння і для чотиритактних двигунів без урахування продувки і дозарядки циліндра, дорівнює:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \times \frac{p_r}{\varepsilon \times p_a - p_r} = \frac{288 + 20}{900} \times \frac{0,110}{9,3 \times 0,08 - 0,110} = 0,34 \times 0,17 = 0,0578, \quad (2.4)$$

де ε – міра стиску.

Для бензинових двигунів значення γ_r знаходиться в межах від 0,05 до 0,1. Значення γ_r розраховане у формулі (2.1.4) входить у ці межі.

Температуру в кінці впуску T_a з достатньою точністю можна визначити на основі рівняння балансу теплоти, складеного відповідно процесу впуску:

$$M_1 m c_p (T_k + \Delta T) + M_r m c_p'' T_r = (M_1 + M_r) m c_p' T_a, \quad (2.5)$$

де: $M_1 m c_p (T_k + \Delta T)$ - кількість теплоти, внесеної свіжим зарядом, з урахуванням підігріву заряду від стінок;

$M_r m c_p'' T_r$ - кількість теплоти в залишкових газах;

$(M_1 + M_r) m c_p' T_a$ - кількість теплоти в робочій суміші.

Враховуючи, що $m c_p \approx m c_p'' \approx m c_p'$, знайдемо:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{288 + 20 + 0,0578 \times 900}{1 + 0,0578} = 340,3^\circ \text{ К}, \quad (2.6)$$

Для бензинових двигунів значення T_a знаходиться в межах від 320° К до 370° К . Значення T_a розраховане у формулі (2.6) входить у ці межі.

Значення коефіцієнта наповнювання можна визначити з рівняння балансу теплоти (2.5) по лінії впуску для чотиритактних двигунів без урахування продувки і дозарядки :

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \times \frac{1}{\varepsilon - 1} \times \frac{1}{p_0} (\varepsilon \times p_a - p_r) = 0,93 \times 0,12 \times 10 \times 0,634 = 0,71 \quad (2.7)$$

Значення коефіцієнта наповнювання для карбюраторних двигунів при їх роботі з повним навантаженням знаходиться в діапазоні від 0,7 до 0,85

Розрахунок процесу стиску

[36] В той же час, враховуючи, що процес стиску протікає досить швидко (від 0,05 до 0,15 секунд на номінальному режимі), сумарний теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра на протязі процесу стиску має невисокі значення і величина n_1 може бути визначена за середнім показником адіабати стиску K_1 (визначається за номограмою на рис. 2.1.1) для відповідних значень міри стиску ε та температури T_a в кінці такту впуску:

Для двигуна, що проектується значення K_1 дорівнює 1,382, а значення n_1 знаходиться в межах від 1,342 до 1,372.

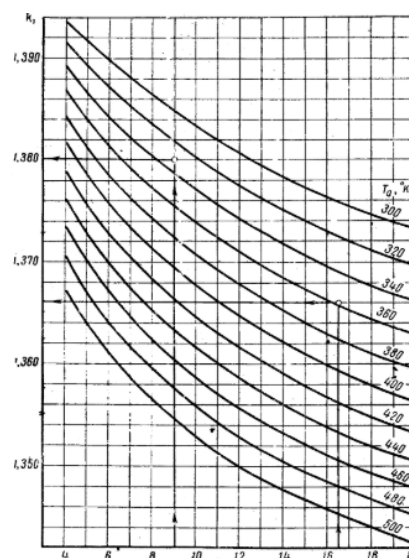


Рис. 2.1. Номограма для визначення показника адіабати стиску K_1

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Тиск і температура в кінці процесу стиску визначаються з рівняння політропи з постійним показником n_1 .

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,08 \times 9,3^{1,342} = 0,08 \times 19,9 = 1,592 \text{ МПа} \quad (2.8)$$

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 340,3 \times 9,3^{0,342} = 729,6^\circ\text{K}, \quad (2.9)$$

Для сучасних автотранспортних двигунів тиск p_c знаходиться в межах від 0,9 до 2,2 МПа, а температура T_c в межах від 600 до 800°K.

Середня мольна теплоємності робочої суміші в кінці процесу стиску може бути без значної похибки прийнятою рівною теплоємності повітря. Її можна визначити за формулою (в інтервалі від 0 до 1500°С):

$$|\mu C_V|_0^{t_c} = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \times t_c = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \times 456,6 = 21,8, \quad (2.10)$$

$$\text{де: } t_c = T_c - 273 = 729,6 - 273 = 456,6^\circ$$

Розрахунок процесу згоряння

[36] Для розрахунків обираємо спирто- бензинове паливо, що складається з 80% бензину та 20% етанолу, тому що воно є найбільш сприятливим для екології та позитивно впливає на показники роботи двигуна. Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кілограму палива визначається за формулою:

$$L_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \times (2,1 + 1,136 - 0,0696) = 13,77 \text{ кг} \quad (2.11)$$

В перерахунку на молярну масу:

$$L'_0 = \frac{L_0}{\mu_{\text{пов}}} = \frac{13,77}{28,97} = 0,475 \text{ кмоль}, \quad (2.12)$$

де: $\mu_{\text{пов}} = 28,97$ - молярна маса повітря;

C, H, O - вагова доля вуглецю, водню і кисню в елементарному складі палива.

Елементарний склад палива для розрахунків спирто-бензинової суміші (80% бензину, та 20% етанолу): C = 0,7883, H = 0,142, O = 0,0696.

Дійсна кількість повітря, яка бере участь в згорянні одного кілограму палива визначається за формулою:

$$\alpha \times L_0 = 1,01 \times 13,77 = 13,9077 \text{ кг} \quad (2.13)$$

В перерахунку на молярну масу:

$$\alpha \times L'_0 = 1,01 \times 0,475 = 0,47975, \text{ кмоль}, \quad (2.14)$$

де α - коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива.

Для проведення розрахунків приймаємо $\alpha = 1,01$.

Сумарна кількість свіжої суміші розраховується за формулою:

$$M_1 = 1 + \alpha L_0 = 1 + 13,9077 = 14,9077, \text{ кг} \quad (2.15)$$

В перерахунку на молярну масу:

$$M'_1 = \alpha L'_0 + \frac{1}{\mu_T} = 0,47975 + \frac{1}{115} = 0,488, \text{ кмоль}, \quad (2.16)$$

де $\mu_T = 115 \text{ кг/моль}$ – молекулярна вага пари палива.

Згідно з [5] сумарний об'єм продуктів згорання, що утворюються при повному згорянні рідкого або твердого палива в стехіометричному об'ємі повітря розраховується за формулою:

$$V_\Sigma = V_{(CO_2)} + V_{(SO_2)} + V_{(H_2O)} + V_{(N_2)} \quad (2.17)$$

де: V_Σ - сумарний об'єм продуктів згорання, $\text{м}^3/\text{кг}$;
 $V_{(CO_2)}, V_{(SO_2)}, V_{(H_2O)}, V_{(N_2)}$ - сумарні об'єми відповідно вуглекислого газу, сірчистого газу, води і азоту, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$V_{(CO_2)}, V_{(SO_2)}, V_{(H_2O)}$ та $V_{(N_2)}$ визначаються за наступними формулами:

$$V_{(CO_2)} = 0,0187 \times W(C) = 0,0187 \times 78,83 = 1,47 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (2.18)$$

$$V_{(SO_2)} = 0,007 \times W(S) = 0,007 \times 0,0008 = 5,6 \times 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (2.19)$$

$$V_{(H_2O)} = 0,111 \times W(H) + 0,012 \times W(H_2O) = 0,111 \times 14,2 + 0,012 \times 0,0092 = 1,58 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad (2.20)$$

де: $W(C) = 78,83\%$, $W(S) = 0,0008\%$, $W(H) = 14,2\%$, $W(H_2O) = 0,0092\%$ - масові частки в паливі відповідно вуглецю, водню, кисню, сірки, води, % мас.,

Загальна кількість продуктів згоряння визначається за формулою:

$$V_{\Sigma} = V_{(CO_2)} + V_{(SO_2)} + V_{(H_2O)} + 0,79 \times V_{(пов)} = 1,47 + 5,6 \times 10^{-6} + 1,58 + 10,6029 = 13,65, \frac{м^3}{кг}, \quad (2.21)$$

де $V_{(пов)}$ – об'єм повітря, $\frac{м^3}{кг}$.

$V_{(пов)}$ визначається з наступної формули:

$$V_{(пов)} = 0,77 \times L_0 = 0,77 \times 13,77 = 10,6029 \frac{м^3}{кг} \quad (2.22)$$

В перерахунку на молярну масу:

$$M_2 = \frac{V_{\Sigma}}{22,4} = \frac{13,65}{22,4} = 0,61 \text{ кмоль} \quad (2.23)$$

Продукти згоряння, що призводять до забруднення довкілля – це CO_2 і SO_2 . Сумарний об'єм цих газів визначається з формули:

$$V_{(EO_2)} = V_{(CO_2)} + V_{(SO_2)} = 1,47 + 0,0000056 = 1,4700056 \frac{м^3}{кг} \quad (2.24)$$

Зміна кількості молей робочого тіла при згорянні розраховується за формулою:

$$\Delta M = M_2 - M'_1 = 0,61 - 0,488 = 0,122 \text{ кмоль} \quad (2.25)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші розраховується за формулою:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M'_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M'_1} = 1 + \frac{0,122}{0,488} = 1,25 \quad (2.26)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші розраховується за формулою:

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,25 + 0,0578}{1 + 0,0578} = \frac{1,3078}{1,0578} = 1,24 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad (2.27)$$

Величина коефіцієнта молекулярної зміни для бензинових двигунів в залежності від значення α змінюється в межах від 1,06 до 1,12. Значення μ , розраховане у формулі, (2.4.17) не входить у ці межі.

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння визначається як теплоємність суміші газів за формулою:

$$\mu c_V''|_0^{t_x} = \sum_{i=1}^n r_i (\mu c_{Vi}'')|_0^{t_x} \left[\frac{\text{КДж}}{\text{кмоль} \times \text{град}} \right], \quad (2.28)$$

де: r_i - об'ємна доля кожного газу, який входить до складу суміші;

$\mu c_{V_i}''|_0^{t_x}$ - середні мольні теплоємності кожного компоненту, який входить до даної суміші, при температурі t_x .

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння для бензинових двигунів (при $\alpha > 1$) визначається за формулою:

$$\mu c_V''|_0^{t_z} = \frac{1}{M_2} \times \left[M_{CO_2} (\mu c_{V_{CO_2}}''|_0^{t_z}) + M_{H_2O} (\mu c_{V_{H_2O}}''|_0^{t_z}) + M_{N_2} (\mu c_{V_{N_2}}''|_0^{t_z}) + M_{O_2} (\mu c_{V_{O_2}}''|_0^{t_z}) \right] = \frac{1}{0,61} [0,066 \times 39,536 + 0,07 \times 26,674 + 0 \times 21,952 + 0,1 \times 23,724] = \frac{6,85}{0,61} = 11,2 \frac{\text{КДж}}{\text{кмоль} \times \text{град}} \quad (2.29)$$

M_{CO_2} , M_{H_2O} та M_{O_2} розраховуються за наступними формулами:

$$M_{CO_2} = \frac{V_{(CO_2)}}{22,4} = \frac{1,47}{22,4} = 0,066 \text{ кмоль} \quad (2.30)$$

$$M_{H_2O} = \frac{V_{(H_2O)}}{22,4} = \frac{1,58}{22,4} = 0,07 \text{ кмоль} \quad (2.31)$$

$$M_{O_2} = \frac{0,7 \times m_{(O_2)}}{22,4} = \frac{0,7 \times 0,01 \times (2,67 \times W(C) + W(S) + 8 \times W(H) - W(O))}{22,4} = \frac{0,7 \times 0,01 \times (2,67 \times 78,83 + 0,0008 + 8 \times 14,2 - 6,96)}{22,4} = \frac{2,22}{22,4} = 0,1 \text{ кмоль} \quad (2.32)$$

Середні мольні теплоємності N_2, CO_2, H_2O, O_2 в інтервалі температур 1500...2800°C можуть бути підраховані за наступними формулами (КДж/кмоль·град):

$$N_2 = 21,951 + 1,457 \times 10^{-3} = 21,952 (T_z - 273) \quad (2.33)$$

$$CO_2 = 39,533 + 3,349 \times 10^{-3} = 39,536 (T_z - 273) \quad (2.34)$$

$$H_2O = 26,670 + 4,438 \times 10^{-3} = 26,674 (T_z - 273) \quad (2.35)$$

$$O_2 = 23,723 + 1,550 \times 10^{-3} = 23,724 (T_z - 273) \quad (2.36)$$

Згідно дослідних даних, ξ_z для бензинових двигунів змінюється при повних навантаженнях в межах від 0,85 до 0,95.

Для розрахунків було прийнято значення $\xi_z = 0,95$.

Температура в кінці згоряння T_z для спирто - бензинових двигунів визначається з рівняння згоряння, кДж/моль:

$$U_Z'' = \frac{\xi_z \times H_u}{\mu(1+\gamma_r) \times M_1'} + \frac{U_c}{\mu} = \frac{0,95 \times 42110}{1,24 \times (1+0,0578) \times 0,488} + \frac{10000}{1,24} = 62297,4 + 8064,5 = 70361,9, \frac{\text{кДж}}{\text{моль}}, \quad (2.37)$$

Де: U_Z'' , U_c - внутрішня енергія робочого тіла в кінці стиску;

U_c - внутрішня енергія робочого тіла в кінці згоряння;

H_u – активна теплотвірна здатність палива, кДж/кг.

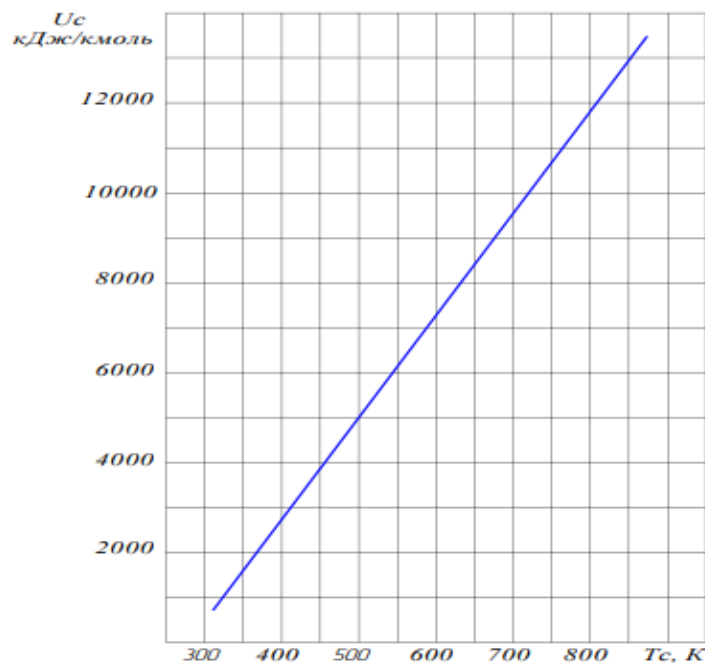


Рис. 2.2. Залежність U_c від T_c [37]

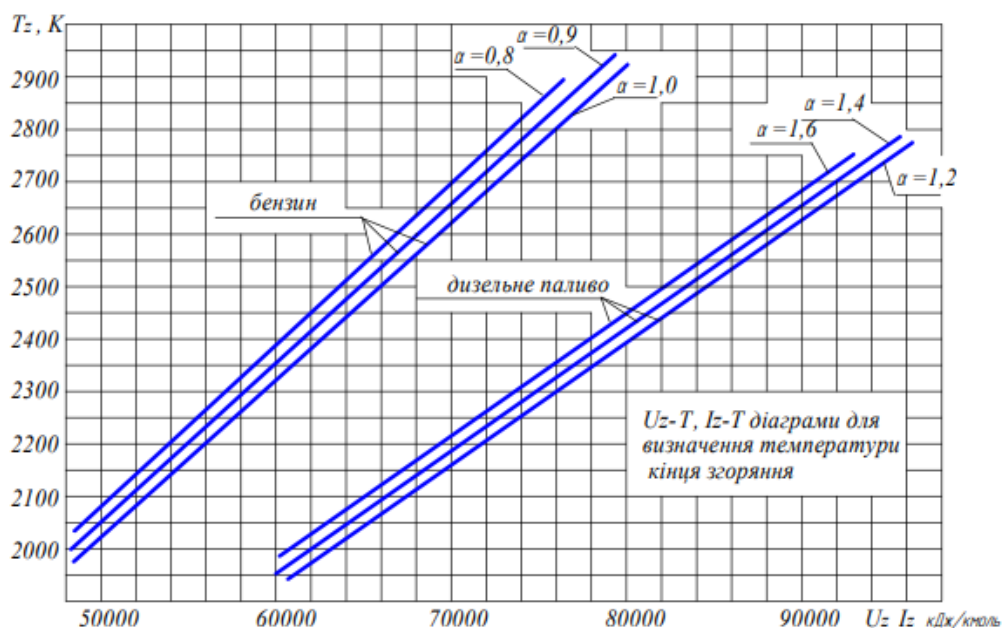


Рис. 2.3. Залежність T_z від U_z [37]

Згідно з рисунком 2.1.3, $T_z = 2630^\circ \text{K}$.

Міра підвищення стиску визначається з формули:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{7,2}{1,592} = 4,5 \quad (2.38)$$

Для бензинових двигунів значення λ знаходиться в межах від 3,2 до 4,2.

Тиск газів в кінці згоряння для бензинових двигунів розраховується за формулою:

$$p_z = \mu \times p_c \times \frac{T_z}{T_c} = 1,24 \times 1,592 \times \frac{2630}{729,6} = 7,2 \text{ МПа} \quad (2.39)$$

Значення тиску в кінці згоряння для сучасних автомобільних бензинових двигунів при роботі з повним навантаженням змінюється в межах від 3,5 МПа до 7,5 МПа, а значення температури кінця згоряння змінюється в межах від 2400 до 3100°K.

Розрахунок процесу розширення

[36] Середні значення величини n_2 , отримані в результаті аналізу індикаторних діаграм при номінальному навантаженні, для сучасних бензинових двигунів змінюються в межах від 1,23 до 1,3.

Для двигунів, які працюють за циклом з підведенням теплоти при постійному об'ємі, значення температури і тиску в кінці процесу розширення визначають за формулами політропного процесу:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{7,2}{9,3^{1,23}} = 0,46 \text{ МПа} \quad (2.40)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2630}{9,3^{1,23-1}} = 1574,7^\circ\text{K} \quad (2.41)$$

Орієнтовані значення p_b для сучасних автотранспортних двигунів без наддуву (на номінальному режимі) лежать в межах від 0,35 до 0,6 МПа, а значення T_b лежать в межах від 1200 до 1700°K.

$$p_b = 0,35 \dots 0,60 \text{ МПа}$$

$$T_b = 1200 \dots 1700^\circ\text{K}$$

Розрахунок процесу випуску

[36] При проведенні розрахунків параметри процесу випуску (p_r і T_r) задають на початку розрахунку процесу випуску (див. Розділ 2), а точність вибору тиску і температури залишкових газів перевіряється за формулою:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1574,7}{\sqrt[3]{\frac{0,46}{0,110}}} = \frac{1574,7}{\sqrt[3]{4,2}} = \frac{1574,7}{1,6} = 984,1875 \text{ °K} \quad (2.42)$$

Індикаторні параметри робочого циклу.

[36] Теоретичний середній індикаторний тиск p'_i для двигуна з іскровим запалюванням може бути визначений за формулою:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \frac{1,592}{9,3 - 1} \times$$

$$\left[\frac{4,5}{1,23 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,3^{1,23 - 1}} \right) - \frac{1}{1,342 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,3^{1,342 - 1}} \right) \right] = 0,19 \times [19,56 \times 0,4 -$$

$$2,92 \times 0,53] = 0,19 \times 5,7564 = 1,2 \text{ МПа} \quad (2.43)$$

Зменшення теоретичного середнього індикаторного тиску p'_i внаслідок відхилення дійсного процесу від розрахункового циклу оцінюється коефіцієнтом повноти діаграми φ_i величиною середнього тиску насосних втрат Δp_i тобто:

$$p_i = \varphi_i \times p'_i = 0,97 \times 1,2 = 1,164 \text{ МПа} \quad (2.44)$$

При значеннях коефіцієнту повноти діаграми φ_i , що лежать в межах від 0,94 до 0,97.

Середній тиск насосних втрат в процесах газообміну (впуску і випуску) визначається з виразу:

$$\Delta p_i = p_r - p_a = 0,110 - 0,08 = 0,03 \text{ МПа} \quad (2.45)$$

Для 4-тактних двигунів з іскровим запалюванням значення p_i лежить в межах від 0,6 МПа до 1,4 МПа.

Індикаторна потужність двигуна N_i - це робота, яка здійснюється газами всередині циліндрів за одиницю часу. Для багатоциліндрового двигуна N_i розраховується за формулою:

$$N_i = \frac{p_i \times V_h \times i \times n}{30 \times \tau} = \frac{1,164 \times 0,5 \times 4 \times 5500}{30 \times 4} = 106,7 \text{ кВт}, \quad (2.46)$$

де: p_i – середній індикаторний тиск, МПа;

V_h - робочий об'єм одного циліндра, л;

i – число циліндрів;

n - число обертів колінчастого вала двигуна за одну хвилину, об/хв;

τ – тактність двигуна.

Індикаторний к.к.д. враховує всі теплові втрати дійсного циклу. Для автотракторних двигунів, які працюють на рідкому паливі індикаторний к.к.д. визначається за формулою:

$$\eta_i = \frac{p_i \times L_0 \times \alpha}{H_u \times \rho_k \times \eta_v} = \frac{1,164 \times 13,77 \times 1,01}{42,11 \times 1,21 \times 0,71} = 0,45, \quad (2.47)$$

де: p_i – середній індикаторний тиск, МПа;

H_u - активна теплотвірна здатність палива, МДж/кг;

ρ_k – густина впускного заряду, кг/м³;

L_0 - теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кілограму палива, кг.

Величина індикаторного к.к.д. в сучасних бензинових двигунах на номінальному режимі лежить в межах від 0,26 до 0,35.

Індикаторна питома витрата рідкого палива визначається за формулою:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \times \eta_i} = \frac{3600}{42,11 \times 0,45} = 189,98 \frac{\text{г}}{\text{кВт.год}} \quad (2.48)$$

Питома витрата палива на номінальному режимі для сучасних бензинових двигунів лежить в межах від $235 \frac{\text{г}}{\text{кВт.год}}$ до $320 \frac{\text{г}}{\text{кВт.год}}$.

Ефективні показники двигуна.

[36] При проведенні попередніх розрахунків двигунів механічні втрати, які характеризуються середнім тиском механічних втрат p_m , наближено можна оцінити за лінійними залежностями від середньої швидкості поршня $V_{п.сер.}$, значення якої для бензинових двигунів легкових автомобілів знаходиться в межах від 12 до 16 м/с.

Значення середнього тиску механічних втрат p_m для бензинових двигунів з числом циліндрів до 6 і відношенням $S/D \leq 1$ розраховується за формулою:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \times V_{п.сер.} = 0,034 + 0,0113 \times 12 = 0,1696 \text{ МПа}, \quad (2.49)$$

Значення p_e визначають за формулою:

$$p_e = p_i - p_m = 1,164 - 0,1696 = 0,9944 \text{ МПа} \quad (2.50)$$

Значення середнього ефективного тиску p_e для бензинових двигунів при номінальному навантаженні змінюються в межах від 0,5 МПа до 1,2 МПа.

Механічний к.к.д. двигуна – це відношення середнього ефективного до середнього індикаторного тиску. Механічний к.к.д. розраховується за формулою:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,9944}{1,164} = 0,85 \quad (2.51)$$

При холостому ході $p_i = p_m, \eta_m = 0$.

За дослідними даними механічний к.к.д. η_m для бензинових двигунів, що працюють на номінальному режимі, змінюється в межах від 0,7 до 0,9.

Ефективна потужність N_e – це корисна робота, отримувана на валу двигуна за одиницю часу. N_e визначається за формулою:

$$N_e = \frac{p_e V_{h.in}}{30\tau} = \frac{0,9944 \times 0,5 \times 4 \times 5500}{30 \times 4} = 91,15 \text{ кВт} \quad (2.52)$$

Ефективний к.к.д η_e і ефективна питома витрата палива g_e характеризують економічність роботи двигуна і розраховуються за наступними формулами:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,45 \times 0,85 = 0,3825 \quad (2.53)$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \times \eta_e} = \frac{3600}{42,11 \times 0,3825} = 223,5 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}} \quad (2.54)$$

Значення ефективного к.к.д. для бензинових двигунів змінюються в межах від 0,24 до 0,32.

Значення ефективної питомої витрати палива для бензинових двигунів змінюються в межах від $280 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}}$ до $350 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}}$.

Тепловий баланс двигуна.

[36] Рівняння зовнішнього теплового балансу в абсолютних величинах має вигляд:

$$Q_0 = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\Pi} + Q_{\text{н.з.}} + Q_{\text{зал}} = \frac{H_u \times G_T}{3,6} = \frac{42110 \times 20,8}{3,6} = 243302,2 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}, \quad (2.55)$$

де: Q_0 - загальна кількість теплоти, введеної до двигуна з паливом;

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_{Γ} - втрати теплоти з відпрацьованими газами;

Q_{Π} - втрати теплоти в навколишнє середовище;

$Q_{\text{н.з.}}$ - втрати теплоти, викликані неповнотою згоряння палива;

$Q_{\text{зал}}$ - залишкові втрати теплоти, які не враховані іншими складовими теплового балансу.

$$G_T = N_e \times g_e = 92,98 \times 223,5 = 20781,03 \frac{\text{г}}{\text{год}} = 20,8 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна розраховується за формулою:

$$Q_e = 1000 \times N_e = 1000 \times 92,98 = 92980 \frac{\text{кДж}}{\text{год}} \quad (2.56)$$

Втрати теплоти з відпрацьованими газами визначаються з виразу:

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{G_T}{3,6}\right) \times \{M_2[(mc_V'')_{t_0}^{t_r} + 8,315] \times t_r - M_1'[(mc_V'')_{t_0}^{20} + 8,315] \times t_0\} =$$

$$\left(\frac{20,8}{3,6}\right) \times \{0,61 \times [25,304 + 8,315] \times 711,1875 - 0,488 \times [21,966 + 8,315] \times$$

$$0\} = 84267,4 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}, \quad (2.57)$$

$$\text{де: } (mc_V'')_{t_0}^{t_r} = 25,304;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{20} = 21,966;$$

$$t_r = T_r - 273 = 984,1875 - 273 = 711,1875^\circ\text{K};$$

$$t_0 = 0.$$

Втрати теплоти в навколишнє середовище визначаються за формулою:

$$Q_{\Pi} = ciD^{1+2m} \times \frac{(H_u - h_a)}{\alpha \times H_u} = 0,5 \times 4 \times 88^{1+2 \times 0,65} \times \frac{(42110 - 0)}{1,01 \times 42110} =$$

$$58751,5 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}, \quad (2.58)$$

де: h_a - втрати теплоти через неповне згоряння внаслідок недостатньої кількості кисню

Втрати теплоти, викликані неповнотою згоряння палива розраховуються за формулою:

$$Q_{\text{н.з.}} = \frac{h_a \times G_T}{3,6} = \frac{0 \times 20,8}{3,6} = 0 \frac{\text{кДж}}{\text{год}} \quad (2.59)$$

Залишкові втрати теплоти, які не враховані іншими складовими теплового балансу, розраховуються за формулою:

$$Q_{\text{зал}} = Q_0 - (Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\Pi} + Q_{\text{н.з.}}) = 243302,2 - 235998,9 =$$

$$7303,3 \frac{\text{кДж}}{\text{год}} \quad (2.60)$$

Визначення основних параметрів двигуна

[36] Вихідним рівнянням для визначення D і S є вираз:

$$N_e = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30\tau}; \quad (2.61)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Звідки:

$$V_{\text{л}} = \frac{N_e \times 30\tau}{p_e \times n} = \frac{91,15 \times 30 \times 4}{0,9944 \times 5500} = 1,99 = 2 \text{ л} \quad (2.62)$$

Робочий об'єм одного циліндра визначається за формулою:

$$V_h = \frac{V_{\text{л}}}{i} = \frac{2}{4} = 0,5 \text{ л} \quad (2.63)$$

Діаметр циліндра розраховується за формулою:

$$D = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_h}{\pi \times (S/D)}} = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times 0,5}{3,14 \times 0,8}} = 93 \text{ мм} \quad (2.64)$$

Для сучасних моделей автомобільних бензинових двигунів відношення (S/D) знаходиться в межах від 0,8 до 1,1

Хід поршня розраховують за формулою:

$$S = D \times (S/D) = 93 \times 0,8 = 75 \text{ мм} \quad (2.65)$$

Радіус кривошипа визначається з виразу:

$$R = \frac{S}{2} = \frac{75}{2} = 37,5 \text{ мм} \quad (2.66)$$

Згідно знайденим значенням S і D визначають основні параметри і показники двигуна:

Літраж розраховують за формулою:

$$V_{\text{л}} = \frac{\pi D^2 S i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 93^2 \times 75 \times 4}{4 \times 10^6} = 2,04 \text{ л} \quad (2.67)$$

Індикаторну потужність визначають за формулою:

$$N_i = \frac{p_i \times V_{\text{л}} \times n}{30\tau} = \frac{1,164 \times 2,04 \times 5500}{30 \times 4} = 108,834 \text{ кВт} \quad (2.68)$$

Ефективну потужність визначають з виразу:

$$N_e = \frac{p_e \times V_{\text{л}} \times n}{30\tau} = \frac{0,9944 \times 2,04 \times 5500}{30 \times 4} = 92,98 \text{ кВт} \quad (2.69)$$

Ефективний крутний момент розраховується за формулою:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi \times n} = \frac{3 \times 10^4 \times 92,98}{3,14 \times 5500} = 161,517 \text{ Н * м} \quad (2.70)$$

Годинну витрату палива визначають за формулою:

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e = 92,98 \times 223,5 = 20,8 \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (2.71)$$

Середню швидкість поршня визначають з виразу:

$$v_{\text{п.сер.}} = \frac{S \times n}{3 \times 10^4} = \frac{75 \times 5500}{3 \times 10^4} = 13,75 \text{ м/с} \quad (2.72)$$

Середня швидкість поршня $v_{п.сер.}$ в сучасних автомобільних бензинових двигунах лежить в межах від 9 м/с до 15 м/с.

2.2. Побудова індикаторних діаграм та зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Побудова індикаторної діаграми

[36] Масштаб тиску $M_p = 0,07 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$

На початку побудови на осі абсцис відкладаємо відрізок АВ, який відповідає робочому об'єму циліндра, а за величиною дорівнює ходу поршня у масштабі M_s , який прийнятий 1:1.

Відрізок ОА, який відповідає об'єму камери згоряння V_c , визначається з співвідношення:

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{75}{9,3 - 1} = 9,04 \text{ мм} \quad (2.73)$$

Побудову політроп стиску і розширення виконуємо методом Брауера.

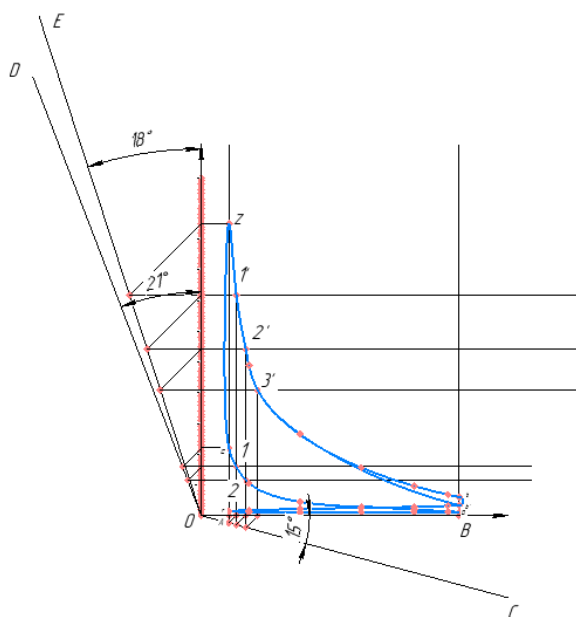


Рис. 2.4. Індикаторна діаграма

Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

[36] Побудова кривих цієї характеристики проводиться в інтервалі від 1100 об/хв, до 6600 об/хв.

Розрахункові точки обирають через кожні 550 об/хв і визначають за емпіричними залежностями.

Побудова графіка ефективної потужності для бензинових двигунів здійснюється за формулою:

$$N_{e_i} = N_{e_{\text{ном}}} \times \frac{n_1}{n_N} \times \left[1 + \frac{n_i}{n_N} - \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 \right] \text{ кВт} \quad (2.74)$$
$$N_{e_1} = N_{e_{\text{ном}}} \times \frac{n_1}{n_N} \times \left[1 + \frac{n_1}{n_N} - \left(\frac{n_1}{n_N} \right)^2 \right]$$
$$= 92,98 \times \frac{1100}{5500} \times \left[1 + \frac{1100}{5500} - \left(\frac{1100}{5500} \right)^2 \right] = 21,5714 \text{ кВт},$$

де: $N_{e_{\text{ном}}} = 92,98, \text{ кВт}$ і n_N - номінальна ефективна потужність, і відповідна їй частота обертання колінчастого вала, об/хв.

N_{e_i} і n_i - ефективна потужність, кВт, і відповідна їй частота обертання колінчастого вала, об/хв. в проміжній точці графіка.

За розрахунковими точками в масштабі $M_{N_e} = 0,5 \frac{\text{кВт}}{\text{мм}}$ будується крива графіку ефективної потужності. Побудова графіка кривої ефективного крутного моменту проводиться з використанням попередніх розрахунків. Розрахункові точки цього графіка визначають за формулою:

$$M_{e_i} = \frac{3 \times 10^4 \times N_{e_i}}{\pi \times n_i}, \text{ Н * м}; \quad (2.75)$$
$$M_{e_1} = \frac{3 \times 10^4 \times N_{e_1}}{\pi \times n_1} = \frac{3 \times 10^4 \times 21,5714}{3,14 \times 1100} = 187,36 \text{ Н * м}$$

За розрахунковими точками в масштабі $M_{M_e} = 2 \frac{\text{Н*м}}{\text{мм}}$ будується крива графіку ефективного крутного моменту.

Розрахункові точки при побудові графіка питомої втрати палива для бензинових двигунів визначаються за формулою:

$$g_{e_i} = g_{e_N} \times \left[1,2 - \frac{n_i}{n_N} + 0,8 \times \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 \right] \frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}} \quad (2.76)$$

$$\begin{aligned} g_{e_1} &= g_{e_N} \times \left[1,2 - \frac{n_1}{n_N} + 0,8 \times \left(\frac{n_1}{n_N} \right)^2 \right] \\ &= 223,5 \times \left[1,2 - \frac{1100}{5500} + 0,8 \times \left(\frac{1100}{5500} \right)^2 \right] = 230,652 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}}, \end{aligned}$$

Де: $g_{e_N} = 223,5 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}}$ і n_N - – питома витрата палива, яка відповідає номінальній потужності $N_{e_{\text{ном}}}$, і відповідна їй частота обертання колінчастого вала, об/хв.

g_{e_i} і n_i - питома витрата палива і відповідна їй частота обертання колінчастого вала в розрахунковій точці.

За одержаними точками в масштабі $M_{g_e} = 2 \frac{\frac{\text{кВт}}{\text{год}}}{\text{мм}}$ будується графік питомої витрати палива.

Значення годинної витрати палива для побудови її графіка, для проміжних точок визначаються виразами:

$$G_{T_i} = g_e \times N_e \times 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (2.77)$$

$$G_{T_1} = g_{e_1} \times N_{e_1} \times 10^{-3} = 230,652 \times 21,5714 \times 10^{-3} = 4,97548 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Результати розрахунків N_{e_i} , M_{e_i} , g_{e_i} та G_{T_i} наведені у таблиці А.1 у додатку А.

За одержаними даними в масштабі $M_{G_T} = 0,2 \frac{\frac{\text{кг}}{\text{год}}}{\text{мм}}$ будується графік годинної витрати палива.

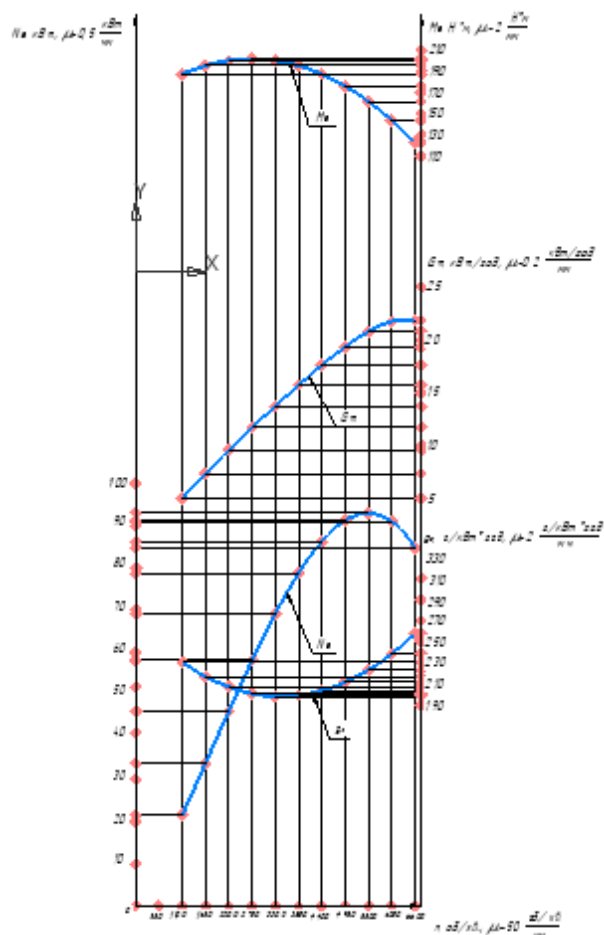


Рис. 2.5. Зовнішня швидкісна характеристика

2.3. Ескізне компонування одноциліндрового відсіку двигуна

[36] Для компонування двигуна необхідно визначити довжину шатуна та обрати розташування циліндрів (рядне, V-подібне, опозитне), конфігурацію колінчастого вала і намітити порядок роботи циліндрів.

Довжину шатуна розраховують за формулою:

$$L_{\text{ш}} = \frac{R}{\lambda} = \frac{37,5}{0,3} = 125 \text{ мм} \quad (2.78)$$

Для існуючих конструкцій автотракторних двигунів значення λ лежить в межах від 0,25 до 0,3.

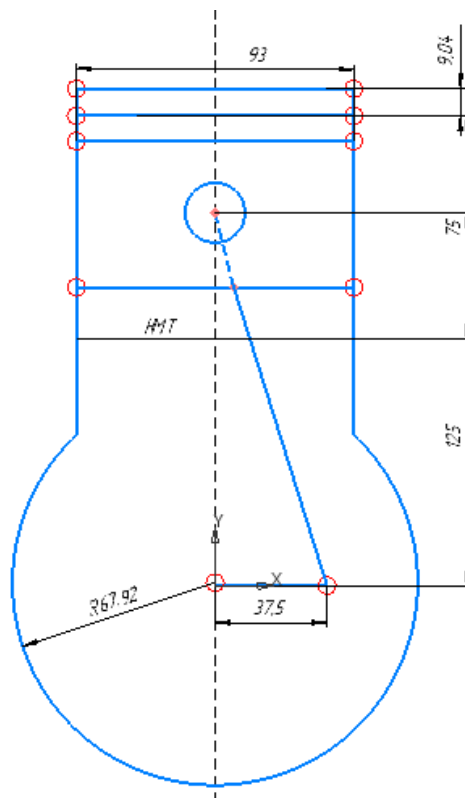


Рис. 2.6. Ескіз одноциліндрового відсіку двигуна

2.4. Динамічний розрахунок двигуна.

Сили тиску газів

[36] Для побудови індикаторної діаграми будуюмо допоміжне півколо радіусом, який дорівнює радіусу кривошипа та відкладаємо від його центру О в бік НМТ поправку Брикса, яка розраховується за формулою:

$$\frac{R\lambda}{2} = 5,625 \quad (2.79)$$

Півколо ділимо променями з центра О на 12 рівних частин (тобто по 15°), а з центру Брикса (точка О') проводимо лінії, паралельні цим променям. Точки, отримані на півколі, відповідають певним кутам з інтервалом в даному випадку в 20°. З цих точок проводимо вертикальні лінії до перетину з лініями згорнутої індикаторної діаграми і одержані величини тиску

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

переносимо на вертикалі відповідних кутів φ_i . На розгорнутій діаграмі відмічаємо надлишковий тиск над поршнем, який розраховується за наступною формулою:

$$\Delta p_r = p_r - p_0 \text{ МПа} \quad (2.80)$$

$$\Delta p_{r_1} = p_{r_1} - p_0 = 0,0999 - 0,1 = -0,0001 \text{ МПа}$$

Результати розрахунку Δp_r наведені у таблиці В.1 у додатку В.

Сили тиску газів, спрямовані до осі колінчастого валу, вважаються додатковими, а від колінчастого валу – від’ємними.

Сила тиску на поршень розраховується за формулою:

$$P_r = \Delta p_r \times F_{\Pi} \text{ Н} \quad (2.81)$$

$$P_{r_1} = \Delta p_{r_1} \times F_{\Pi} = -0,0001 \times 0,007 = -0,0000007 \text{ МН} = -0,7 \text{ Н},$$

$$\text{де: } F_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,093^2}{4} = 0,007, \text{ м}^2 \text{ – площа поршня.}$$

Результати розрахунку P_r наведені у таблиці В.2 у додатку В.

Масштаб цих сил визначається за виразом:

$$M_p = 10^6 \times M_p \times F_{\Pi} = 10^6 \times 0,07 \times 0,007 = 490 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \quad (2.82)$$

Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму (КШМ)

[36] Для розрахунків приймаються середні значення:

$$m_{\text{шп}} = 0,275 \times m_{\text{ш}} = 0,275 \times 0,7 = 0,1925 \text{ кг} \quad (2.83)$$

$$m_{\text{шк}} = 0,725 \times m_{\text{ш}} = 0,725 \times 0,7 = 0,5075 \text{ кг} \quad (2.84)$$

Для наближеного визначення значень m_{Π} , $m_{\text{ш}}$, і $m_{\text{к}}$ доцільно також використовувати конструктивні маси $m' = \frac{m}{F_{\Pi}}$ (кг/м² або г/см²), наведені в табл. 2.4.1.

Таблиця 2.2. Конструктивні маси елементів КШМ

Елементи кривошипно-шатунного механізму	Тип двигуна
	карбюраторний D = (60...100) мм
Поршнева група $m'_n = m_n/F_n$, кг/м ² : – поршень з алюмінієвого сплаву	80...150
– чавунний поршень	150...200
Шатун $m'_ш = m_ш/F_n$, кг/м ²	100...200
Неврівноважені частини одного коліна вала без противаг $m'_к = m_к/F_n$, кг/м ² : – сталевий кований вал з суцільними шийками	150...200
– чавунний литий вал з порожністими шийками	100...200

Для розрахунків обираємо поршень з алюмінієвого сплаву та сталевий кований вал з суцільними шийками.

Масу поршня розраховуємо за формулою:

$$m'_п = \frac{m_п}{F_п} \rightarrow m_п = m'_п \times F_п = 80 \times 0,007 = 0,56 \text{ кг} \quad (2.85)$$

Масу шатуна розраховуємо за формулою:

$$m'_ш = \frac{m_ш}{F_п} \rightarrow m_ш = m'_ш \times F_п = 100 \times 0,007 = 0,7 \text{ кг} \quad (2.86)$$

Масу неврівноважених частин одного коліна сталевго кованого вала з суцільними шийками без противаг розраховуємо за формулою:

$$m'_к = \frac{m_к}{F_п} \rightarrow m_к = m'_к \times F_п = 150 \times 0,007 = 1,05 \text{ кг} \quad (2.87)$$

Сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму

[36] Сила інерції мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух розраховується за формулою:

$$P_{ji} = -m_j \times R \times \omega^2 \times (\cos \varphi + \lambda \times \cos 2 \times \varphi) \text{ Н} \quad (2.88)$$

$$P_{j_1} = -m_j \times R \times \omega^2 \times (\cos 0^\circ + \lambda \times \cos 2 \times 0^\circ) = (-0,7525) \times 0,0375 \times 575,6^2 \times 1,3 = -12154,1 \text{ Н},$$

де: $m_j = m_п + m_{шп} = 0,56 + 0,1925 = 0,7525 \text{ кг}$ – маса, що здійснює зворотно-поступальний рух;

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} = \frac{3,14 \times 5500}{30} = 575,6 \text{ рад/с} - \text{кутова швидкість при } n_N.$$

Результати розрахунку P_j наведені в таблиці В.3 у додатку В.

Для спрощення розрахунків сил P_j значення $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ необхідно брати з таблиці Д.1 у додатку Д.

Побудова кривої сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, повинна здійснюватись в тому ж масштабі, в якому побудована діаграма сил тиску газів.

Відцентрова сила інерції мас, що обертаються розраховується за формулою:

$$K_R = -m_R \times R \times \omega^2 = (-1,5575) \times 0,0375 \times 575,6^2 = -19350,9 \text{ Н}, \quad (2.89)$$

де: $m_R = m_k + m_{шк} = 1,05 + 0,5075 = 1,5575 \text{ кг}$ – маса, що обертається.

Сумарні сили, які діють в кривошипно-шатунному механізмі

[36] Сумарні сили, які діють в КШМ, визначаються шляхом алгебраїчного складання сил тиску газів і сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально:

$$P = P_r + P_j \text{ Н} \quad (2.90)$$

$$P_1 = P_{r_1} + P_{j_1} = -0,7 + (-12154,1) = -12154,8 \text{ Н}$$

Результати розрахунку P наведені в таблиці В.4 у додатку В.

Графічно крива сумарних сил будується за допомогою діаграм P_r і P_j . При складанні цих сил, діаграми яких побудовані в одному масштабі $M_P = 490 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, одержана діаграма P буде мати такий же масштаб $M_P = 490 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

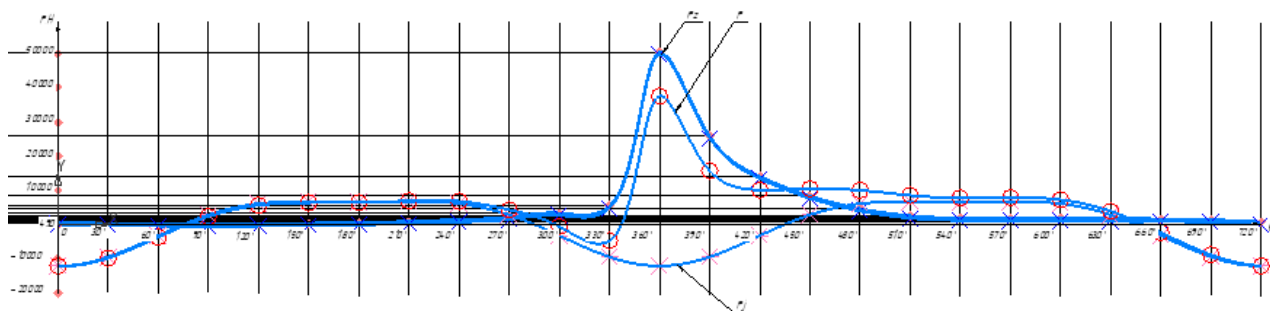


Рис. 2.7. Діаграми сил P, P_r і P_j

Сила N яка діє перпендикулярно осі циліндра, називається нормальною силою і сприймається стінками циліндра. Сила N розраховується за формулою:

$$N = P \times \tan \beta \text{ Н} \quad (2.91)$$

$$N_1 = P_1 \times \tan 0^\circ = (-12154,8) \times 0 = 0 \text{ Н}$$

Для спрощення обчислення сили N доцільно користуватись значеннями $\tan \beta$, наведеними в табл.Д.2 у додатку Д

Результати розрахунку N наведені в таблиці В.5 у додатку В.

Сила S , яка діє вздовж шатуна, передається через нього до кривошипа. Вона вважається додатковою, якщо стискає шатун, і від'ємною, якщо його розтягує. Сила S визначається за формулою:

$$S = P \times \frac{1}{\cos \beta} \text{ Н} \quad (2.92)$$

$$S_1 = P_1 \times \frac{1}{\cos 0^\circ} = (-12154,8) \times 1 = -12154,8 \text{ Н}$$

Для спрощення розрахунків за формулою (2.4.13) доцільно користуватись значеннями $\frac{1}{\cos \beta}$, наведеними в табл. Д.3 додаток Д

Результати розрахунку S наведені в таблиці В.6 у додатку В.

Від дії сили S на шатунну шийку виникають дві складові сили сила, спрямована по радіусу кривошипа та тангенційна сила, спрямована по дотичній до траєкторії обертання кривошипа.

Сила, що спрямована по радіусу кривошипа розраховується за формулою

$$K = P \times \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \text{ Н} \quad (2.93)$$

$$K_1 = P_1 \times \frac{\cos(\varphi + 0^\circ)}{\cos 0^\circ} = (-12154,8) \times 1 = -12154,8 \text{ Н}$$

Тангенційна сила, спрямована по дотичній до траєкторії обертання кривошипа розраховується за формулою:

$$T = P \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta} \text{ Н} \quad (2.94)$$

$$T_1 = P_1 \times \frac{\sin(\varphi + 0^\circ)}{\sin 0^\circ} = (-12154,8) \times 0 = 0 \text{ Н}$$

Значення $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ і $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}$ наведені в табл. №24 і табл. №25 (додатки 4.4. та 4.5.).

Результати розрахунку K і T наведені в таблиці В.7 у додатку В.

Графічне визначення середнього значення тангенційної сили $T_{\text{сер}}$ виконується за площами, що знаходяться між кривою T та віссю абсцис:

$$T_{\text{сер}} = \frac{\sum F_1 - \sum F_2}{OB} \times M_P = \frac{3818,06 - 2145,76}{720} \times 490 = 1138,1 \text{ Н}, \quad (2.95)$$

де: $\sum F_1$ і $\sum F_2$ – відповідно додатні і від’ємні площі, які розташовані під кривою T , мм^2 ;

OB – довжина основи діаграми, мм ;

M_P – масштаб сил, Н/мм .

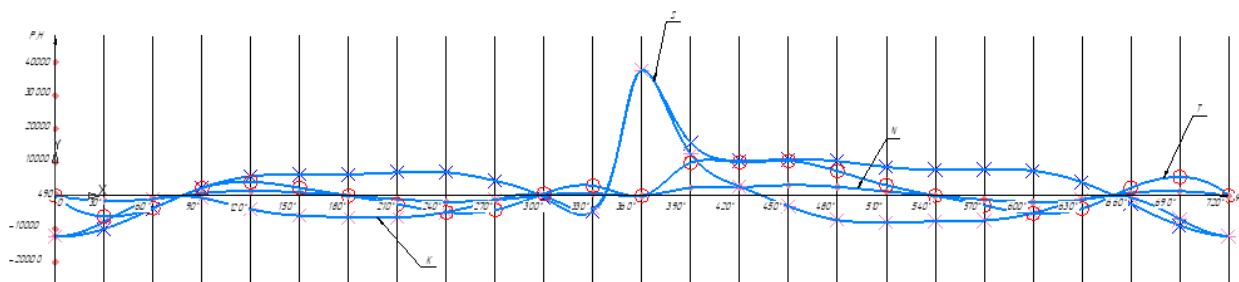


Рис. 2.8. Діаграми сил N , S , K , T

За величиною T визначається крутний момент одного циліндра:

$$M_{\text{кр.ц.}} = T \times R \text{ Н} \times \text{м} \quad (2.95)$$

$$M_{\text{кр.ц.1}} = T_1 \times R = 0 \times 0,0375 = 0 \text{ Н} \times \text{м}$$

Результати розрахунку $M_{\text{кр.ц.}}$ наведені у таблиці В.8 у додатку В.

Крива зміни сили T в залежності від φ є також і кривою зміни $M_{\text{кр.ц.}}$ але в масштабі, що розраховується за формулою:

$$M_M = M_P \times R = 490 \times 0,0375 = 18,375 \left(\frac{\text{Н} \times \text{м}}{\text{мм}} \right)$$

Для чотиритактного двигуна з рівними інтервалами між спалахами сумарний крутний момент буде періодично змінюватись. Період зміни крутного моменту визначається за формулою:

$$\theta = \frac{720}{i} = \frac{720}{4} = 180^\circ \quad (2.96)$$

Середнє значення сумарного крутного моменту $M_{\text{кр.сер.}}$ визначається за площею, яка знаходиться між кривою $M_{\text{кр.}}$ і лінією ОА:

$$M_{\text{кр.сер.}} = \frac{F_1 - F_2}{OA} \times M_M = \frac{2137,2 - 328,6}{180} \times 18,375 = 184,6 \text{ Н} \times \text{м}, \quad (2.97)$$

де: F_1 і F_2 - відповідно додаткова і від'ємна площі в мм^2 , розміщені між кривою і лінією ОА та еквівалентні роботі, яка здійснюється сумарним крутним моментом;

ОА – довжина відрізка, що дорівнює інтервалу між спалахами на діаграмі, мм;

M_M - масштаб моментів, $\text{Н} \cdot \text{м} / \text{мм}$.

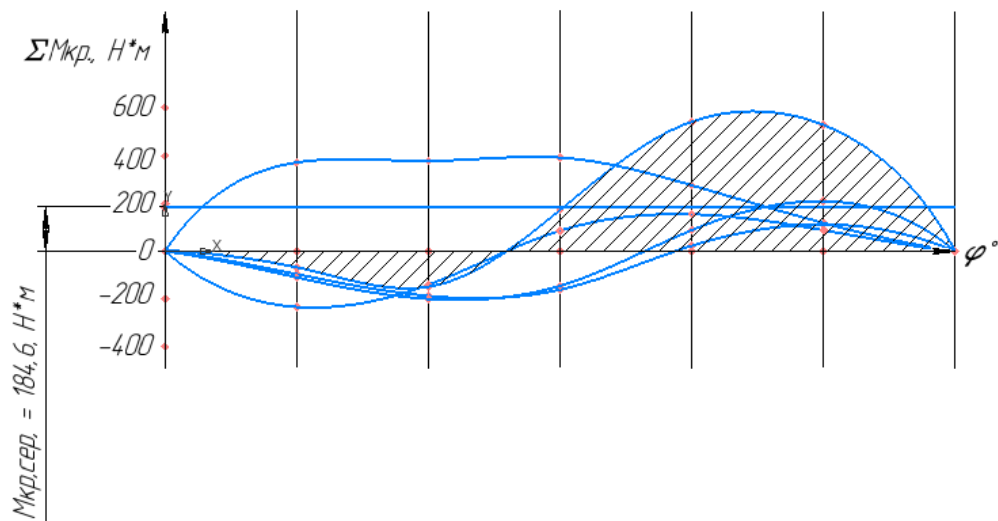


Рис. 2.9. Крива сумарного крутного моменту

Дійсний ефективний крутний момент, який знімається з вала двигуна знаходиться з виразу:

$$M_e = M_{кр.сер.} \times \eta_m = 184,6 \times 0,85 = 156,91 \text{ Н} \times \text{м} \quad (2.98)$$

Розрахунок маховика двигуна, що проектується

[36] Для оцінки міри рівномірності індикаторного крутного моменту двигуна, як правило, користуються коефіцієнтом нерівномірності крутного моменту μ , який визначається з виразу:

$$\mu = \frac{M_{кр.мах} - M_{кр.мін}}{M_{кр.сер.}} = \frac{391,305 - (-232,851)}{184,6} = 3,38 \quad (2.99)$$

Коливання кутової швидкості при усталеному режимі роботи двигуна внаслідок нерівномірності крутного моменту характеризується коефіцієнтом нерівномірності ходу δ , який розраховується за формулою:

$$\delta = \frac{\omega_{мах} - \omega_{мін}}{\omega_{сер}} = \frac{690,8 - 115,1}{492,96} = 1,17, \quad (2.100)$$

де: $\omega_{мах} = \frac{\pi \times n}{30} = \frac{3,14 \times 6600}{30} = 690,8 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість при $n_{мах}$;

$\omega_{мін} = \frac{\pi \times n}{30} = \frac{3,14 \times 1100}{30} = 115,1 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість при $n_{мін}$.

Величина надлишкової роботи $L_{над}$ крутного моменту визначається графічно за площею F_1 :

$$L_{над} = F_1 \times M_M \times M_\varphi = 1207,66 \times 18,375 \times 0,02 = 443,8 \text{ Дж}, \quad (2.101)$$

де: F_1 - площа над прямою $M_{кр.сер.}$, мм²;

M_M - масштаб моментів, Н•м/мм;

$M_\varphi = \frac{4 \times \pi}{i \times \alpha} = \frac{4 \times 3,14}{4 \times 180} = 0,02, \text{ рад/мм}$ - масштаб кута повороту колінчастого

вала.

Користуючись формулою визначаємо:

$$J_0 = \frac{L_{над}}{\delta \times \omega^2} = \frac{443,8}{0,01 \times 575,6^2} = 0,13 \text{ кг} \times \text{м}^2 \quad (2.102)$$

Коефіцієнт нерівномірності ходу для автомобільних двигунів приймається в межах $\delta = 0,01 \dots 0,02$.

Для розрахунків обираємо $\delta = 0,01$.

В розрахунках приймається, що момент інерції маховика зі зчепленням складає 80–90 % від моменту інерції J_0 двигуна, тобто $J_M = (0,8 \dots 0,9) \times J_0 = 0,104 \dots 0,117 \text{ кг} \times \text{м}^2$.

Для розрахунків приймаємо $J_M = 0,117 \text{ кг} \times \text{м}^2$.

Маховий момент розраховуємо за формулою:

$$m_M \times D_{\text{сер}}^2 = 4 \times J_M \rightarrow m_M = \frac{4 \times J_M}{D_{\text{сер}}^2} = \frac{4 \times 0,117}{0,225^2} = 9,24 \text{ кг}, \quad (2.103)$$

де: m_M – маса маховика;

$D_{\text{сер}}$ – середній діаметр маховика, м.

$D_{\text{сер}}$ визначаємо за формулою:

$$D_{\text{сер}} = (2 \dots 3) \times S = (2 \dots 3) \times 0,075 = 0,15 \dots 0,225 \text{ м}, \quad (2.104)$$

де: S – хід поршня, м.

Для розрахунків приймаємо $D_{\text{сер}} = 0,225 \text{ м}$.

Колова швидкість на зовнішньому ободі маховика визначається за виразом:

$$v_M = \frac{\pi \times D_M \times n}{60} \rightarrow D_M = \frac{60 \times v_M}{\pi \times n} = \frac{60 \times 45}{3,14 \times 5500} = 0,16 \text{ м} \quad (2.105)$$

Колова швидкість сталевих маховиків становить 45 м/с.

Сили, які діють на шатунні шийки колінчастого вала, і побудова полярної діаграми навантаження на шатунну шийку.

[36] Сила P_K , яка є сумарною сил, що діють вздовж кривошипа розраховується за формулою:

$$P_K = K + K_{R_{\text{ш}}}, \text{ Н}; \quad (2.106)$$

$$P_{K_1} = K_1 + K_{R_{\text{ш}}} = (-12154,1) + (-6305,3) = -18460,1 \text{ Н},$$

$$\text{де: } K_{R_{\text{ш}}} = -m_{\text{шк}} \times R \times \omega^2 = (-0,5075) \times 0,0375 \times 575,6^2 = -6305,3 \text{ Н}$$

- центробіжна сила інерції обертючих мас шатуна.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Оскільки кут між силами S і $K_{Rш}$ змінюється в межах від 0° до 360° за один оберт колінчастого вала, це створює певні незручності при визначенні сили $R_{ш.ш.}$, тому розглянемо методику її обчислення як суми:

$$R_{ш.ш.} = \sqrt{T^2 + P_K^2}, \text{ Н}; \quad (2.107)$$

$$R_{ш.ш.1} = \sqrt{T_1^2 + P_{K1}^2} = \sqrt{0^2 + (-18460,1)^2} = 18460,1 \text{ Н}$$

Результати розрахунку P_K , $K_{Rш}$, $R_{ш.ш.}$ наведені у таблиці В.9 у додатку В.

Масштаб сил на полярній діаграмі для сумарних сил $M_P = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

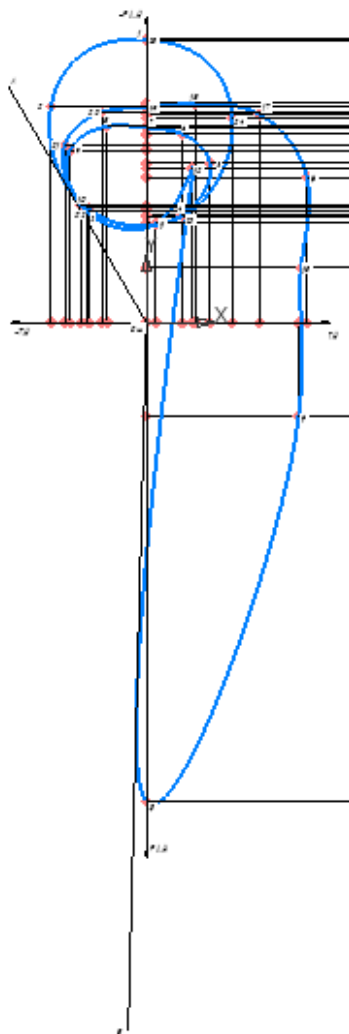


Рис. 2.10. Полярна діаграма навантаження на шатунну шийку

$$R_{ш.ш.сер} = \frac{F}{l} \times M_P = \frac{288219,006}{1710,89} \times 100 = 16846,14, \text{ Н}; \quad (2.108)$$

Де: F – площа під кривою $R_{ш.ш.}$, мм^2 ;

l – довжина діаграми.

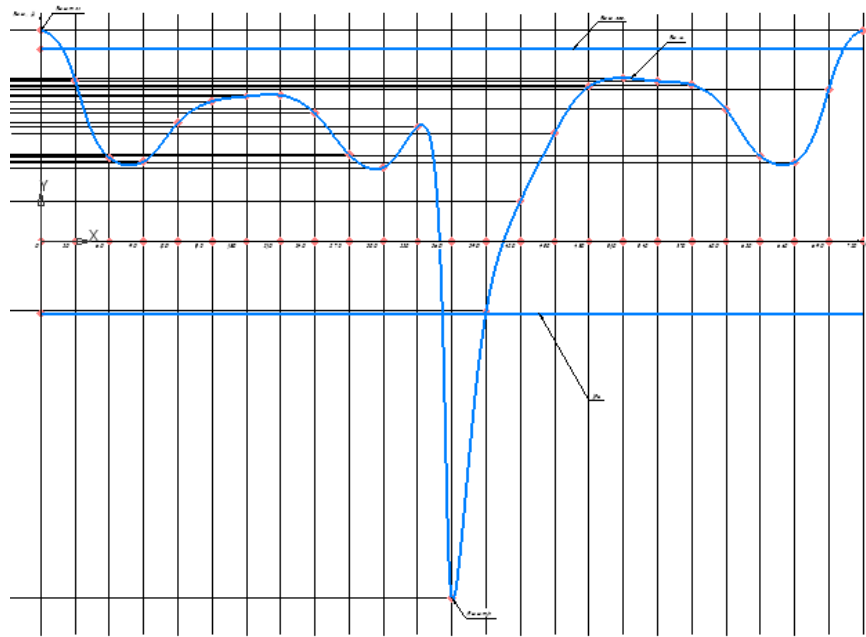


Рис. 2.11. Діаграма результуючих сил $R_{ш.ш.}$.

Діаграма зношування шатунних шийок колінчастого вала

На рис. 2.12 представлено діаграму зношування шатунних шийок колінчастого вала. На ній ми можемо побачити що найбільш навантаженою ділянкою шийки є сектор від променя $O_{ш}11$ до променя $O_{ш}13$. Найменш навантаженою ділянкою шийки є сектор від променя $O_{ш}A''$ до $O_{ш}B''$. У цьому секторі знаходиться вісь отвору для оливи.

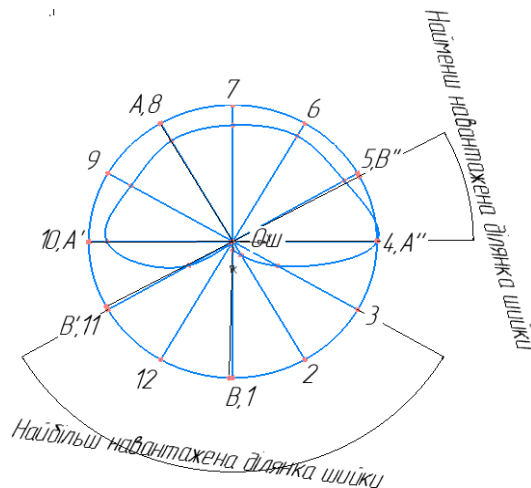


Рис.2.12 Діаграма зносу шатунної шийки

Висновки до розділу 2

Внаслідок зменшення теоретично необхідної кількості повітря для згорання одного кілограму палива та збільшення коефіцієнта надлишку повітря, зменшується сумарний об'єм продуктів згорання. Це в свою чергу призводить до збільшення коефіцієнта молекулярної зміни робочої суміші. Також через збільшення коефіцієнта молекулярної зміни робочої суміші зростає тиск газів в кінці згорання, що призводить до збільшення міри стиску. Збільшення міри стиску призводить до зростання середнього індикаторного тиску, що в свою чергу призводить до збільшення середнього тиску. В результаті ці зміни призводять до збільшення потужності та крутного моменту двигуна. Паливо з вмістом біоетанолу має меншу активну теплотвірну здатність, що впливає на зменшення температури в кінці згорання та тепловий баланс двигуна, проте призводить до зменшення витрати палива.

Провівши динамічний розрахунок двигуна, було виявлено, що через збільшення тиску в кінці згорання збільшуються сили та крутний момент одного циліндра, що діють у двигуні.

					61
					Арк.
					61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Розділ 3. Конструювання і розрахунок механізмів і систем автомобільного двигуна

3. Конструювання і розрахунок деталей і механізмів двигуна

3.1. Визначення вихідних даних до розрахунку

[36] Для бензинових двигунів приймають за основні розрахункові режими:

- режим максимального крутного моменту при обертах $n_M = (0,4 \dots 0,6) \times n_N = (0,4 \dots 0,6) \times 5500 = 2200 \dots 3300, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$, коли тиск газів в кінці згоряння досягає найбільшого значення $P_{z_{\max}}$ а сили інерції порівняно малі;

- режим номінальної потужності N_{e_N} при обертах n_N , коли всі розрахунки проводяться від спільної дії газових та інерційних навантажень;

- режим максимальної частоти обертання холостого ходу $n_{xx_{\max}} = (1,03 \dots 1,10) \times n_N = (1,03 \dots 1,10) \times 5500 = 5665 \dots 6050, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$, коли сили інерції досягають найбільших значень, а тиск газів незначний (при наявності регуляторів дорівнює 0).

3.2. Розрахунок на міцність деталей кривошипно-шатунного механізму

[36] Орієнтовні розміри основних деталей кривошипно-шатунного механізму та циліндро-поршневої групи наведені в табл.3.2.1.

Таблиця 3.1. Значення відносних параметрів деталей КШМ [36]

Найменування параметра	Бензинові двигуни	Дизелі
1	2	3
Товщина стінки циліндрів, $\delta_{\text{ц}}$, мм	4...10	8...15
Висота поршня, H , мм	(0,8...0,13)D	(1,0...1,7)D
Висота жарового поясу, I , мм	(0,06...0,09)D	(0,1...0,2)D
Мінімальна товщина днища поршня, δ	(0,05...0,1)D	(0,12...0,2)D
Мінімальна товщина стінки головки поршня, $S_{\text{п}}$, мм	6...12	8...16
Внутрішній діаметр днища поршня, D_1	$D - 2(S_{\text{п}} + t + \Delta t)$	
Радіальна товщина кільця, t : компресійного кільця для знімання оливи	(0,040...0,045)D (0,038...0,040)D	
Різниця між зазорами кільця у вільному і робочому стані, S_0	(2,5...4,0)t	(3,2...4,0)t
Радіальний зазор кільця в канавці поршня Δt , мм: компресійного кільця для знімання оливи Число отворів у поршні для відведення оливи Діаметр отвору для відведення оливи, $d_{\text{от}}$, мм	0,70...0,95 0,9...1,1 6...12 1...2	
Висота юбки поршня, $h_{\text{ю}}$, мм	(0,6...0,8)D	(0,6...1,1)D
Висота першої перемички, $h_{\text{п}}$, мм	(0,03...0,05)D	(0,04...0,07)D
Відстань від верхньої кромки поршня до осі пальця, h_f , мм	(0,4...0,6)H	(0,47...0,62)H
Товщиці стінки юбки поршня, $\delta_{\text{ю}}$, мм	1,5...4,5	2...5
Зовнішній діаметр поршневого пальця, $d_{\text{п}}$	(0,22...0,30)D	(0,3...0,4)D

Внутрішній діаметр пальця, d_B	$(0,65...0,75)d_n$	$(0,5...0,7) d_n$
Довжина пальця, l_n : плаваючого	$(0,78...0,88)D$	$(0,88...0,90)D$
закріпленого	$(0,88...0,93)D$	$(0,88...0,93)D$
Відстань між торцями бобишок, B	$(0,3...0,5)D$	
Довжина верхньої головки шатуна, $l_{ш}$, мм:		
з плаваючим пальцем	$(0,33...0,45)D$	
із закріпленим пальцем	$(0,28...0,32)D$	
Зовнішній діаметр верхньої головки шатуна, $d_{z.1}$, мм	$(1,25...1,65)d_n$	$(1,3...1,7) d_n$
Внутрішній діаметр верхньої головки шатуна, $d_{z.2}$, мм	$(1,1...1,25) d_n$	
Розміри перерізу шатуна, мм:		
мінімальна висота $h_{ш \min}$	$(0,50...0,55) d_{z.1}$	
висота перерізу розташованого в центрі мас шатуна $h_{ш}$	$(1,2...1,4) h_{ш \min}$	
максимальна ширина двотаврового перерізу $b_{ш}$	$(0,5...0,6)l_{ш}$	$(0,55...0,75)l_{ш}$
мінімальна ширина двотаврового перерізу $a_{ш}$	$2,5...4,0$	$4,0...7,5$
товщина ребра двотавра $t_{ш}$, мм	$2...4$	$2...5$
Діаметр шатунної шийки, $d_{ш.ш}$	$(0,56...0,75)D$	
Ширина кришки, l_k	$(0,456...95) d_{ш.ш}$	
Товщина кришки, h_k	$\approx 0,5l_k$	
Ширина шатунної шийки, $l_{ш.ш}$	l_k	
Товщина вкладиша, h_n	$(0,03...0,05) d_{ш.ш}$	
Ширина вкладиша, l_n	$l_k - (3...4) \text{ мм}$	
Відстань між шатунними болтами, l_b	$(1,3...1,75)d_{ш.ш}$	
Діаметри корінної шийки:		
зовнішній $d_{кш}$	$(0,6...0,8)D$	$(0,7...0,9)D$
внутрішній $d_{вн.к.ш}$	$(0,2...0,3)d_{кш}$	

Розрахунок циліндра

[36] Циліндри блочної конструкції розраховують на розтягування по твірній циліндра за формулою:

$$\sigma_P = \frac{P_{zmax} \times D}{2 \times \delta_{ц}} = \frac{7,2 \times 0,093}{2 \times 0,006} = 55,8 \text{ МПа}, \quad (3.1)$$

де: P_{zmax} - максимальний розрахунковий тиск в циліндрі, МПа;

D - діаметр циліндра, м;

$\delta_{ц}$ - товщина стінки циліндра, м.

Для чавунних гільз значення $[\sigma]_P$ лежить в межах від 40 МПа до 60 МПа. Значення σ_P , розраховане у формулі (3.1), входить у ці межі.

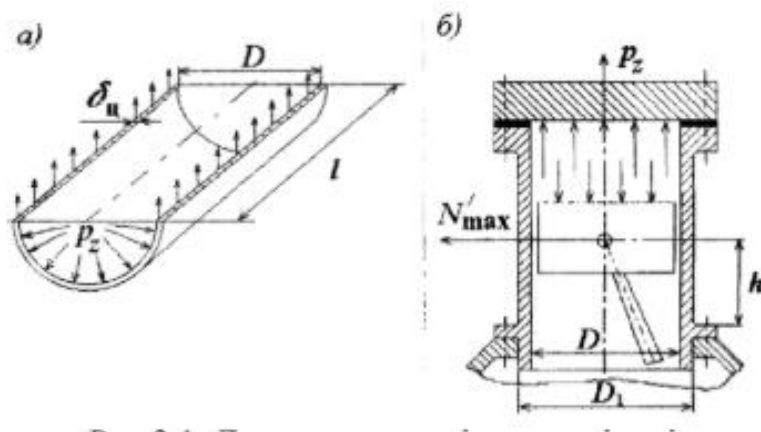


Рис.3.1. До розрахунку гільзи циліндрів

Розрахунок шпильки кріплення головки блока

[36] Сила попереднього затягування шпильок розраховується за формулою:

$$P_3 = (1,25 \dots 1,5) \times P_{z_{max}} \times F_r = (1,25 \dots 1,5) \times 7,2 \times 0,0077 = 0,0693 \dots 0,08316 \text{ МН}, \quad (3.2)$$

де: $P_{z_{max}}$ - максимальний тиск при згоранні, МПа;

F_r - площа, обмежена кінцем прокладки довкола камери згорання, м^2 ;

При верхньому розміщенні клапанів значення F_r для даного двигуна знаходиться в межах від $0,0077 \text{ м}^2$ до $0,0091 \text{ м}^2$.

Для розрахунків приймаємо наступні значення:

$$P_3 = 0,0693 \text{ МН}$$

$$F_r = 0,0077 \text{ м}^2$$

Сумарна розрахункова сила, що діє на шпильки, визначається з виразу:

$$P_p = P_3 + P_{z_{max}} \times F_r = 0,0693 + 7,2 \times 0,0077 = 0,12474 \text{ МН} \quad (3.3)$$

Сумарна сила, яка приходить на одну шпильку, розраховується за формулою:

$$P'_p = \frac{P_p}{z} = \frac{0,12474}{5} = 0,025 \text{ МН}, \quad (3.4)$$

де: z - число шпильок на одному циліндрі:

Значення z для двигунів з верхнім розміщенням клапанів знаходиться в межах від 4 до 6.

Напруження розтягу в шпильці, визначається з формули:

$$\sigma_p = \frac{P'_p}{F_0} = \frac{0,025}{0,000088} = 284,09 \text{ МПа}, \quad (3.5)$$

де: $F_0 = \frac{\pi \times d_b^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,0106^2}{4} = 0,000088$ - площа мінімального перерізу за внутрішнім діаметром різьби, м^2 .

Внутрішній діаметр різьби шпильки розраховується за формулою:

$$d_b = d - 1,4t = 12 - 1,4 \times 1 = 10,6 \text{ мм}, \quad (3.6)$$

де: d - номінальний діаметр шпильки;

t – крок різьби, мм.

Значення σ_p для легованих сталей знаходиться в межах від 250 МПа до 300 МПа. Значення σ_p , розраховане у формулі (3.2.5), входить у ці межі.

Розрахунок поршня

[36] При розрахунку поршня визначають напруження згину в днищі поршня, напруження стискання в кільцевому перерізі $x - x$, послабленому отворами для відведення оливи та максимальний тиск на поверхню тертя юбки.

Напруження згину в днищі поршня розраховуються за формулою:

$$\sigma_z = P_{z_{max}} \times \left(\frac{r_1}{\delta}\right)^2 = 7,2 \times \left(\frac{0,034977}{0,0093}\right)^2 = 7,2 \times 14,14 = 101,808 \text{ МПа}, \quad (3.7)$$

де: $r_1 = 0,5 \times D_1 = 0,5 \times 69,954 = 34,977 \text{ мм} = 0,034977 \text{ м}$ - внутрішній радіус днища поршня;

$D_1 = D - 2 \times (S_{\pi} + t + \Delta t) = 93 - 2 \times (7 + 3,813 + 0,71) = 93 - 23,046 = 69,954 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр днища поршня;

S_{π} – мінімальна товщина стінки поршня, мм;

t – радіальна товщина компресійного кільця, мм;

Δt – радіальний зазор кільця в канавці поршня, мм;

δ – мінімальна товщина днища поршня, м.

Для поршнів з алюмінієвих сплавів з ребрами жорсткості значення σ_3 знаходиться в межах від 50 МПа до 150 МПа.

Напруження стискання в кільцевому перерізі $x - x$, послабленому отворами для відведення оливи визначаються з виразу:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{p_z^{\text{max}}}{f_{x-x}} = \frac{0,0504}{0,0013} = 38,8 \text{ МПа}, \quad (3.8)$$

Де: $p_z^{\text{max}} = p_z^{\text{max}} \times F_{\Pi} = 7,2 \times 0,007 = 0,0504 \text{ МН}$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня;

$f_{x-x} = \frac{\pi \times (d_k^2 - d_i^2)}{4} - n \times F' = \frac{3,14 \times (0,083954^2 - 0,072084^2)}{4} - 12 \times 0,000005935 = 0,0014 - 0,00007122 = 0,0013 \text{ м}^2$ – площа розрахункового перерізу канавки для оливознімального кільця з урахуванням отворів для відведення оливи;

Діаметр поршня по дну канавок розраховується за формулою:

$$d_k = D - 2 \times (t + \Delta t) = 93 - 2 \times (3,813 + 0,71) = 93 - 9,046 = 83,954, \text{ мм} = 0,083954 \text{ м} \quad (3.9)$$

Площа поздовжнього діаметрального перерізу масляного каналу визначається з виразу:

$$F' = \left(\frac{d_k - d_i}{2} \right) \times d_{\text{ол}} = \left(\frac{0,083954 - 0,072084}{2} \right) \times 0,001 = 0,000005935 \text{ м}^2, \quad (3.10)$$

$d_{\text{ол}} = 0,001 \text{ м}$ – діаметр отвору для відведення оливи;

Внутрішній діаметр поршня розраховується за формулою:

$$d_i = D - 2 \times (s + t) + \Delta t = 93 - 2 \times (7 + 3,813) + 0,71 = 72,084 \text{ мм} = 0,072084 \text{ м} \quad (3.11)$$

n – число отворів у поршні для відведення оливи.

Для поршнів з алюмінієвих сплавів $\sigma_{\text{ст}}$ лежить в межах від 30 МПа до 40 МПа.

Максимальний тиск на поверхню тертя юбки поршня визначається за формулою:

$$q = \frac{N_{max}}{h_{ю} \times D} = \frac{0,00317844}{0,0558 \times 0,093} = 0,61, \text{ МПа}; \quad (3.12)$$

Де: $h_{ю}$ - висота юбки поршня, м;

Значення q лежить у межах від 0,33 МПа до 1 МПа. Значення q , розраховане у формулі (3.2.11), входить у ці межі.

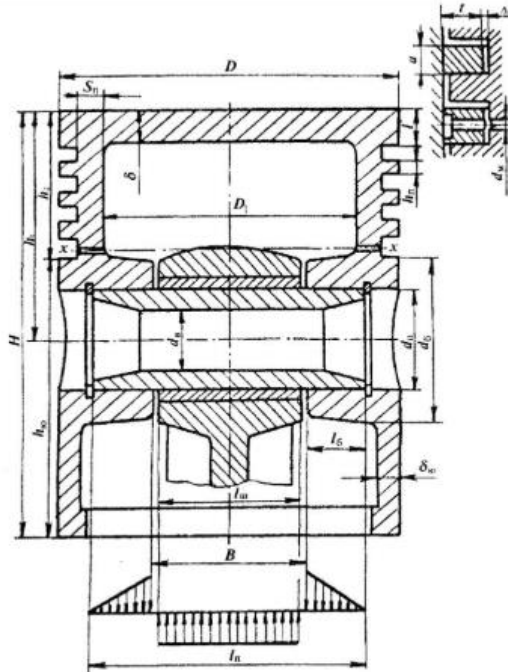


Рис. 3.2. До розрахунку поршня

Розрахунок поршневого пальця

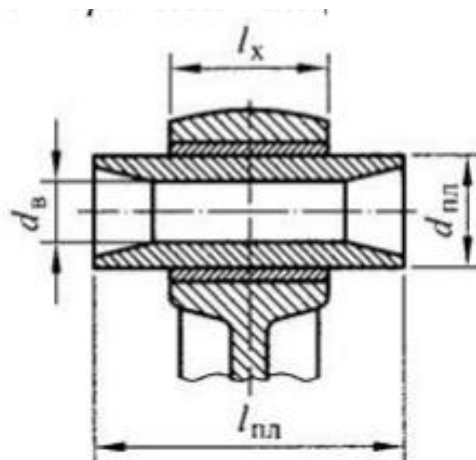


Рис. 3.3. До розрахунку поршневого пальця

[36] Розрахунку поршневого пальця передбачає визначення тиску на втулку верхньої головки шатуна, визначення тиску на бобишки поршня, визначення напруження згину в пальці, визначення дотичних напружень в пальці від зрізу та визначення максимальної овалізації пальця.

Тиск на втулку верхньої головки шатуна розраховується за формулою:

$$q_1 = \frac{P_{max}}{d_{\pi} \times l_{ш}} = \frac{0,05}{0,0279 \times 0,03069} = 58,4 \text{ МПа}, \quad (3.13)$$

де: $P_{max} = (p_z^{max} - k \times p_j^{max}) \times F_{\pi} = (7,2 - 0,6 \times 0,00669438) \times 0,007 = 0,05 \text{ МПа}$

$k = 0,6 \dots 0,7$ - коефіцієнт, який враховує масу поршневого пальця і верхньої головки шатуна;

p_j^{max} - максимальний тиск від сил інерції деталей, що здійснюють зворотно-поступальний рух, МН;

d_{π} - зовнішній діаметр пальця, м;

$l_{ш}$ - довжина верхньої головки шатуна, м;

Тиск на бобишки поршня визначається за формулою:

$$q_2 = \frac{P_{max}}{d_{\pi} \times (l_{\pi} - B)} = \frac{0,05}{0,0279 \times (0,0837 - 0,0372)} = \frac{0,05}{0,001} = 50 \text{ МПа}, \quad (3.14)$$

де: l_{π} - загальна довжина пальця, м;

B - відстань між торцями бобишок, м.

Значення q_1 знаходиться в межах від 20 МПа до 60 МПа. Значення q_1 , розраховане у формулі (3.2.12), входить у ці межі.

Значення q_2 знаходиться в межах від 15 МПа до 50 МПа. Значення q_2 , розраховане у формулі (3.2.13), входить у ці межі.

Напруження згину в пальці розраховується за формулою:

$$\sigma_3 = \frac{P_{max} \times (l_{\pi} + 2 \times B - 1,5 \times l_{ш})}{1,2 \times (1 - \alpha^4) \times d_{\pi}^3} = \frac{0,05 \times (0,0837 + 2 \times 0,0279 - 1,5 \times 0,03069)}{1,2 \times (1 - 0,65^4) \times 0,0279^3} = \frac{0,0047}{0,0000214} = 219,6 \text{ МПа}, \quad (3.15)$$

де: $\alpha = \frac{d_B}{d_{\pi}} = \frac{0,018135}{0,0279} = 0,65$

Значення σ_3 лежить у межах від 100 МПа до 250 МПа. Значення σ_3 , розраховане у формулі (3.2.14), входить у ці межі.

Дотичні напруження в пальці від зрізу визначаються за формулою:

$$\tau = \frac{0,85 \times P_{max} \times (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \times d_{\Pi}^2} = \frac{0,85 \times 0,05 \times (1 + 0,65 + 0,65^2)}{(1 - 0,65^4) \times 0,0279^2} = \frac{0,088}{0,0006} = 146,6 \text{ МПа} \quad (3.16)$$

Значення τ лежить у діапазоні від 80 МПа до 250 МПа. Значення τ , розраховане у формулі (3.2.15), входить у цей діапазон.

Максимальна овалізація пальця визначається з виразу:

$$\Delta d_{\Pi}^{max} = \frac{1,35 \times P_{max}}{E \times l_{\Pi}} \times \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \times [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \times 10^3 = \frac{1,35 \times 0,05}{2 \times 10^5 \times 0,0837} \times$$

$$\left(\frac{1 + 0,65}{1 - 0,65} \right)^3 \times [0,1 - (0,65 - 0,4)^3] \times 10^3 = \frac{0,0675}{16740} \times 4,7^3 \times [0,1 - 0,015625] \times$$

$$10^3 = 0,00000403 \times 103,823 \times 0,084375 \times 10^3 = 0,035 \text{ мм}, \quad (3.17)$$

де: $E = (2 \dots 2,3) \times 10^5$, МПа - модуль пружності матеріалу пальця.

Значення Δd_{Π}^{max} знаходиться у межах від 0,02 мм до 0,05 мм. Значення Δd_{Π}^{max} , розраховане у формулі (3.2.16), входить у ці межі.

Розрахунок компресійного кільця

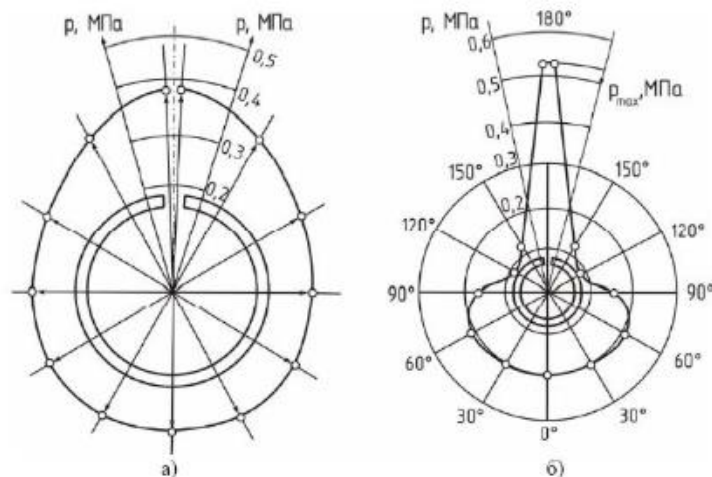


Рис. 3.4. До розрахунку компресійного кільця

[36] Середній тиск кільця на стінку циліндра визначається за формулою:

$$p_c = \frac{0,425 \times E \times \frac{S_0}{t}}{(3 - \mu) \times \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3 \times \frac{D}{t}} = \frac{0,425 \times 2 \times 10^5 \times 3,2}{(3 - 0) \times \left(\frac{0,093}{0,003813} - 1 \right)^3 \times \frac{0,093}{0,003813}} = \frac{272000}{3 \times 23,4^3 \times 24,4} = 0,29 \text{ МПа}, \quad (3.18)$$

Де: $E = 2 \times 10^5$ МПа – для сталі;

S_0 - різниця між зазорами замка кільця у вільному і робочому стані, м;

t - радіальна товщина кільця, м;

μ - коефіцієнт, який враховує форму епюри кільця:

Для розрахунків приймаємо кільце рівномірного тиску з $\mu = 0$;

D - діаметр циліндра, м.

Для бензинових двигунів відношення $\frac{S_0}{t}$ коливається в межах від 2,4 до

4.

Допускається, щоб значення p_c знаходилось у межах від 0,1 МПа до 0,37 МПа. Значення p_c , розраховане у формулі (3.2.16), знаходиться у цих межах.

Напруження згину в кільці у робочому стані розраховується за формулою:

$$\sigma_{з1} = 2,61 \times p_c \times \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 = 2,61 \times 0,29 \times 547,56 = 414,4 \text{ МПа} \quad (3.19)$$

Напруження згину в кільці під час надівання його на поршень визначається за формулою,:

$$\sigma_{з2} = \frac{4 \times E \times \left(1 - 0,114 \times \frac{S_0}{t}\right)}{m \times \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \times \frac{D}{t}} = \frac{4 \times 2 \times 10^5 \times (1 - 0,114 \times 3,2)}{1,57 \times \left(\frac{0,093}{0,003813} - 1,4\right) \times \frac{0,093}{0,003813}} = \frac{508160}{1,57 \times 23 \times 24,4} =$$

$$576,7 \text{ МПа}, \quad (3.20)$$

де: $m = 1,57$, - коефіцієнт, що залежить від способу надівання кільця.

Значення $\sigma_{з1}$ лежить в діапазоні від 220 МПа до 450 МПа. Значення $\sigma_{з1}$, розраховане у формулі (3.2.17), входить у ці межі.

Значення $\sigma_{з2}$ лежить в діапазоні від 300 МПа до 600 МПа. Значення $\sigma_{з2}$, розраховане у формулі (3.2.18), входить у ці межі

Розрахунок шатуна

[36] Напруження на розрив у перерізі I-I верхньої головки шатуна визначається з виразу:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$\sigma_{\text{роз}} = \frac{P_{\Pi \max}}{(d_{\Gamma_3} - d_{\Gamma_B}) \times l_{\text{ш}}} = \frac{0,000063}{(0,0349587 - 0,034875) \times 0,03069} = 24,5 \text{ МПа}, \quad (3.21)$$

де: $P_{\Pi \max} = m_{\Pi} \times R \times \omega^2 \times (1 + \lambda_{\text{ш}}) \times F_{\Pi} \times 10^{-6} = 0,56 \times 0,0375 \times 575,6^2 \times (1 + 0,3) \times 0,007 \times 10^{-6} = 0,000063 \text{ МПа}$ - сила інерції поршневого комплексу, що діє на верхню головку шатуна;

m_{Π} - маса поршневого комплексу, приведена до одиниці площі поршня, кг/м²;

ω - кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с;

d_{Γ_3} - зовнішній діаметр верхньої головки шатуна, м;

d_{Γ_B} - внутрішній діаметр верхньої головки шатуна, м;

$\lambda_{\text{ш}}$ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$l_{\text{ш}}$ - довжина верхньої головки шатуна, м.

Допускається, щоб значення $\sigma_{\text{роз}}$ знаходилося в межах від 15 МПа до 35 МПа. Значення $\sigma_{\text{роз}}$, розраховане у формулі (3.2.19) у цих межах.

Розрахунок стержня шатуна

[36] Запас міцності стержня шатуна визначають в перерізі В - В в середині шатуна від сили на розтягування за формулою:

$$P_P = p_j^{\max} \times F_{\Pi} = 0,00669438 \times 0,007 = 4,7 \times 10^{-5} \text{ МН} \quad (3.22)$$

Запас міцності стержня шатуна визначають в перерізі В - В в середині шатуна від на стискання від сили інерції за формулою:

$$P_{\text{ст}} = p_z^{\max} \times F_{\Pi} = 7,2 \times 0,007 = 0,0504 \text{ МН} \quad (3.23)$$

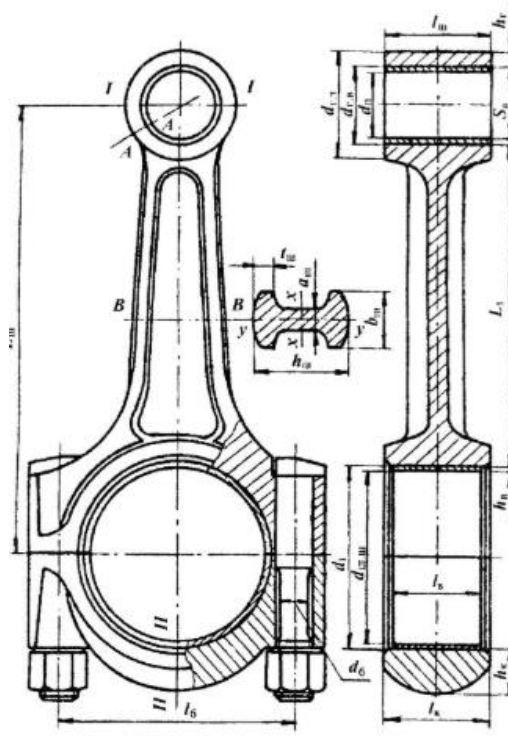


Рис. 3.5. До розрахунку шатуна

Значення тисків p_j^{max} і p_z^{max} беруть з графіків динамічного розрахунку двигуна.

Напруження стискання з урахуванням поздовжнього вигину для стержнів шатуна, які звужуються розраховується за формулою:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{ст}}{f} = \frac{0,0504}{9,58 \times 10^{-5}} = 526,1 \text{ МПа}, \quad (3.24)$$

Де: $f = h_{ш} \times b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \times (h_{ш} - 2 \times t_{ш}) = 0,02 \times 0,01395 - (0,01395 - 0,0025) \times (0,02 - 2 \times 0,002) = 0,000279 - 0,01145 \times 0,016 = 9,58 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ - площа поперечного перерізу стрижня шатуна (в перерізі В-В);

$h_{ш}$ - висота перерізу розташованого в центрі мас шатуна, м;

$b_{ш}$ - максимальна ширина двотаврового перерізу, м;

$a_{ш}$ - мінімальна ширина двотаврового перерізу, м;

$t_{ш}$ - товщина ребра двотавра, м.

$$\sigma_P = \frac{P_P}{f} = \frac{4,7 \times 10^{-5}}{9,58 \times 10^{-5}} = 0,49, \text{ МПа} \quad (3.25)$$

Середнє напруження за цикл визначається за виразом, МПа:

$$\sigma_{\text{сеп}} = \frac{\sigma_{\text{ст}} + \sigma_P}{2} = \frac{526,1 + 0,49}{2} = 263,295 \text{ МПа} \quad (3.26)$$

Амплітуда циклу розраховується за формулою, МПа:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{ст}} - \sigma_P}{2} = \frac{526,1 - 0,49}{2} = 262,805, \text{ МПа} \quad (3.27)$$

Запас міцності стержня шатуна розраховується за виразом:

$$n_{\text{с.ш.}} = \frac{\sigma_{-1Z}}{\frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \times \sigma_{\text{сеп}}} = \frac{380}{\frac{262,805}{0,8} + 0,2 \times 263,295} = \frac{380}{328,7 + 52,619} = 0,996, \quad (3.28)$$

де: σ_{-1Z} - межа втомлення матеріалу з симетричним циклом на розтягування;

$\varepsilon = 0,8$ - коефіцієнт врахування впливу чистоти обробки;

$\alpha = 0,2$ - коефіцієнт матеріалу.

Для стержня шатуна з легованої сталі σ_{-1Z} 340 МПа до 420 МПа.

Розрахункова сила визначається за формулою:

$$P_{j_{\text{max}}} = R \times \omega^2 \times [(1 + \lambda_{\text{ш}}) \times (m_{\text{п}} + m_{\text{шп}}) + (m_{\text{шк}} - m_{\text{кр}})] \times 10^{-6} =$$

$$0,0375 \times 575,6^2 \times [(1 + 0,3) \times (0,56 + 0,1925) + (0,5075 - 0,168)] \times 10^{-6} =$$

$$12424,326 \times (1,3 \times 0,7525 + 0,3395) \times 10^{-6} = 0,016, \text{ МН}; \quad (3.29)$$

Де: $m_{\text{п}}, m_{\text{ш}}, m_{\text{кр}}$ - приведені маси поршневою комплекту, шатуна, кришки нижньої головки шатуна, кг/м²;

R - радіус кривошипу, м;

$$m_{\text{кр}} = (0,2 \dots 0,28) \times m_{\text{ш}} = 0,168, \text{ кг}$$

Напруження згину визначається за формулою:

$$\sigma_z = P_{j_{\text{max}}} \times \left[\frac{0,23 \times l_6}{\left(1 + \frac{J_B}{J_K}\right) \times W_3} + \frac{0,4}{F_r} \right] = 0,016 \times \left[\frac{0,23 \times 0,1}{\left(1 + \frac{8,4 \times 10^{-10}}{2,9 \times 10^{-7}}\right) \times 2,8 \times 10^{-6}} + \frac{0,4}{0,001} \right] =$$

$$0,016 \times \left[\frac{0,023}{1,003 \times 2,8 \times 10^{-6}} + 400 \right] = 137,4 \text{ МПа}, \quad (3.30)$$

Де: l_6 - відстань між шатунними болтами, м;

$$W_3 = \frac{l_K \times (0,5 \times l_6 - r_1)^2}{6} = \frac{0,058 \times (0,5 \times 0,1 - 0,0328941)^2}{6} = 2,8 \times 10^{-6} \text{ м}^3 \quad - \text{ момент}$$

опору розрахункового перерізу (II - II) кришки без ребер жорсткості;

$$J_K = l_K \times (0,5 \times l_6 - r_1)^3 = 0,058 \times (0,5 \times 0,1 - 0,0328941)^3 = 2,9 \times 10^{-7} \text{ м}^4 \quad - \text{ момент інерції перерізу кришки};$$

l_k – ширина кришки в розрахунковому перерізі м;

$$J_B = l_k \times h_B^3 = 0,058 \times 0,0024366^3 = 8,4 \times 10^{-10} \text{ м}^4 \text{ - момент інерції}$$

перерізу вкладиша;

h_B - товщина шатунного вкладиша, м;

$$F_r = l_k \times 0,5 \times (l_6 - d_{\text{ш.ш.}}) = 0,058 \times 0,5 \times (0,1 - 0,060915) = 0,001 \text{ м}^2$$

- сумарна площа кришки і вкладиша в розрахунковому перерізі;

$$r_1 = 0,5 \times (d_{\text{ш.ш.}} + 2 \times h_B) = 0,5 \times (0,060915 + 2 \times 0,0024366) = 0,0328941 \text{ м - внутрішній радіус кривошипної головки.}$$

Значення σ_3 знаходиться в діапазоні від 120 МПа до 300 МПа. Значення, розраховане у формулі (3.2.28), входить у цей діапазон.

Запас міцності шатунних болтів

[36] Сила, яка розтягує шатунні болти розраховується за формулою:

$$P_6 = P_{\text{п.з.}} + \frac{\alpha \times P_{j_{\text{max}}}}{i_6} = 0,032 + \frac{0,2 \times 0,016}{2} = 0,0336 \text{ МН,} \quad (3.31)$$

Де: $P_{\text{п.з.}} = (2 \dots 3) \times P_{j_{\text{max}}} = (2 \dots 3) \times 0,016 = 0,032 \dots 0,048 \text{ МН}$ - сила попередньої затяжки болтів;

$\alpha = 0,2 \dots 0,25$ - коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання;

i_6 - кількість болтів в одному шатуні.

Для розрахунків обираємо:

$$P_{\text{п.з.}} = 0,032 \text{ МН}$$

$$\alpha = 0,2$$

$$i_6 = 2$$

Максимальне і мінімальне напруження в болті розраховуються за формулами:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_6}{f_{\text{min}}} = \frac{0,0336}{0,0002} = 168 \text{ МПа} \quad (3.32)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$\sigma_{min} = \frac{P_{п.з.}}{f_{min}} = \frac{0,032}{0,0002} = 160 \text{ МПа}, \quad (3.33)$$

$$\text{де: } f_{min} = \frac{\pi \times d_6^2}{2} = \frac{3,14 \times 0,012^2}{2} = 0,0002 \text{ м}^2;$$

d_6 - мінімальний діаметр болта в розрахунковому перерізі, м.

Середнє напруження за цикл визначається за формулою:

$$\sigma_{сер} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{168 + 160}{2} = 164 \text{ МПа} \quad (3.34)$$

Амплітуда коливань напружень розраховується за формулою:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{168 - 160}{2} = 4 \text{ МПа} \quad (3.35)$$

Запас міцності визначається за виразом:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1z}}{k_{\sigma} \times \frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \times \sigma_{сер}} = \frac{380}{3 \times \frac{4}{0,8} + 0,2 \times 164} = \frac{380}{15 + 32,8} = 7,9 \quad (3.36)$$

Де: $k_{\sigma} = 3 \dots 4,5$ - коефіцієнт концентрації напружень в різьбі.

Для розрахунку обираємо $k_{\sigma} = 3$.

Значення σ_{-1z} , α , ε - такі, як і для матеріалів стержня шатуна. Запас міцності повинен бути не меншим 2.

Розрахунок колінчастого валу

[36] Середній тиск на шийку визначається за формулою:

$$q_{сер} = \frac{R_{ш.ш.сер.}}{d_{ш.ш.} \times l_k} = \frac{0,01684614}{0,060915 \times 0,058} = 4,77 \text{ МПа}, \quad (3.37)$$

де: $R_{ш.ш.сер.}$ - середнє значення сили, яка діє на шатунну шийку, МН;

$d_{ш.ш.}$ і l_k - діаметр шатунної шийки та ширина кришки, м:

$$q_{сер} \leq [q]_{сер}$$

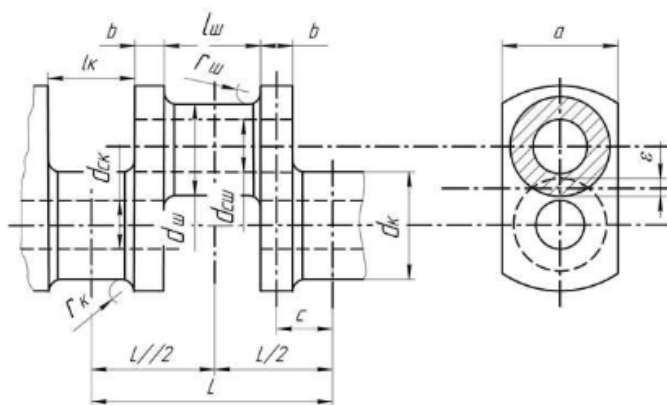


Рис. 3.6. До розрахунку колінчастого валу

Максимальний тиск на шатунну шийку визначається з формули:

$$q_{max} = \frac{R_{ш.ш. max}}{d_{ш.ш.} \times l_k} = \frac{0,0312406}{0,060915 \times 0,058} = 8,84 \text{ МПа}, \quad (3.38)$$

де: $R_{ш.ш. max}$ - максимальне значення сили, що діє на шатунну шийку, МН;

$$q_{max} \leq [q]_{max}$$

Значення $q_{сер}$ лежить у діапазоні від 4 МПа до 12 МПа. Значення $q_{сер}$, розраховане у формулі (3.2.36), входить у цей діапазон.

Значення q_{max} лежить у діапазоні від 7 МПа до 20 МПа. Значення q_{max} , розраховане у формулі (3.2.36), входить у цей діапазон.

Запас міцності корінної шийки на напруження кручення

[36] Напруження від максимальної дотичної сили визначаються за виразом:

$$\tau_{max} = \frac{M_{к.ш. max}}{0,2 \times \left(\frac{d_{к.ш.}^4 - d_{вн.к.ш.}^4}{d_{к.ш.}} \right)} = \frac{2,625 \times 10^{-6}}{0,2 \times \left(\frac{0,0651^4 - 0,01302^4}{0,0651} \right)} = \frac{0,000375}{0,2 \times 0,0003} = 6,25 \text{ МПа}, \quad (3.39)$$

де: $M_{к.ш. max} = T_{max} \times R \times F_{II} = 0,01 \times 0,0375 = 0,000375 \text{ МН} \times \text{м}$

$d_{к.ш.}$ і $d_{вн.к.ш.}$ - відповідно зовнішній та внутрішній діаметри корінної шийки, м.

Напруження від мінімальної дотичної сили розраховуються за формулою:

$$\tau_{min} = \frac{M_{к.ш.min}}{0,2 \times \left(\frac{d_{к.ш.}^4 - d_{вн.к.ш.}^4}{d_{к.ш.}} \right)} = \frac{-1,3 \times 10^{-6}}{0,2 \times \left(\frac{0,0651^4 - 0,01302^4}{0,0651} \right)} = \frac{-0,0002}{0,2 \times 0,0003} = -3,3 \text{ МПа}, \quad (3.40)$$

де:

$$M_{к.ш.min} = T_{min} \times R \times F_{II} = (-0,00620936) \times 0,0375 = -0,0002 \text{ МН} \times \text{м}$$

Середнє напруження циклу розраховується за формулою:

$$\tau_{сер} = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{6,25 + (-3,3)}{2} = 1,475 \text{ МПа} \quad (3.41)$$

Амплітуда коливань напружень, визначається за формулою:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{6,25 - (-3,3)}{2} = 4,775 \text{ МПа} \quad (3.42)$$

Запас міцності корінної шийки визначається за виразом:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \times \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \alpha_{\tau} \times \tau_{сер}} = \frac{300}{4,775 \times \frac{1,9}{0,7} + 0,1 \times 1,475} = \frac{300}{12,96 + 0,1475} = 22,9, \quad (3.43)$$

де: τ_{-1} - межа утомленості матеріалу на кручення з симетричним циклом напруження;

$k_{\tau} = 1,8 \dots 2$ - коефіцієнт, який враховує концентрацію напружень;

$\varepsilon_{\tau} = 0,7 \dots 0,8$ - коефіцієнт, що враховує масштабні та технологічні фактори;

$\alpha_{\tau} = 0,1$ - коефіцієнт, що залежить від характеристики утомленої міцності матеріалу.

Значення τ_{-1} для легованих сталей знаходиться у межах від 280 МПа до 320 МПа.

Для розрахунків обираємо наступні значення:

$$\tau_{-1} = 300 \text{ МПа}$$

$$k_{\tau} = 1,9$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,7$$

Запас міцності n_{τ} повинен бути не менше ніж 3.

Розрахунок маховика за умов забезпечення рівномірності ходу двигуна

[36] Необхідний момент інерції двигуна з маховиком розраховується за формулою:

$$J_d = \frac{L_{\text{над}}}{\delta \times \omega_H^2} = \frac{443,8}{0,02 \times 575,6^2} = \frac{443,8}{6626,3} = 0,067 \text{ Н} \times \text{м} \times \text{с}^2, \quad (3.44)$$

де: δ - нерівномірність ходу двигуна;

$L_{\text{над}}$ - надмірна позитивна робота в результаті дії сумарної дотичної сили $T_{\text{сум}}$;

ω_H - кутова швидкість обертання колінчастого валу за номінального режиму, с^{-1} .

Момент інерції маховика автомобільного двигуна визначається за виразом:

$$J_M = (0,8 \dots 0,9) \times J_d = (0,8 \dots 0,9) \times 0,067 = 0,0536 \dots 0,0603 \text{ Н} \times \text{м} \times \text{с}^2 \quad (3.45)$$

Середній діаметр ободу маховика приймають з конструктивних міркувань і за ним визначають масу маховика m_m . Відомо, що:

$$J_M = \frac{m_m \times D_{\text{сер}}^2}{4} \quad (3.46)$$

Звідки:

$$m_M = \frac{4 \times J_M}{D_{\text{сер}}^2} = \frac{4 \times 0,0603}{0,225^2} = \frac{0,36}{0,050625} = 4,76 \text{ кг}, \quad (3.47)$$

де: $D_{\text{сер}} = (3 \dots 4) \times S = (3 \dots 4) \times 0,075 = 0,225 \dots 0,3 \text{ м}$ - середній діаметр ободу маховика, м;

S - хід поршня, м;

Для розрахунків приймаємо $D_{\text{сер}} = 0,225 \text{ м}$.

Товщину обода h приймають з конструктивних міркувань, а ширина розраховується за формулою:

$$b = \frac{m_M}{\pi \times D_{\text{сер}} \times h \times \rho_M} = \frac{4,76}{3,14 \times 0,225 \times 0,012 \times 7800} = 0,07 \text{ м}, \quad (3.48)$$

де: $h = 0,012 \text{ м}$ - товщина обода;

$\rho_M = 7800 \text{ кг/м}^3$ - густина матеріалу маховика (чавун, сталь).

Колова швидкість на зовнішньому діаметрі ободу маховика визначається за формулою:

$$v_m = \left(\frac{D_{\text{сер}}}{2} \right) \times \omega_n = \left(\frac{0,225}{2} \right) \times 575,6 = 64,755 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (3.49)$$

Значення v_m для сталевих маховиків знаходиться у діапазоні від 60 м/с до 70 м/с. Значення v_m , розраховане у формулі (3.2.47), входить у цей діапазон.

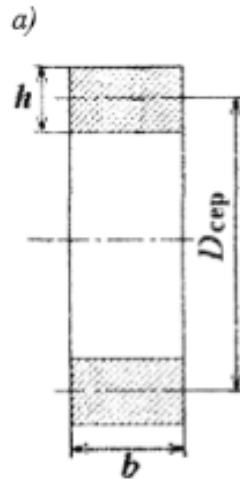


Рис. 3.7. До розрахунку сил інерції маховика

3.3. Розрахунок системи мащення

Визначення кількості моторної оливи, що циркулює в двигуні

[36] Кількість відведеної оливою теплоти розраховуємо за формулою:

$$Q_{\text{ол.}} = (0,015 \dots 0,03) \times Q_0 = (0,015 \dots 0,03) \times 243,3 = 3,6495 \dots 7,299 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}, \quad (3.77)$$

де: $Q_0 = \frac{h_n \times G_{\text{пал.}}}{3600} = \frac{42110 \times 20,8}{3600} = 243,3 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$ - кількість теплоти, що виділяється під час згоряння палива;

$h_n = 42110, \text{кДж/кг}$ - нижча теплота згоряння одного кілограма палива для спирто - бензинової суміші;

$G_{\text{пал.}}$ - годинна витрата палива двигуном, кг/год.

Для розрахунків приймаємо $Q_{\text{ол.}} = 6,7 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$.

Кількість циркулюючої оливи, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_{\text{ол.}} = \frac{Q_{\text{ол.}}}{\rho_{\text{ол.}} \times c_{\text{ол.}} \times \Delta T_{\text{ол.}}} = \frac{6,7}{900 \times 2,094 \times 13} = 0,0003 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (3.78)$$

де: $\rho_{\text{ол.}} = 900, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; - густина моторної оливи;

$c_{\text{ол.}} = 2,094, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \times \text{К}}$ - середня теплоємність моторної оливи;

$\Delta T_{\text{ол.}}$ - різниця температур моторної оливи на вході та на виході з двигуна. Значення $\Delta T_{\text{ол.}}$ Знаходиться в діапазоні від 10°К до 15°К . Для розрахунку обираємо значення $\Delta T_{\text{ол.}} = 13^\circ\text{К}$.

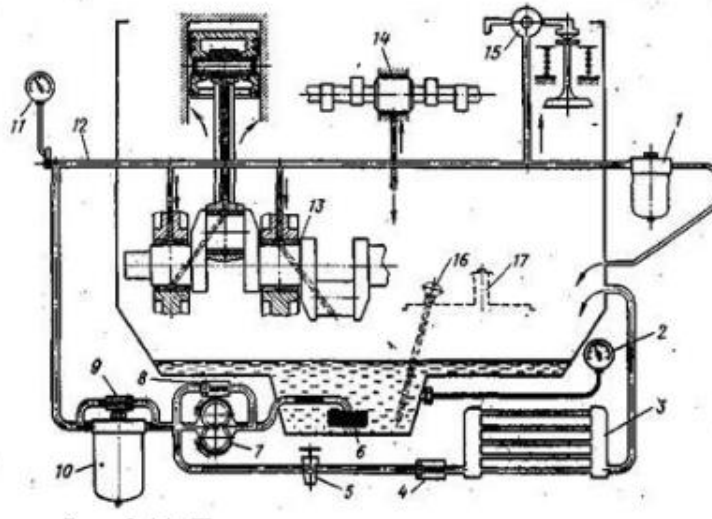


Рис. 3.11. Принципова схема системи мащення

1 – фільтр; 2 – електричний термостат; 3 – масляний радіатор; 4 – запобіжний клапан; 5 – кран для ввімкнення радіатора; 6 – маслозбірник; 7 – масляний насос; 8 – редукційний клапан; 9 – перепускну клапан; 10 – фільтр; 11 – манометр; 12 – головна масляна магістраль; 13 – корінні підшипники колінчастого вала; 14 – підшипники розподільчого вала; 15 – вісь коромисел; 16 – вимірювальний щуп; 17 – горловина патрубку

Розрахунок насосу для підведення оливи

[36] В розрахунку насосу для підкачування оливи циркуляційні витрати оливи збільшуються удвічі. Їх розрахуємо за формулою:

$$V_p^* = 2 \times V_{ол.} = 2 \times 0,0003 = 0,0006 \frac{м^3}{с} \quad (3.79)$$

З урахуванням втрат крізь зазори в насосі визначимо розрахункові витрати:

$$V_p = \frac{V_p^*}{\eta_H} = \frac{0,0006}{0,8} = 0,00075 \frac{м^3}{с} \quad (3.80)$$

Де: η_H - об'ємний коефіцієнт подачі насоса. Значення η_H лежить у межах від 0,75 до 0,85. Для розрахунку обираємо $\eta_H = 0,8$.

Розміри шестерень знаходимо, скориставшись виразом для знаходження розрахункових витрат:

$$V_p = \frac{\pi \times d_\omega}{60} \times h \times b \times n_H \quad (3.81)$$

Де: $d_\omega = z \times m = 9 \times 0,005 = 0,045$ м - діаметр початкового кола шестерні;

h, b - відповідно висота та довжина зуба, м;

z - число зубців;

m - модуль зчеплення, м;

$$n_H = \frac{u_H \times 60}{\pi \times D} = \frac{9 \times 60}{3,14 \times 0,055} = 3126,8 \frac{об}{хв} - \text{частота обертання шестерні насоса};$$

u_H - колова швидкість обертання шестерні на зовнішньому діаметрі;

$D = m \times (z + 2) = 0,005 \times (9 + 2) = 0,005 \times 11 = 0,055$ м - діаметр колової шестерні.

Значення z лежать в діапазоні від 6 до 12, значення m - в діапазоні від 0,003 м до 0,006 м, а значення u_H - в діапазоні від 8 м/с до 10 м/с.

Для розрахунку обираємо наступні параметри:

$$z = 9$$

$$m = 0,005 \text{ м}$$

$$u_H = 9 \text{ м/с}$$

Висоту зуба розраховуємо за формулою:

$$h = 2 \times t = 2 \times 0,005 = 0,01 \text{ м} \quad (3.82)$$

Довжину зуба знаходимо за формулою:

$$b = \frac{30 \times V_p}{\pi \times z \times t^2 \times n_H} = \frac{30 \times 0,00075}{3,14 \times 9 \times 0,005^2 \times 3126,8} = \frac{0,0225}{2,2} = 0,01 \text{ м} \quad (3.83)$$

Потужність, яка витрачається на привід насоса для підкачування оливи, знаходимо за формулою:

$$N_{\text{ол.н.}} = \frac{V_p \times p_{\text{ол.}} \times 10^3}{\eta_{\text{мех.}}} = \frac{0,00075 \times 0,4 \times 10^3}{0,88} = 0,34 \text{ кВт}, \quad (3.84)$$

де: $p_{\text{ол.}}$ - робочий тиск оливи в системі, МПа;

$\eta_{\text{мех.}}$ - механічний ККД насоса.

Значення $p_{\text{ол.}}$ знаходяться в діапазоні від 0,3 МПа до 0,5 МПа, а значення $\eta_{\text{мех.}}$ – в діапазоні від 0,85 до 0,9.

Для розрахунку приймаємо наступні значення параметрів:

$$p_{\text{ол.}} = 0,4 \text{ МПа}$$

$$\eta_{\text{мех.}} = 0,88$$

Зазвичай значення $N_{\text{ол.н.}}$ лежить в межах від 0,14 кВт до 0,45 кВт. Значення $N_{\text{ол.н.}}$, розраховане у формулі (3.4.7), входить у ці межі.

3.4. Розрахунок рідинної системи охолодження

Визначення кількості охолоджуючої рідини, яка циркулює в системі

[36] Кількість відведеної в охолодну рідину теплоти для бензинових двигунів визначається за залежністю:

$$Q_p = (0,2 \dots 0,3) \times Q_0 = (0,2 \dots 0,3) \times 243,3 = 48,66 \dots 72,99 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}, \quad (3.85)$$

Для розрахунків приймаємо $Q_p = 72 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$.

Циркуляційні витрати рідини в системі визначаються за формулою:

$$V_p = \frac{Q_p}{\rho_p \times c_p \times \Delta T_p} = \frac{72}{1000 \times 4,187 \times 5} = 0,0034 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (3.86)$$

де: $\rho_p = 1000, \text{кг/м}^3$ - густина охолодної рідини;

$c_p = 4,187, \text{кДж}/(\text{кг} \times \text{K}^\circ)$ - теплоємність охолодної рідини;

ΔT_p - різниця температур охолодної рідини на виході з двигуна і на вході в нього. Значення ΔT_p знаходиться у межах від 5 K° до 15 K° . Для розрахунку обираємо $\Delta T_p = 5 \text{ K}^\circ$.

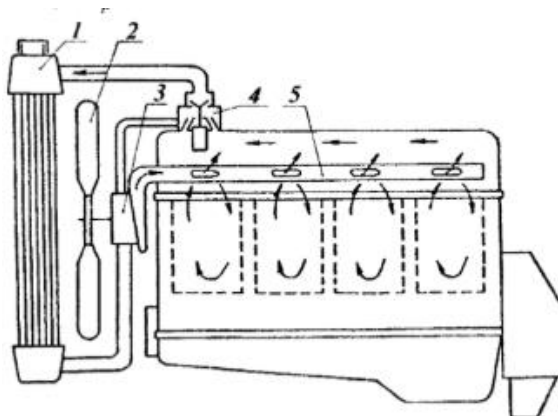


Рис. 3.12. Схема рідинної системи охолодження

1 – редуктор; 2 – вентилятор; 3 – насос; 4 – термостат; 5 – розподільна труба

Розрахунок рідинного насоса

[36] Розрахункова подача рідинного насоса визначається з формули:

$$V_{\text{р.н.}} = \frac{V_p}{\eta_{\text{н}}} = \frac{0,0034}{0,8} = 0,00425 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (3.87)$$

Де: $\eta_{\text{н}}$ – ККД подачі насоса. Значення $\eta_{\text{н}}$ лежить в діапазоні від 0,8 до 0,9. Для розрахунків обираємо $\eta_{\text{н}} = 0,8$.

Потужність, витрачена на привод рідинного насоса, розраховується за формулою:

$$N_{\text{в.н.}} = \frac{V_{\text{р.н.}} \times p_p \times 10^3}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{0,00425 \times 0,15 \times 10^3}{0,8} = 0,8 \text{ кВт}, \quad (3.88)$$

де: p_p - тиск, який створюється насосом, МПа;

$\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД рідинного насоса.

Значення p_p знаходяться у межах від 0,035 МПа до 0,15 МПа, а значення $\eta_{\text{мех}}$ – у межах від 0,8 до 0,9.

Для розрахунків наступні значення параметрів:

$$p_p = 0,15 \text{ МПа}$$

$$\eta_{\text{мех}} = 0,8$$

Для даного двигуна значення $N_{\text{в.н.}}$ знаходиться у діапазоні від 0,4649 кВт до 1,30172 кВт. Значення $N_{\text{в.н.}}$, розраховане у формулі (3.5.4), входить у цей діапазон.

Розрахунок вентилятора

[36] Кількість повітря, що проходить через радіатор визначається з виразу:

$$V_{\Pi} = \frac{Q_p}{\rho_{\Pi} \times c_{\Pi} \times \Delta T_{\Pi}} = \frac{72}{1,2 \times 1 \times 9} = 6,66 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (3.89)$$

де: Q_p - кількість теплоти, відведеної від охолодної рідини, кДж/с;

$$\rho_{\Pi} = \frac{p_0}{R_{\Pi} \times T_{0.\text{вент.}}} = \frac{1,013 \times 10^5}{287 \times 297} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{густина повітря за його середньої температури};$$

$$p_0 = 1,013 \times 10^5 \text{ Па} - \text{тиск оточуючого середовища};$$

$$R_{\Pi} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{K}^\circ) - \text{газова стала для повітря};$$

$$T_{0.\text{вент.}} = 288 + \Delta T_{\Pi} = 288 + 9 = 297 \text{ K}^\circ - \text{середня температура повітря в радіаторі};$$

$$c_{\Pi} = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{K}^\circ) - \text{середня теплоємність повітря};$$

ΔT_{Π} - перепад температур повітря на вході і виході з радіатора. Значення ΔT_{Π} лежить у діапазоні від 6 К° до 12 К°. Для розрахунку обираємо $\Delta T_{\Pi} = 9$ К°.

Діаметр лопатей вентилятора знаходимо за формулою:

$$D_{\text{вент.}} = 1,3 \times \sqrt{\frac{V_{\Pi}}{v_{\Pi}}} = 1,3 \times \sqrt{\frac{6,66}{25}} = 1,3 \times \sqrt{0,2664} = 0,67 \text{ м}, \quad (3.90)$$

де: v_{Π} - швидкість повітря, яку створює вентилятор перед радіатором. Значення v_{Π} знаходиться у діапазоні від 13 м/с до 30 м/с. Для розрахунків обираємо $v_{\Pi} = 25$ м/с.

Зазвичай значення $D_{\text{вент.}}$ лежить у межах від 0,3 м до 0,7 м. Значення $D_{\text{вент.}}$, розраховане у формулі (3.5.6), входить у ці межі.

Частота обертання вентилятора розраховується за формулою:

$$n = \frac{60 \times U}{\pi \times D_{\text{вент.}}} = \frac{60 \times 103}{3,14 \times 0,67} = 2937,5 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad (3.91)$$

де: U - колова швидкість кінця лопаті робочого колеса вентилятора. Значення U лежить у діапазоні від 80 м/с до 125 м/с. Для розрахунків приймаємо $U = 103 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Потужність, що витрачається на привод вентилятора визначається за формулою:

$$N_{\text{вент.}} = \frac{V_{\Pi} \times p_{\text{тр.}}}{\eta_{\text{вент.}} \times 10^3} = \frac{6,66 \times 800}{0,65 \times 10^3} = 8,2 \text{ кВт}, \quad (3.92)$$

де: $p_{\text{тр.}}$ - опір повітряного тракту;

$\eta_{\text{вент.}}$ – ККД для литих вентиляторів.

Значення $p_{\text{тр.}}$ знаходиться в межах від 600 Н/м² до 1000 Н/м², а значення $\eta_{\text{вент.}}$ для литих вентиляторів знаходиться в межах від 0,6 до 0,7.

Для даного двигуна значення $N_{\text{вент.}}$ лежить діапазоні від 6,5086 кВт до 13,0172 кВт. Значення $N_{\text{вент.}}$, розраховане у формулі (3.5.8), входить у цей діапазон.

3.5. Розрахунок повітряної системи охолодження

Визначення кількості охолоджуючого повітря, що подається вентилятором

[36] Кількість відведеної з повітрям теплоти для бензинових двигунів визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{охол.}} = (0,2 \dots 0,28) \times Q_0 = (0,2 \dots 0,28) \times 243,3 = 48,66 \dots 68,124 \frac{\text{кДж}}{\text{с}} \quad (3.93)$$

Визначаємо площу поверхні ребрення циліндра з головкою для бензинових двигунів:

$$F_{\text{охол.}} = (400 \dots 500) \times N_{e_{\text{ном.}}} = (400 \dots 500) \times 92,98 = 37192 \dots 46490 \text{ см}^2 \quad (3.94)$$

Для наступних розрахунків обираємо $F_{\text{охол.}} = 41841 \text{ см}^2$.

Визначаємо площу поверхні ребрення для головки циліндра

$$F_{\text{охол.гол.}} = (0,55 \dots 0,65) \times F_{\text{охол.}} = (0,55 \dots 0,65) \times 41841 = 23012,55 \dots 27196,65 \text{ см}^2 \quad (3.95)$$

Визначаємо площу поверхні ребрення для циліндра

$$F_{\text{охол.цил.}} = (0,35 \dots 0,45) \times F_{\text{охол.}} = (0,35 \dots 0,45) \times 41841 = 14644,35 \dots 18828,45 \text{ см}^2 \quad (3.96)$$

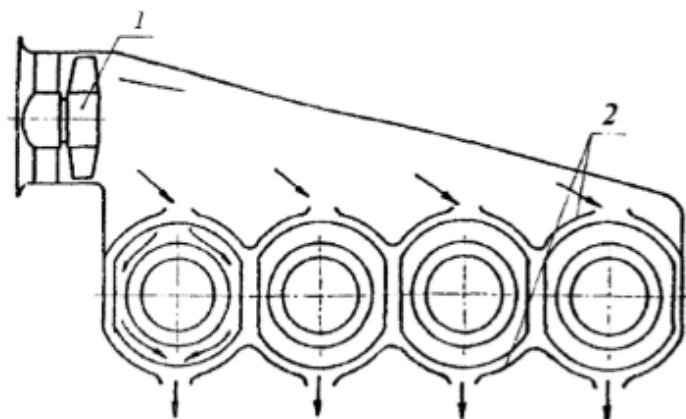


Рис. 3.13. Схема повітряної системи охолодження

1 – осьовий вентилятор; 2 - дефлектори

Ці дані приймаються при середній швидкості повітря в міжреберному просторі $v_{п.с.}$, значення якої знаходяться в межах від 30 м/с до 80 м/с.

Температура поблизу основи алюмінієвих ребер циліндра $T_{о.цил.}$ знаходиться в межах від 403°K до 423°K.

Температура поблизу основи алюмінієвих ребер головки циліндра $T_{о.гол.}$ знаходиться в межах від 423°K до 473°K.

Вибираємо геометричні розміри ребер для циліндра.

Значення кроку ребер t лежить в діапазоні від 5 мм до 70 мм, значення товщини ребра S – в діапазоні від 1,5 мм до 2,5 мм, значення відстані між внутрішніми поверхнями ребер в діапазоні від 3,5 мм до 4,5 мм, значення висоти ребер в діапазоні від 15 мм до 25 мм, значення висоти ребер головки циліндра в діапазоні від 30 мм до 40 мм.

Для головки циліндра значення t, S і l приблизно такі ж, як і для циліндра.

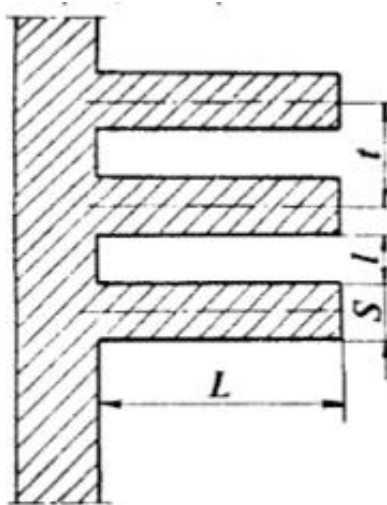


Рис. 3.14. Геометричні розміри ребер охолодження

Кількість охолодного повітря, що подається вентилятором знаходимо за виразом:

$$V_{п} = \frac{Q_{охол.}}{\rho_{п} \times c_{п} \times (T_{п.вих.} - T_{п.вх.})} = \frac{68}{1,15 \times 1 \times (348 - 293)} = \frac{68}{63,25} = 1,075 \frac{м}{с}, \quad (3.97)$$

де: $Q_{охол.}$ - кількість теплоти, яка відводиться повітрям, кДж/с;

$\rho_{п} = 1,15, \text{ кг/м}^3$ - густина повітря;

$c_{п} = 1, \text{ кДж/(кг} \times \text{K}^{\circ})$ - питома теплоємність повітря;

$T_{п.вих.}$ - температура повітря на виході із системи охолодження;

$T_{п.вх.}$ - температура повітря, що подається вентилятором в систему охолодження.

Значення $T_{п.вих.}$ лежать у межах від 348°K до 360°K, а значення $T_{п.вх.}$ — у межах від 288°K до 293°K. Для розрахунку обираємо наступні параметри:

$$T_{п.вих.} = 348^{\circ}\text{K}$$

$$T_{п.вх.} = 293^{\circ}\text{K}$$

Розрахунок вентилятора

[36] Діаметр лопатей знаходимо за формулою:

$$D_{\text{вент.}} = 1,3 \times \sqrt{\frac{V_{\text{п}}}{v_{\text{п}}}} = 1,3 \times \sqrt{\frac{1,075}{22}} = 1,3 \times \sqrt{0,049} = 1,3 \times 0,22 = 0,286, \text{ м}, \quad (3.98)$$

де: $V_{\text{п}}$ - кількість повітря, яке необхідно подати на охолодження, м³/с;

$v_{\text{п}}$ - швидкість повітря у вентиляторі. Значення $v_{\text{п}}$ знаходиться у діапазоні від 15 м/с до 30 м/с. Для розрахунків обираємо $v_{\text{п}} = 22$ м/с.

Зазвичай значення $D_{\text{вент.}}$ лежить у межах від 0,2 м до 0,35 м. Значення $D_{\text{вент.}}$, розраховане у формулі (3.6.6), входить у ці межі.

Частота обертання вала вентилятора розраховується за формулою:

$$n = \frac{60 \times U}{\pi \times D_{\text{вент.}}} = \frac{60 \times 103}{3,14 \times 0,286} = 6881,65 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad (3.99)$$

де: U - колова швидкість кінця лопаті робочого колеса вентилятора. Значення U лежить у діапазоні від 80 м/с до 125 м/с. Для розрахунків приймаємо $U = 103 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Потужність, що витрачається на привод вентилятора визначається за формулою:

$$N_{\text{вент.}} = \frac{V_{\text{п}} \times p_{\text{тр.}}}{\eta_{\text{вент.}} \times 10^3} = \frac{1,075 \times 1200}{0,6 \times 10^3} = 2,15 \text{ кВт}, \quad (3.100)$$

де: $p_{\text{тр.}}$ - опір повітряного тракту;

$\eta_{\text{вент.}}$ – ККД для литих вентиляторів.

Значення $p_{\text{тр.}}$ знаходиться в межах від 700 Н/м² до 1200 Н/м², а значення $\eta_{\text{вент.}}$ для литих вентиляторів знаходиться в межах від 0,6 до 0,7.

Для даного двигуна значення $N_{\text{вент.}}$ лежить діапазоні від 7,4384 ... 13,947, кВт. Значення $N_{\text{вент.}}$, розраховане у формулі (3.6.8), не входить у цей діапазон.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Висновки до розділу 3

Внаслідок збільшення сил, що діють у двигуні було збільшено довжину верхньої головки шатуна. Також, було зменшено ширину кришки шатуна. Розмір шатунної шийки зменшився. Через зменшення надмірної позитивної роботи в результаті дії дотичної сили $T_{\text{сум}}$ зменшився момент інерції маховика, що призвело до зменшення його маси. В системі мащення зменшилася кількість відведеної оливою теплоти. В системі охолодження також це відбулося. Крім цього також зменшився розмір вентилятора та розмір шківа вентилятора. Через зменшення розміру шківа вентилятора збільшилася частота його обертання. Потужність, що витрачається на привод вентилятора зменшилася.

					91
					Арк.
					91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Висновки до роботи

1) Спирто – бензинові палива вже активно використовуються в світі. І через екологічні проблеми, а також такі проблеми як закінчення запасів нафти та їх дороговартісне видобування будуть ставати популярнішими. Також серед переваг спирто – бензинових палив слід відзначити зростання потужності та крутного моменту двигуна при використанні палива з вмістом біоетанолу до 20%.

2) Згідно з результатами теплового та динамічного розрахунку двигуна, використання палива з вмістом біоетанолу призводить до збільшення потужності та крутного моменту, а також до зменшення витрати палива. Це досягається за допомогою збільшення ефективного тиску та ефективного к.к.д. Водночас збільшення тиску в кінці згорання спричиняє збільшення показників сил, що діють у двигуні.

3) За результатами розрахунків можна запропонувати наступну модернізацію деталей двигуна: збільшення довжини верхньої головки шатуна, зменшення ширини кришки шатуна, зменшення діаметру шатунної шийки, зменшення шківів вентилятора системи охолодження, зменшення вентилятора, .

					92
					Арк.
					92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Список використаних джерел

1. Сосіда С.В. Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням при використанні спиртовмісної добавки до бензину. – Київ 2023. – 240 с.

2. Efemwenkiele, U.K., Oyedepo, S.O., Idiku, U.D., Uguru-Okorie, D.C. et al., “Comparative Analysis of a Four Stroke Spark Ignition Engine Performance 204 using Local Ethanol and Gasoline Blends,” Procedia Manufacturing 35 (2019): 1079- 1086.

DOI:10.1016/j.promfg.2019.06.060.

3. Iodice, P. and Senatore, A., “Cold Start Emissions of a Motorcycle using Ethanol-Gasoline Blended Fuels,” Energy Procedia 45 (2014): 809-818, DOI:10.1016/j.egypro.2014.01.086.

4. Sakai, S. and Rothamer, D., “Effect of Ethanol Blending on Particulate Formation from Premixed Combustion in Spark- Ignition Engines,” Fuel 196 (May 2017): 154-168

DOI:10.1016/j.fuel.2017.01.070.

5. Sakai, S. and Rothamer, D., “Impact of Ethanol Blending on Particulate Emissions from a Spark-Ignition Direct-Injection Engine,” Fuel 236 (January 2019): 1548-1558.

DOI:10.1016/j.fuel.2018.09.037.

6. Marques, D.O., Trevizan, L.S.F., Oliveira, I.M.F., Seye, O. et al., “Combustion Assessment of an Ethanol/gasoline Flex- Fuel Engine,” Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 39, no. 4 (July 29, 2016): 1079-1086.

DOI:10.1007/s40430-016-0609-4.

7. Dardiotis, C., Fontaras, G., Marotta, A., Martini, G. et al., “Emissions of Modern Light Duty Ethanol Flex-Fuel Vehicles over Different Operating and Environmental Conditions,” Fuel 140 (January 2015): 531-540.

DOI:10.1016/j. fuel.2014.09.085.

8. Cheng A.S.I., Ratcliff M.A., McCormick R.L. Modeling EthanolBlend Fuel Sprays under Direct-Injection Spark-Ignition Engine Conditions (2023) Energy and Fuels, 37 (4), pp. 3031 - 3047.

DOI:10.1021/acs.energyfuels.2c03108

URL:[https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-](https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85147526709&doi=10.1021%2facf.energyfuels.2c03108&partnerID=40&md5=9266bc3759241d1adc3ec86aa409ae2d)

85147526709&doi=10.1021%2facf.energyfuels.2c03108&partnerID=40&md5=9266bc3759241d1adc3ec86aa409ae2d.

9. Dardiotis, C., Fontaras, G., Marotta, A., Martini, G. et al., “Emissions of Modern Light Duty Ethanol Flex-Fuel Vehicles over Different Operating and Environmental Conditions,” Fuel 140 (January 2015): 531-540.

DOI:10.1016/j. fuel.2014.09.085.

10. Deng, X., Chen, Z., Wang, X., Zhen, H. et al., “Exhaust Noise, Performance and Emission Characteristics of Spark Ignition Engine Fuelled with Pure Gasoline and Hydrous Ethanol Gasoline Blends,” Case Studies in Thermal Engineering 12 (September 2018): 55-63.

DOI:10.1016/j. csite.2018.02.004.

11. Suarez-Bertoa, R., Zardini, A.A., Keuken, H., and Astorga, C., “Impact of Ethanol Containing Gasoline Blends on Emissions from a Flex-Fuel Vehicle Tested over the Worldwide Harmonized Light Duty Test Cycle (WLTC),” Fuel 143 (March 2015): 173-182.

DOI:10.1016/j. fuel.2014.10.076.

12. Ambrós, W.M., Lanzasova, T.D.M., Fagundez, J.L.S., Sari, R.L. et al., “Experimental Analysis and Modeling of Internal Combustion Engine Operating with Wet Ethanol,” Fuel 158 (October 2015): 270-278. DOI:10.1016/j.fuel.2015.05.009.

13. Mejeris G., Rimkus A., Matijošius J. Investigation of the influence of hydrogen on the energy performance of a spark ignition engine using gasoline and bioethanol fuel mixtures (2021) Transport Problems, 16 (3), pp. 41 - 51.

DOI: 10.21307/TP-2021-040

					94
					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	94

URL:<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85117522423&doi=10.21307%2fTP-2021-040&partnerID=40&md5=addb04b6a5d7282891b5695b71f836fa>

14. Редзюк А.М., Устименко В.С., Клименко О.А., Гутаревич Ю.Ф. Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічність транспортних засобів // Автомобільний журнал України. , Вісник Північного наукового центру Транспортної академії України 6 (2003): 34-35.

15. Гутаревич Ю Ф., Корпач А.О., Говорун А.Г. Захарченко О. М. Вплив кута випередження запалювання на роботу двигуна при використанні сумішей палив з різним вмістом етанолу // Автомобільний журнал України. 1 (2006): 19-21.

16. Щербатюк В. Б. Покращення екологічних характеристик двигунів шляхом підігріву повітряного наддуву при використанні бензину з добавкою етанолу // Кандидатська дисертація, Національний транспортний університет, 2013 р.

17. Попов Д. В. Результати експериментальних досліджень двигуна С30NE з каталітичним нейтралізатором на сумішах палив / Д. В. Попов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. Науковий журнал. 4 (2007): 147- 148.

18. Кульбако В.П., Добровольський О.С., Сирота О.В., Цюман М.П. Техніко-економічне обґрунтування використання паливних сумішей у двигунах з різними паливними системами // Проблеми транспорту. Збірник наукових праць 7 (2010): 128-. 133.

19. Цюман М.П., Шевчук І.О., Артеменко Р.В., Бориско С.Г. Дослідження паливної економічності та екологічності двигунів з іскровим запалюванням при використанні палива, що містить етанол // Вісник НТУ. Сер.Технічні науки, Наук. і технічний збірник 37 (2017): 424-433.

20. Цюман М. П., Шевчук І. О. Оцінка показників екологічної безпеки двигуна з іскровим запалюванням при використанні палива, що містить

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

етанол // Проблеми хімії. Теорія і практика раціонального використання традиційних та альтернативних паливно-мастильних матеріалів (монографія), (Київ: Центр учбової літератури, 2017), 364-367.

21. Климчук О.В. Біоетанольна індустрія: світовий досвід та перспективи виробництва для України. – Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: економічні науки №2 (77) 2013. – 10 с.

22. Дорош М.А. Експлуатаційні властивості сумішевих палив на базі біоетанолу. – Київ 2020. – 109 с.

26. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни. Підручник. - 3-тє видання. Київ: Арістей, 2006. —476 с.

27. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – 2-ге видання. Київ: Арістей, 2004. – 438 с.

28. Автомобільні двигуни/ За ред. І.І.Тимченка. - Харків, Основа, 1995. - 295с. 29. Желєзна А.О. Дипломні (курсові) проекти. Вимоги до оформлення документації: Навчальний посібник.-Житомир: ЖІТІ, 2000.-244с.

30. Стаценко В.Є., Чайковський С.С. Курсове проектування механізмів деталей автомобілів: Навчальний посібник для вузів за спеціальністю “Автомобілі і автомобільне господарство”.- Житомир: ЖІТІ, 2002.-247с.

31. Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згоряння: Навч. посібник / К.Є.Долганов, А.А.Лісовал – К.: НТУ, 2003. – 138 с.

32. Випробування двигунів внутрішнього згоряння: Навч. посібник / Ю.Ф.Гутаревич, А.О.Корпач – К.: НТУ, 2002. – 191 с.

33. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 493с.

34. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. /

					96
					Арк.
					96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф.Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 367с.

35. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник – Харків: Точка, 2014. – 148 с.

36. Опанасюк Є.Г., Бегерський Д.Б., Можаровський М.М. Методичні рекомендації для виконання курсової роботи з навчальної дисципліни «Автомобільні двигуни». – Житомир, 2021 – 135 с.

37. Анісімов В.Ф., Поляков А.П., Севостьянов С.М. Навчальний посібник до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобілі та автомобільне господарство». – Вінниця, 2009 – 91 с.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Додаток А

Таблиця А.1.

Результати розрахунків N_{ei} , M_{ei} , g_{ei} та G_{Ti}

Неном	пi	пном	Nei	Mei	геном	gei	Gti
92,98	1100	5500	21,5714	187,36	223,5	230,652	4,97548
92,98	1650	5500	33,7517	195,436	223,5	217,242	7,3323
92,98	2200	5500	46,1181	200,281	223,5	207,408	9,56526
92,98	2750	5500	58,1125	201,896	223,5	201,15	11,6893
92,98	3300	5500	69,1771	200,281	223,5	198,468	13,7294
92,98	3850	5500	78,7541	195,436	223,5	199,362	15,7006
92,98	4400	5500	86,2854	187,36	223,5	203,832	17,5877
92,98	4950	5500	91,2134	176,054	223,5	211,878	19,3261
92,98	5500	5500	92,98	161,517	223,5	223,5	20,781
92,98	6050	5500	91,0274	143,75	223,5	238,698	21,7281
92,98	6600	5500	84,7978	122,753	223,5	257,472	21,833

Додаток Б

Таблиця Б.1.

Порівняльна характеристика спирто-бензинового та бензинового двигунів

№ з/п	Показник	Бензиновий двигун	Спирто-бензиновий двигун
1	2	3	4
1	Діаметр циліндра, D, мм	93	93
2	Хід поршня, S, мм	75	75
3	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D	0,8	0,8
4	Число циліндрів, i	4	4
5	Літраж двигуна, Vh, л	2,04	2,04
6	Міра стиску, ε	9,3	9,3
7	Максимальна потужність, Неном, кВт	84,2	92,98
8	Частота обертання колінчастого валу, n_N , об/хв	5500	5500
9	Максимальний крутний момент, Метах, Н*м	182,7	201,896
10	Середній ефективний тиск, P_e	0,9004	0,9944
11	Частота обертання колінчастого валу n_N , при Метах, об/хв	2750	2750
12	Літрова потужність, Нл, кВт/л	42,1	45,6
13	Мінімальна питома витрата палива, $g_{e_{min}}$, г/(кВт*год)	256,01	198,468
14	Мінімальна годинна витрата палива, Гт, кг/год	5,8	4,97548

Додаток В

Таблиця В.1.

Результати розрахунку Δp_r , МПа

p_0	p_r	Δp_r
0,1	0,0999	-0,0001
0,1	0,049	-0,051
0,1	0,033	-0,067
0,1	0,027	-0,073
0,1	0,033	-0,067
0,1	0,051	-0,049
0,1	0,08	-0,02
0,1	0,13	0,03
0,1	0,2	0,1
0,1	0,31	0,21
0,1	0,48	0,38
0,1	0,78	0,68
0,1	7,2	7,1
0,1	3,7	3,6
0,1	2,01	1,91
0,1	1,19	1,09
0,1	0,66	0,56
0,1	0,36	0,26
0,1	0,27	0,17
0,1	0,27	0,17
0,1	0,265	0,165
0,1	0,25	0,15
0,1	0,23	0,13
0,1	0,19	0,09
0,1	0,1	0

Таблиця В.2.

Результати розрахунку P_r , Н

Δp_r	F_n	P_r
-0,0001	0,007	-0,7
-0,051	0,007	-357
-0,067	0,007	-469
-0,073	0,007	-511
-0,067	0,007	-469
-0,049	0,007	-343
-0,02	0,007	-140
0,03	0,007	210
0,1	0,007	700
0,21	0,007	1470
0,38	0,007	2660
0,68	0,007	4760
7,1	0,007	49700
3,6	0,007	25200
1,91	0,007	13370
1,09	0,007	7630
0,56	0,007	3920
0,26	0,007	1820
0,17	0,007	1190
0,17	0,007	1190
0,165	0,007	1155
0,15	0,007	1050
0,13	0,007	910
0,09	0,007	630
0	0,007	0

99

Арк.

99

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця В.3.

Результати розрахунку P_j , Н

mj	R	ω	$\cos \phi + \lambda \cdot \cos 2 \cdot \phi$	P_j
0,7525	0,0375	575,6	1,3	-12154,1
0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13
0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26
0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79
0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05
0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38
0,7525	0,0375	575,6	-0,7	6544,51
0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38
0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05
0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79
0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26
0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13
0,7525	0,0375	575,6	1,3	-12154,1
0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13
0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26
0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79
0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05
0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38
0,7525	0,0375	575,6	-0,7	6544,51
0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38
0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05
0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79
0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26
0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13
0,7525	0,0375	575,6	1,3	-12154,1

Таблиця В.4.

Результати розрахунку P , Н

Pr	mj	R	ω	$\cos \phi + \lambda \cdot \cos 2 \cdot \phi$	P_j	P
-0,7	0,7525	0,0375	575,6	1,3	-12154,1	-12154,8
-357	0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13	-9856,13
-469	0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26	-3741,26
-511	0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79	2293,79
-469	0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05	5608,05
-343	0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38	6351,38
-140	0,7525	0,0375	575,6	-0,7	6544,51	6404,51
210	0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38	6904,38
700	0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05	6777,05
1470	0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79	4274,79
2660	0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26	-612,257
4760	0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13	-4739,13
49700	0,7525	0,0375	575,6	1,3	-12154,1	37545,9
25200	0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13	15700,9
13370	0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26	10097,7
7630	0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79	10434,8
3920	0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05	9997,05
1820	0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38	8514,38
1190	0,7525	0,0375	575,6	-0,7	6544,51	7734,51
1190	0,7525	0,0375	575,6	-0,71603	6694,38	7884,38
1155	0,7525	0,0375	575,6	-0,65	6077,05	7232,05
1050	0,7525	0,0375	575,6	-0,3	2804,79	3854,79
910	0,7525	0,0375	575,6	0,35	-3272,26	-2362,26
630	0,7525	0,0375	575,6	1,016025	-9499,13	-8869,13
0	0,7525	0,0375	575,6	1,3	-12154,1	-12154,1

100

						Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця В.5.

Результати розрахунку N , Н

$\tan \beta$	N
0	0
0,1506	-1484,33
0,2628	-983,202
0,3046	698,689
0,2628	1473,8
0,1506	956,518
0	0
-0,1506	-1039,8
-0,2628	-1781,01
-0,3046	-1302,1
-0,2628	160,901
-0,1506	713,713
0	0
0,1506	2364,55
0,2628	2653,69
0,3046	3178,44
0,2628	2627,22
0,1506	1282,27
0	0
0,1506	1187,39
-0,2628	-1900,58
-0,3046	-1174,17
-0,2628	620,801
-0,1506	1335,69
0	0

Таблиця В.6.

Результати розрахунку S , Н

$1/\cos \beta$	S
1	-12154,8
1,011	-9964,55
1,034	-3868,46
1,045	2397,01
1,034	5798,72
1,011	6421,25
1	6404,51
1,011	6980,33
1,034	7007,47
1,045	4467,16
1,034	-633,074
1,011	-4791,26
1	37545,9
1,011	15873,6
1,034	10441,1
1,045	10904,4
1,034	10336,9
1,011	8608,04
1	7734,51
1,011	7971,11
1,034	7477,94
1,045	4028,26
1,034	-2442,57
1,011	-8966,69
1	-12154,1

101

						Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця В.7.

Результати розрахунку K і T , Н

$\cos(\phi+\beta)/\cos\beta$	K	$\sin(\phi+\beta)/\sin\beta$	T
1	-12154,8	0	0
0,791	-7796,2	0,63	-6209,36
0,272	-1017,62	0,997	-3730,03
-0,305	-699,606	1	2293,792
-0,728	-4082,66	0,735	4121,916
-0,941	-5976,65	0,37	2350,012
-1	-6404,51	0	0
-0,941	-6497,02	-0,37	-2554,62
-0,728	-4933,69	-0,735	-4981,13
-0,305	-1303,81	-1	-4274,79
0,272	-166,534	-0,997	610,4201
0,791	-3748,65	-0,63	2985,651
1	37545,9	0	0
0,791	12419,39	0,63	9891,549
0,272	2746,586	0,997	10067,45
-0,305	-3182,61	1	10434,79
-0,728	-7277,85	0,735	7347,831
-0,941	-8012,03	0,37	3150,322
-1	-7734,51	0	0
-0,941	-7419,2	-0,37	-2917,22
-0,728	-5264,93	-0,735	-5315,56
-0,305	-1175,71	-1	-3854,79
0,272	-642,534	-0,997	2355,17
0,791	-7015,48	-0,63	5587,551
1	-12154,1	0	0

Таблиця В.8.

Результати розрахунку $M_{кр.ц.}$, Н × м

Мкр.ц.
0
-232,851
-139,876
86,0172
154,572
88,1254
0
-95,7983
-186,792
-160,305
22,8908
111,962
0
370,933
377,529
391,305
275,544
118,137
0
-109,396
-199,333
-144,555
88,3189
209,533
0

Таблиця В.9.

Результати розрахунку P_K , $K_{Rш}$, $R_{ш.ш.}$ Н

KRш	PK	Rш.ш.
-6305,3	-18460,1	18460,1
-6305,3	-14101,5	15408,1
-6305,3	-7322,92	8218,17
-6305,3	-7004,91	7370,9
-6305,3	-10388	11175,9
-6305,3	-12282	12504,8
-6305,3	-12709,8	12709,8
-6305,3	-12802,3	13054,7
-6305,3	-11239	12293,4
-6305,3	-7609,11	8727,68
-6305,3	-6471,83	6500,56
-6305,3	-10054	10487,9
-6305,3	31240,6	31240,6
-6305,3	6114,09	11628,6
-6305,3	-3558,71	10677,9
-6305,3	-9487,91	14103,4
-6305,3	-13583,2	15443,2
-6305,3	-14317,3	14659,8
-6305,3	-14039,8	14039,8
-6305,3	-13724,5	14031,1
-6305,3	-11570,2	12732,8
-6305,3	-7481,01	8415,76
-6305,3	-6947,83	7336,16
-6305,3	-13320,8	14445,2
-6305,3	-18459,4	18459,4

Таблиця В.10.

Порівняльна характеристика максимальних сил та крутного моменту одного
циліндра, що діють у двигуні

1	2	3
Показник	Бензиновий двигун	Спирто - бензиновий двигун
P_{rmax} , Н	45920	49700
P_{jmax} , Н	6694,4	6694,38
P_{max} , Н	33765,9	37545,9
N_{max} , Н	2965,2	3178,44
S_{max} , Н	33765,9	37545,9
K_{max} , Н	33765,9	37545,9
T_{max} , Н	9734,8	10434,8
Мкр.ц., Н*м	365,055	391,305
P_{kmax} , Н	27460,6	31240,6
$R_{ш.ш.}$, Н	27460,6	31240,6

Додаток Д

Таблиця Д.1.

Значення $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при вказаних λ

φ	Значення $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при вказаних λ							
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
0	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	1,3	1,31
15	1,173772	1,182432	1,191092	1,199753	1,208413	1,217073	1,225733	1,234394
30	0,986025	0,991025	0,996025	1,001025	1,006025	1,011025	1,016025	1,021025
45	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107
60	0,38	0,375	0,37	0,365	0,36	0,355	0,35	0,345
75	0,050973	0,042313	0,033652	0,024992	0,016332	0,007672	-0,00099	-0,00965
90	-0,24	-0,25	-0,26	-0,27	-0,28	-0,29	-0,3	-0,31
105	-0,46667	-0,47533	-0,48399	-0,49265	-0,50131	-0,50997	-0,51863	-0,52729
120	-0,62	-0,625	-0,63	-0,635	-0,64	-0,645	-0,65	-0,655
135	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711
150	-0,74603	-0,74103	-0,73603	-0,73103	-0,72603	-0,72103	-0,71603	-0,71103
165	-0,75808	-0,74942	-0,74076	-0,7321	-0,72344	-0,71478	-0,70612	-0,69746
180	-0,76	-0,75	-0,74	-0,73	-0,72	-0,71	-0,7	-0,69
195	-0,75808	-0,74942	-0,74076	-0,7321	-0,72344	-0,71478	-0,70612	-0,69746
210	-0,74603	-0,74103	-0,73603	-0,73103	-0,72603	-0,72103	-0,71603	-0,71103
225	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711
240	-0,62	-0,625	-0,63	-0,635	-0,64	-0,645	-0,65	-0,655
255	-0,46667	-0,47533	-0,48399	-0,49265	-0,50131	-0,50997	-0,51863	-0,52729
270	-0,24	-0,25	-0,26	-0,27	-0,28	-0,29	-0,3	-0,31
285	0,050973	0,042313	0,033652	0,024992	0,016332	0,007672	-0,00099	-0,00965
300	0,38	0,375	0,37	0,365	0,36	0,355	0,35	0,345
315	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107
330	0,986025	0,991025	0,996025	1,001025	1,006025	1,011025	1,016025	1,021025
345	1,173772	1,182432	1,191092	1,199753	1,208413	1,217073	1,225733	1,234394
360	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	1,3	1,31

Продовження таблиці Д.1

φ	Значення $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при вказаних λ							
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
375	1,173772	1,182432	1,191092	1,199753	1,208413	1,217073	1,225733	1,234394
390	0,986025	0,991025	0,996025	1,001025	1,006025	1,011025	1,016025	1,021025
405	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107
420	0,38	0,375	0,37	0,365	0,36	0,355	0,35	0,345
435	0,050973	0,042313	0,033652	0,024992	0,016332	0,007672	-0,00099	-0,00965
450	-0,24	-0,25	-0,26	-0,27	-0,28	-0,29	-0,3	-0,31
465	-0,46667	-0,47533	-0,48399	-0,49265	-0,50131	-0,50997	-0,51863	-0,52729
480	-0,62	-0,625	-0,63	-0,635	-0,64	-0,645	-0,65	-0,655
495	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711
510	-0,74603	-0,74103	-0,73603	-0,73103	-0,72603	-0,72103	-0,71603	-0,71103
525	-0,75808	-0,74942	-0,74076	-0,7321	-0,72344	-0,71478	-0,70612	-0,69746
540	-0,76	-0,75	-0,74	-0,73	-0,72	-0,71	-0,7	-0,69
555	-0,75808	-0,74942	-0,74076	-0,7321	-0,72344	-0,71478	-0,70612	-0,69746
570	-0,74603	-0,74103	-0,73603	-0,73103	-0,72603	-0,72103	-0,71603	-0,71103
585	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711	-0,70711
600	-0,62	-0,625	-0,63	-0,635	-0,64	-0,645	-0,65	-0,655
615	-0,46667	-0,47533	-0,48399	-0,49265	-0,50131	-0,50997	-0,51863	-0,52729
630	-0,24	-0,25	-0,26	-0,27	-0,28	-0,29	-0,3	-0,31
645	0,050973	0,042313	0,033652	0,024992	0,016332	0,007672	-0,00099	-0,00965
660	0,38	0,375	0,37	0,365	0,36	0,355	0,35	0,345
675	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107	0,707107
690	0,986025	0,991025	0,996025	1,001025	1,006025	1,011025	1,016025	1,021025
705	1,173772	1,182432	1,191092	1,199753	1,208413	1,217073	1,225733	1,234394
720	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	1,3	1,31

Таблиця Д.2.

Значення $\tan \beta$ при вказаних λ

Значення $\tan \beta$ при вказаних λ								
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0,0622	0,0647	0,0673	0,0699	0,0725	0,0751	0,0777	0,0803
30	0,1203	0,1253	0,1304	0,1354	0,1405	0,1455	0,1506	0,1556
45	0,1705	0,1777	0,1849	0,1921	0,1993	0,2065	0,2137	0,2210
60	0,2094	0,2182	0,2271	0,2360	0,2449	0,2538	0,2628	0,2718
75	0,2339	0,2439	0,2538	0,2638	0,2738	0,2839	0,2939	0,3040
90	0,2423	0,2526	0,2630	0,2733	0,2837	0,2942	0,3046	0,3151
105	0,2339	0,2439	0,2538	0,2638	0,2738	0,2839	0,2939	0,3040
120	0,2094	0,2182	0,2271	0,2360	0,2449	0,2538	0,2628	0,2718
135	0,1705	0,1777	0,1849	0,1921	0,1993	0,2065	0,2137	0,2210
150	0,1203	0,1253	0,1304	0,1354	0,1405	0,1455	0,1506	0,1556
165	0,0622	0,0647	0,0673	0,0699	0,0725	0,0751	0,0777	0,0803
180	0	0	0	0	0	0	0	0
195	-0,0622	-0,0647	-0,0673	-0,0699	-0,0725	-0,0751	-0,0777	-0,0803
210	-0,1203	-0,1253	-0,1304	-0,1354	-0,1405	-0,1455	-0,1506	-0,1556
225	-0,1705	-0,1777	-0,1849	-0,1921	-0,1993	-0,2065	-0,2137	-0,2210
240	-0,2094	-0,2182	-0,2271	-0,2360	-0,2449	-0,2538	-0,2628	-0,2718
255	-0,2339	-0,2439	-0,2538	-0,2638	-0,2738	-0,2839	-0,2939	-0,3040
270	-0,2423	-0,2526	-0,2630	-0,2733	-0,2837	-0,2942	-0,3046	-0,3151
285	-0,2339	-0,2439	-0,2538	-0,2638	-0,2738	-0,2839	-0,2939	-0,3040
300	-0,2094	-0,2182	-0,2271	-0,2360	-0,2449	-0,2538	-0,2628	-0,2718
315	-0,1705	-0,1777	-0,1849	-0,1921	-0,1993	-0,2065	-0,2137	-0,2210
330	-0,1203	-0,1253	-0,1304	-0,1354	-0,1405	-0,1455	-0,1506	-0,1556
345	-0,0622	-0,0647	-0,0673	-0,0699	-0,0725	-0,0751	-0,0777	-0,0803
360	0	0	0	0	0	0	0	0

Продовження таблиці Д.2

Значення $\tan \beta$ при вказаних λ								
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
375	0,0622	0,0647	0,0673	0,0699	0,0725	0,0751	0,0777	0,0803
390	0,1203	0,1253	0,1304	0,1354	0,1405	0,1455	0,1506	0,1556
405	0,1705	0,1777	0,1849	0,1921	0,1993	0,2065	0,2137	0,2210
420	0,2094	0,2182	0,2271	0,2360	0,2449	0,2538	0,2628	0,2718
435	0,2339	0,2439	0,2538	0,2638	0,2738	0,2839	0,2939	0,3040
450	0,2423	0,2526	0,2630	0,2733	0,2837	0,2942	0,3046	0,3151
465	0,2339	0,2439	0,2538	0,2638	0,2738	0,2839	0,2939	0,3040
480	0,2094	0,2182	0,2271	0,2360	0,2449	0,2538	0,2628	0,2718
495	0,1705	0,1777	0,1849	0,1921	0,1993	0,2065	0,2137	0,2210
510	0,1203	0,1253	0,1304	0,1354	0,1405	0,1455	0,1506	0,1556
525	0,0622	0,0647	0,0673	0,0699	0,0725	0,0751	0,0777	0,0803
540	0	0	0	0	0	0	0	0
555	-0,0622	-0,0647	-0,0673	-0,0699	-0,0725	-0,0751	-0,0777	-0,0803
570	-0,1203	-0,1253	-0,1304	-0,1354	-0,1405	-0,1455	-0,1506	-0,1556
585	-0,1705	-0,1777	-0,1849	-0,1921	-0,1993	-0,2065	-0,2137	-0,2210
600	-0,2094	-0,2182	-0,2271	-0,2360	-0,2449	-0,2538	-0,2628	-0,2718
615	-0,2339	-0,2439	-0,2538	-0,2638	-0,2738	-0,2839	-0,2939	-0,3040
630	-0,2423	-0,2526	-0,2630	-0,2733	-0,2837	-0,2942	-0,3046	-0,3151
645	-0,2339	-0,2439	-0,2538	-0,2638	-0,2738	-0,2839	-0,2939	-0,3040
660	-0,2094	-0,2182	-0,2271	-0,2360	-0,2449	-0,2538	-0,2628	-0,2718
675	-0,1705	-0,1777	-0,1849	-0,1921	-0,1993	-0,2065	-0,2137	-0,2210
690	-0,1203	-0,1253	-0,1304	-0,1354	-0,1405	-0,1455	-0,1506	-0,1556
705	-0,0622	-0,0647	-0,0673	-0,0699	-0,0725	-0,0751	-0,0777	-0,0803
720	0	0	0	0	0	0	0	0

Значення $1/\cos \beta$ при вказаних λ

Значення $1/\cos \beta$ при вказаних λ								
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
0	1	1	1	1	1	1	1	1
15	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
30	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
45	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
60	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
75	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
90	1,029	1,031	1,034	1,037	1,039	1,042	1,045	1,048
105	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
120	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
135	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
150	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
165	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
180	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
195	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
210	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
225	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
240	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
255	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
270	1,029	1,031	1,034	1,037	1,039	1,042	1,045	1,048
285	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
300	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
315	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
330	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
345	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
360	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Продовження таблиці Д.3

Значення $1/\cos \beta$ при вказаних λ								
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
375	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
390	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
405	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
420	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
435	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
450	1,029	1,031	1,034	1,037	1,039	1,042	1,045	1,048
465	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
480	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
495	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
510	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
525	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
540	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
555	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
570	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
585	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
600	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
615	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
630	1,029	1,031	1,034	1,037	1,039	1,042	1,045	1,048
645	1,027	1,029	1,032	1,034	1,037	1,040	1,042	1,045
660	1,022	1,024	1,025	1,027	1,030	1,032	1,034	1,036
675	1,014	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,023	1,024
690	1,007	1,008	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012
705	1,002	1,002	1,002	1,002	1,003	1,003	1,003	1,003
720	1	1	1	1	1	1	1	1

Таблиця Д.4.

Значення $\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta$ при вказаних λ

	Значення $\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta$ при вказаних λ							
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
0	1	1	1	1	1	1	1	1
15	0,950	0,949	0,948	0,948	0,947	0,946	0,946	0,945
30	0,806	0,803	0,801	0,798	0,796	0,793	0,791	0,788
45	0,587	0,581	0,576	0,571	0,566	0,561	0,556	0,551
60	0,319	0,311	0,303	0,296	0,288	0,280	0,272	0,265
75	0,033	0,023	0,014	0,004	-0,006	-0,015	-0,025	-0,035
90	-0,242	-0,253	-0,263	-0,273	-0,284	-0,294	-0,305	-0,315
105	-0,485	-0,494	-0,504	-0,514	-0,523	-0,533	-0,543	-0,552
120	-0,681	-0,689	-0,697	-0,704	-0,712	-0,720	-0,728	-0,735
135	-0,828	-0,833	-0,838	-0,843	-0,848	-0,853	-0,858	-0,863
150	-0,926	-0,929	-0,931	-0,934	-0,936	-0,939	-0,941	-0,944
165	-0,982	-0,983	-0,983	-0,984	-0,985	-0,985	-0,986	-0,987
180	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
195	-0,982	-0,983	-0,983	-0,984	-0,985	-0,985	-0,986	-0,987
210	-0,926	-0,929	-0,931	-0,934	-0,936	-0,939	-0,941	-0,944
225	-0,828	-0,833	-0,838	-0,843	-0,848	-0,853	-0,858	-0,863
240	-0,681	-0,689	-0,697	-0,704	-0,712	-0,720	-0,728	-0,735
255	-0,485	-0,494	-0,504	-0,514	-0,523	-0,533	-0,543	-0,552
270	-0,242	-0,253	-0,263	-0,273	-0,284	-0,294	-0,305	-0,315
285	0,033	0,023	0,014	0,004	-0,006	-0,015	-0,025	-0,035
300	0,319	0,311	0,303	0,296	0,288	0,280	0,272	0,265
315	0,587	0,581	0,576	0,571	0,566	0,561	0,556	0,551
330	0,806	0,803	0,801	0,798	0,796	0,793	0,791	0,788
345	0,950	0,949	0,948	0,948	0,947	0,946	0,946	0,945
360	1	1	1	1	1	1	1	1

Продовження таблиці Д.4

	Значення $\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta$ при вказаних λ							
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
375	0,950	0,949	0,948	0,948	0,947	0,946	0,946	0,945
390	0,806	0,803	0,801	0,798	0,796	0,793	0,791	0,788
405	0,587	0,581	0,576	0,571	0,566	0,561	0,556	0,551
420	0,319	0,311	0,303	0,296	0,288	0,280	0,272	0,265
435	0,033	0,023	0,014	0,004	-0,006	-0,015	-0,025	-0,035
450	-0,242	-0,253	-0,263	-0,273	-0,284	-0,294	-0,305	-0,315
465	-0,485	-0,494	-0,504	-0,514	-0,523	-0,533	-0,543	-0,552
480	-0,681	-0,689	-0,697	-0,704	-0,712	-0,720	-0,728	-0,735
495	-0,828	-0,833	-0,838	-0,843	-0,848	-0,853	-0,858	-0,863
510	-0,926	-0,929	-0,931	-0,934	-0,936	-0,939	-0,941	-0,944
525	-0,982	-0,983	-0,983	-0,984	-0,985	-0,985	-0,986	-0,987
540	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
555	-0,982	-0,983	-0,983	-0,984	-0,985	-0,985	-0,986	-0,987
570	-0,926	-0,929	-0,931	-0,934	-0,936	-0,939	-0,941	-0,944
585	-0,828	-0,833	-0,838	-0,843	-0,848	-0,853	-0,858	-0,863
600	-0,681	-0,689	-0,697	-0,704	-0,712	-0,720	-0,728	-0,735
615	-0,485	-0,494	-0,504	-0,514	-0,523	-0,533	-0,543	-0,552
630	-0,242	-0,253	-0,263	-0,273	-0,284	-0,294	-0,305	-0,315
645	0,033	0,023	0,014	0,004	-0,006	-0,015	-0,025	-0,035
660	0,319	0,311	0,303	0,296	0,288	0,280	0,272	0,265
675	0,587	0,581	0,576	0,571	0,566	0,561	0,556	0,551
690	0,806	0,803	0,801	0,798	0,796	0,793	0,791	0,788
705	0,950	0,949	0,948	0,948	0,947	0,946	0,946	0,945
720	1	1	1	1	1	1	1	1

Таблиця Д.5.

Значення $\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta$ при вказаних λ

	Значення $\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta$ при вказаних λ							
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0,319	0,321	0,324	0,326	0,329	0,331	0,334	0,336
30	0,604	0,609	0,613	0,617	0,622	0,626	0,630	0,635
45	0,828	0,833	0,838	0,843	0,848	0,853	0,858	0,863
60	0,971	0,975	0,980	0,984	0,988	0,993	0,997	1,002
75	1,026	1,029	1,032	1,034	1,037	1,039	1,042	1,045
90	1	1	1	1	1	1	1	1
105	0,905	0,903	0,900	0,898	0,895	0,892	0,890	0,887
120	0,761	0,757	0,752	0,748	0,744	0,739	0,735	0,730
135	0,587	0,581	0,576	0,571	0,566	0,561	0,556	0,551
150	0,396	0,391	0,387	0,383	0,378	0,374	0,370	0,365
165	0,199	0,196	0,194	0,191	0,189	0,186	0,184	0,181
180	0	0	0	0	0	0	0	0
195	-0,199	-0,196	-0,194	-0,191	-0,189	-0,186	-0,184	-0,181
210	-0,396	-0,391	-0,387	-0,383	-0,378	-0,374	-0,370	-0,365
225	-0,587	-0,581	-0,576	-0,571	-0,566	-0,561	-0,556	-0,551
240	-0,761	-0,757	-0,752	-0,748	-0,744	-0,739	-0,735	-0,730
255	-0,905	-0,903	-0,900	-0,898	-0,895	-0,892	-0,890	-0,887
270	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
285	-1,026	-1,029	-1,032	-1,034	-1,037	-1,039	-1,042	-1,045
300	-0,971	-0,975	-0,980	-0,984	-0,988	-0,993	-0,997	-1,002
315	-0,828	-0,833	-0,838	-0,843	-0,848	-0,853	-0,858	-0,863
330	-0,604	-0,609	-0,613	-0,617	-0,622	-0,626	-0,630	-0,635
345	-0,319	-0,321	-0,324	-0,326	-0,329	-0,331	-0,334	-0,336
360	0	0	0	0	0	0	0	0

Продовження таблиці Д.5

	Значення $\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta$ при вказаних λ							
φ	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31
375	0,319	0,321	0,324	0,326	0,329	0,331	0,334	0,336
390	0,604	0,609	0,613	0,617	0,622	0,626	0,630	0,635
405	0,828	0,833	0,838	0,843	0,848	0,853	0,858	0,863
420	0,971	0,975	0,980	0,984	0,988	0,993	0,997	1,002
435	1,026	1,029	1,032	1,034	1,037	1,039	1,042	1,045
450	1	1	1	1	1	1	1	1
465	0,905	0,903	0,900	0,898	0,895	0,892	0,890	0,887
480	0,761	0,757	0,752	0,748	0,744	0,739	0,735	0,730
495	0,587	0,581	0,576	0,571	0,566	0,561	0,556	0,551
510	0,396	0,391	0,387	0,383	0,378	0,374	0,370	0,365
525	0,199	0,196	0,194	0,191	0,189	0,186	0,184	0,181
540	0	0	0	0	0	0	0	0
555	-0,199	-0,196	-0,194	-0,191	-0,189	-0,186	-0,184	-0,181
570	-0,396	-0,391	-0,387	-0,383	-0,378	-0,374	-0,370	-0,365
585	-0,587	-0,581	-0,576	-0,571	-0,566	-0,561	-0,556	-0,551
600	-0,761	-0,757	-0,752	-0,748	-0,744	-0,739	-0,735	-0,730
615	-0,905	-0,903	-0,900	-0,898	-0,895	-0,892	-0,890	-0,887
630	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
645	-1,026	-1,029	-1,032	-1,034	-1,037	-1,039	-1,042	-1,045
660	-0,971	-0,975	-0,980	-0,984	-0,988	-0,993	-0,997	-1,002
675	-0,828	-0,833	-0,838	-0,843	-0,848	-0,853	-0,858	-0,863
690	-0,604	-0,609	-0,613	-0,617	-0,622	-0,626	-0,630	-0,635
705	-0,319	-0,321	-0,324	-0,326	-0,329	-0,331	-0,334	-0,336
720	0	0	0	0	0	0	0	0