

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення техніко-економічних показників стаціонарного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 25 кВт за рахунок застосування шатуна покращеної конструкції

Прототип – 4Ч 10,5/13

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-20

_____ **Пташник І. І.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри «ЕМ» ПФ НУК
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

стор.

Вступ.....	
1. Загальний розділ	
1.1 Опис об'єкту застосування проектного двигуна	
1.2 Опис конструкції базового двигуна 4Ч10,5/13.....	
2. Конструкторський розділ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна та обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу	
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників газового двигуна 6ГЧН25/34 в порівнянні з базовим.....	
2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.....	
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	
3 Науковий розділ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій шатунів ДВЗ.....	
3.2 Опис конструкції запроектованого шатуна	
3.3 Розрахунок на міцність стержня шатуна.....	
3.4 Розрахунок на міцність шатунних болтів.....	
4. Охорона праці та навколишнього середовища	
4.1 Заходи з охорони праці.....	
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	
5 Техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень	
Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	
Література.....	

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ				
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата					
Розробив	Пташник				Пояснювальна записка		Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко						н	2	
Н. контр	Грабовенко						61-ТЕМмаг-20		
Затвердив	Нестеренко								

1. Графічна частина магістерської роботи

ДОДАТОК А План розміщення дизель-генератора в контейнері, А1

ДОДАТОК Б Дизель 410,5/13 (Поперечний розріз), СК, А1

ДОДАТОК В Дизель 410,5/13 (Повздовжній розріз), СК, А1

ДОДАТОК Г Шатунно-поршнева група, СК, А1

ДОДАТОК Д Стержень шатуна, РК, А1

ДОДАТОК Е Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність навіть в агрегатах малої потужності, відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції, мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи. Автоматизація управління.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.
9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.
10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.
11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.
12. технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.
13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Запроектований дизельний двигун призначений для приводу електрогенератора змінного струму і встановлений в контейнері на рамі спільно із електрогенератором. Для забезпечення надійної роботи дизель-генератора ДГА-23 виконане покращення такої важливої деталі дизеля як шатун. Для підвищення технологічності виготовлення шатуна та зниження витрат при його виробництві конструкція нижньої головки шатуна суттєво змінена. Надійна робота стику косого розему нижньої головки шатуна забезпечується за рахунок того, що він (стик) утворюється шляхом розриву нижньої нероз'ємної голівки. При складанні кришки шатуна із стержнем забезпечується 100-відсоткове прилягання їх поверхонь і відпадає потреба у застосуванні деталей для фіксації взаємного положення стержня і кришки нижньої головки.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис об'єкту застосування проектного двигуна

При розробці конструкції двигуна потужністю 25 кВт для приводу електрогенератора змінного струму в якості базового двигуна був обраний дизельний двигун 4Ч10,5/13, який повинен забезпечувати надійне постачання електроенергії змінного струму з напругою 380В для споживачів, виробнича діяльність яких потребує безперервної подачі електроенергії. Дизель – генератор може бути також застосований в системах аварійного пожежогасіння на виробництвах, що використовують в технологічному процесі легкозаймисті речовини.

Для можливості транспортування дизель – генератора та швидкого його використання в різних умовах застосування він розміщений в контейнері. Дизель 4Ч10,5/13 та електрогенератор змонтовані на спільній рамі. Поміж собою вони з'єднуються муфтою, яка дає можливість спочатку запустити дизель на обороти холостого ходу ($n = 750 \text{ хв}^{-1}$), прогріти його до температур води та масла, вказаних в «Інструкції по експлуатації дизеля 4Ч10,5/13» і тільки після цього підвищити частоту обертання колінчастого валу для включення в роботу муфти при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$. Подальша робота дизеля з електрогенератором при номінальному числі оборотів $n_n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ буде визначатися навантаженням електрогенератора, яке залежить від режиму роботи електрообладнання, що споживає електроенергію.

Електрогенератор типу МСА73/4 – трьохфазний, синхронний, частота змінного струму 50 Гц, сила струму 43,3А при напрузі 400В, частота обертання ротора 1500 хв^{-1} , потужність 25кВт, машинний збуджувач з автоматичним регулюванням напруги. Нормальний напрямок обертання вала генератора – праве, якщо дивитися із сторони приводу.

Станина генератора зварна, стальна. Лапи генератора виконані за одне ціле із станиною. Генератор та його збуджувач мають захист від попадання капель вологи. Генератор виконаний із само вентиляцією, горизонтальним,

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

на двох щитових підшипниках кочення із вільним кінцем вала для з'єднання з валом приводного двигуна за допомогою муфти.

Автономна робота дизель –забезпечується необхідним обладнанням встановленим в контейнері. Електростартерний пуск дизеля передбачений за допомогою акумуляторних батарей, безпечна експлуатація яких забезпечується системою їх вентиляції. Для охолодження дизеля встановлений радіаторний блок.

Дизельне пальне та мастило зберігаються у відповідних баках. Глушник – іскрогасник розташований на даху контейнера.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції базового двигуна 4Ч 10,5/13

Дизель 4Ч10,5/13 (рис.1.1;рис.1.2) чотиритактний, вертикальний, з вихрокамерним сумішоутворенням, блок-картерної конструкції з блочними кришками на кожен два циліндра.

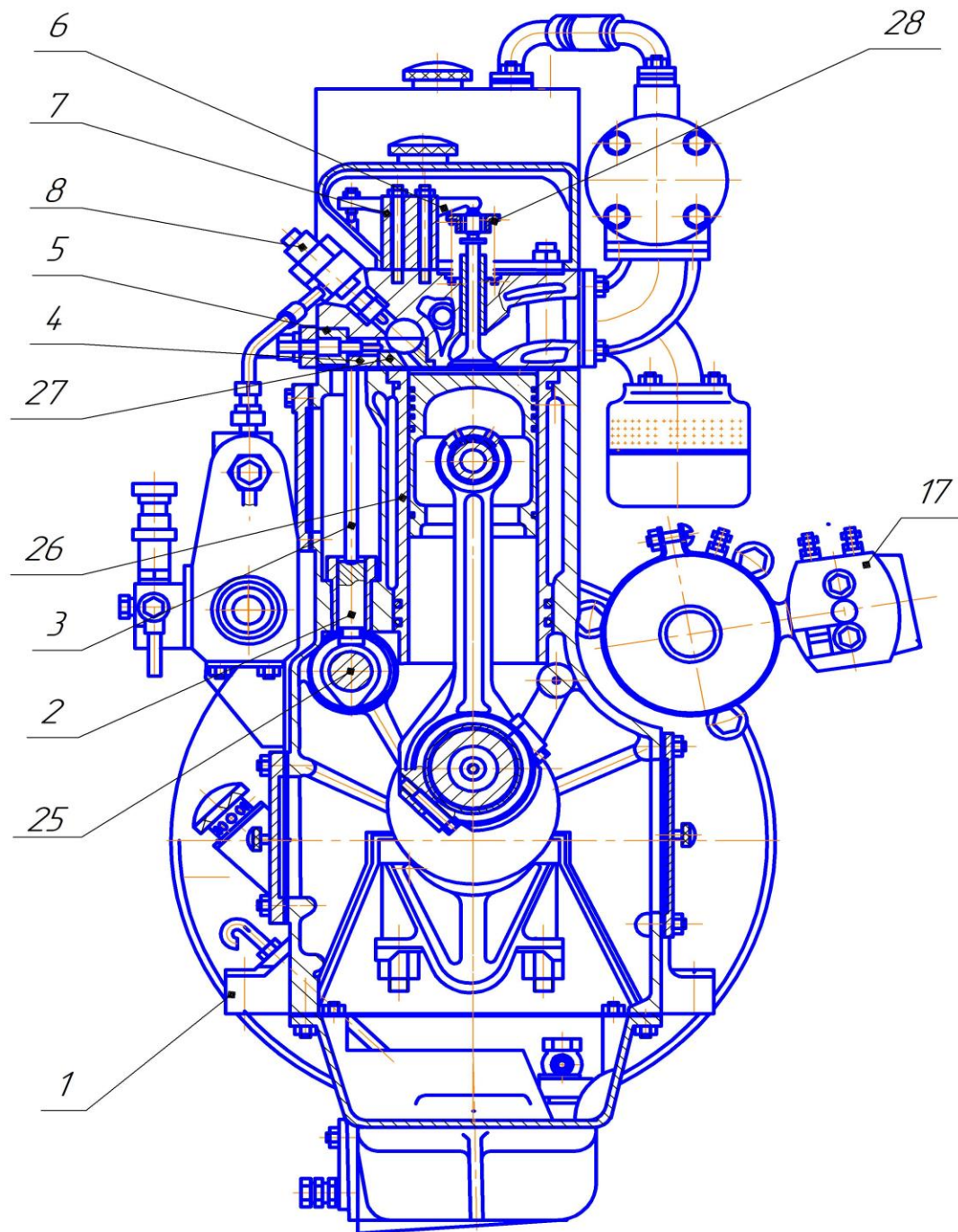


Рисунок 1.1 Дизель 4Ч10,5/13 (поперечний розріз)

1-блок-картер; 2 - штовхач; 3 - штанга штовхача; 4 - кришка циліндру; 5 - свічка розжарювання; 6 - коромисло; 7 - стійка коромисла; 8 - форсунка; 17 - електростартер; 25 - вал розподільчий; 26 - втулка циліндру; 27 - вставка вихрової камери; 28 - пружина клапану.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ

Аркуш

- Остов двигуна.

Остов двигуна складається із блок-картера 1 і кришок циліндрів 4. Блок-картер чавунний, литий, поділений перегородками на відсіки по числу циліндрів. В середній частині кожної перегородки є постелі верхніх вкладишів корінних підшипників підвісного колінчастого валу 16. Кришки корінних підшипників (бугеля) 33 кріпляться до перегородок. Вкладиші корінних підшипників виготовлені із алюмінієво-нікелевого сплаву. Середній корінний підшипник упорний. В перегородках блок-картера (через одну) встановлені бронзові підшипники розподільчого валу 25.

В бокових стінках блок-картера є оглядові люка, які закриті кришками. Поміж оглядовими люками, розташованими із сторони паливного насосу, є прилив з нахиленим отвором для щупа масловказника.

В передньому відсіку блок-картера, що закритий кришкою кріплення агрегатів 15, розміщується шестерний привід розподільчого валика 25. На верхній горизонтальній площадці переднього відсіку встановлені масляний фільтр 11 і холодильник масла 9. Знизу до картера кріпиться алюмінієвий піддон 20, який утворює маслозбирач.

В верхній частині блок-картеру, яка утворює сорочку циліндрів, розміщені втулки циліндрів 26. В верхній площині блок-картера є отвори для перепуску води в порожнину кришки і шпильки для кріплення кришок циліндрів.

Із сторони паливного насосу блок-картер має порожнину, в якій розміщений привід клапанів. Порожнина закрыта кришкою.

Втулки циліндрів 26 дизелів типу 4Ч10,5/13 чавунні, литі. Зовнішня поверхня втулки хромована. Водяне ущільнення втулки в верхній частині забезпечується за рахунок притирання її бурта, а знизу двома гумовими кільцями.

Кришки циліндрів 4 чавунні, литі, блочні по два циліндра. Ущільнення між кришкою і блок-картером виконується азбосталевою

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

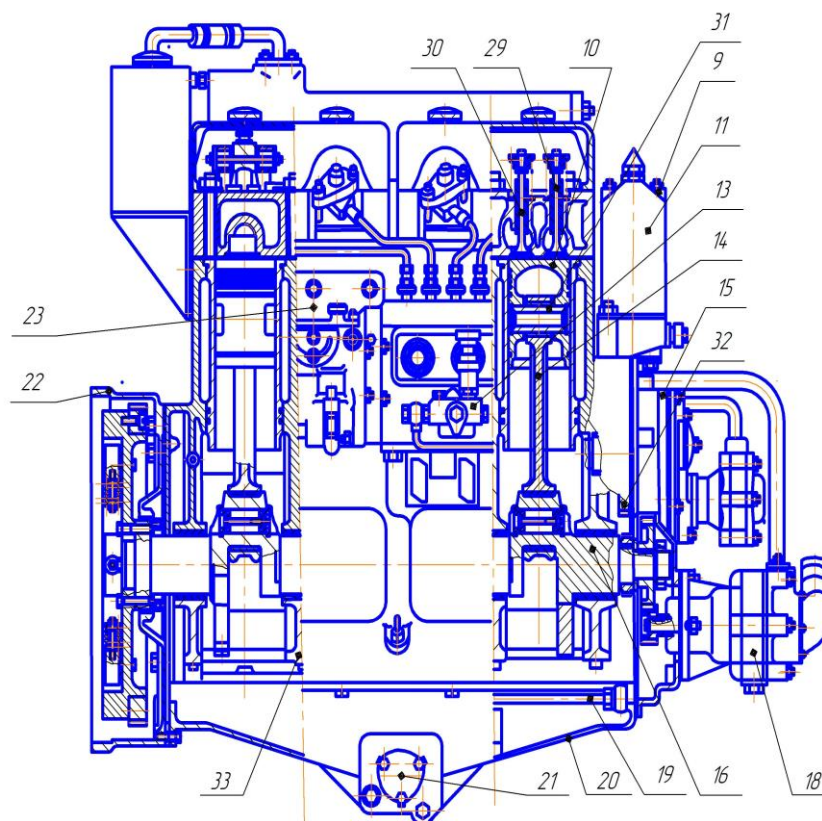


Рисунок 1.2 Дизель 4410,5/13 (повздовжній переріз)

9 - холодильник масла; 10 - поршень; 11 - масляний фільтр; 13 - паливopідкачна помпа; 14 - шатун; 15 - кришка кріплення агрегатів; 16 - колінчастий вал; 18 - насос води; 19 - маслопривід піддану; 20 - піддан; 21 - маслоприймальний фільтр; 22 - кожух маховика; 23 - регулятор; 28 - пружина клапану; 29 - клапан впускний; 30 - клапан випускний; 31 - палець поршневий; 32 - шестерня газорозподілу; 33 - бугель

прокладкою. В кришці розміщені впускний 29 і випускний клапани 30, вставка вихрової камери 27, форсунка 8 і свічка розжарювальна 5.

Вихрова камера 27 має форму кулі і складається із двох частин, верхньої частини, яка виконана в кришці циліндру, і нижньої вставної частини із жаростійкої сталі.

Впускні і випускні порожнини клапанів виходять на одну сторону. Середня порожнина впускна, загальна для двох циліндрів, крайні порожнини випускні.

- Кривошипний механізм.

Колінчастий вал 16 кований із вуглецевої сталі, має круглі щоки і порожнисті шатунні шийки. Поверхня корінних і шатунних шийок загартовані струмом високої частоти. Вал має похилі отвори для підводу масла від корінних шийок до шатунних. Масло до корінних шийок

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

подається по каналам в перегородках блок-картера. На задньому кінці вал має фланець для кріплення маховика. На передньому кінці вала закріплені шестерні приводу газорозподілу 32 і водяного насоса 18.

Шатуни дизеля 14 штамповані із вуглецевої сталі, стрижень шатуна двотаврового перерізу. У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна роз'ємна, площа роз'єму розташована під кутом 45° до стержня шатуна. Кришка нижньої головки штампована сталевая, кріпиться двома болтами, що завернуті в тіло шатуна. Вкладиші нижньої головки шатуна виготовлені із алюмінієво-нікелевого сплаву.

Поршень 10 виготовляється із алюмінієвого сплаву АК-4. На поршні встановлено шість поршневих кілець, чотири із яких компресійні прямокутного перерізу, два маслосборні. Всі кільця чавунні, верхнє компресійне кільце хромоване. Поршневий палець сталевий, цементований, плаваючого типу.

- Газорозподілення

Дизель має один розподільчий валик 25 сталевий, кований. Профіль впускних і випускних кулачків однаковий. Розподільчий валик приводиться від колінчастого валу через шестерню передачу і встановлений на бронзових підшипниках. На розподільчому валику для приводу паливного насосу встановлена шестерня.

- Система подачі палива.

Паливна система дизеля складається із підкачуючого насоса 13, фільтра, паливного насоса високого тиску, форсунок 8 і трубопроводів. Підкачаний насос 13 поршневого типу, подає паливо під тиском $0,1 \dots 0,15$ МПа, встановлений безпосередньо на блочному насосі високого тиску.

В паливній системі дизеля встановлений фетровий фільтр, а на форсунці щілинний фільтр.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливний насос високого тиску блочного типу. Регулювання кількості палива, що подається в циліндри двигуна, виконується зміною кінця подачі за рахунок повороту плунжера насоса, який має на циліндричній поверхні спіральну відсічну кромку. Валик приводу блочного паливного насосу з розподільчим валиком єднається за допомогою шестерень, а з кулачковим валиком паливного насоса за допомогою еластичної муфти.

Форсунка 8 закритого типу із штифтовим розпилювачем. Тиск відкриття голки $14^{+0,5}$ Па. Діаметр соплового отвору 1,5 мм. Кут конуса штифта 15° .

- Система змащування.

В систему змащування дизеля входить масляний насос шестерного типу, що встановлюється на передньому торці дизеля і приводиться від колінчастого валу за допомогою шестерень, фільтра основного очищення 11 сітчасто-войлочного типу, масляного холодильника 9, встановленого на спільному корпусі з фільтром основного очищення, фільтра тонкого очищення з картонним патроном ДАСФО-1, сітчастого прийомного фільтру 21 в піддоні. Насос засмоктує масло із піддона через приймальний фільтр і подає його через фільтр основного очищення 11 і холодильник 9 в масляну магістраль і фільтр тонкої очистки. Тиск масла в системі 0,15...0,3 МПа.

- Система охолодження.

Система охолодження замкнута, двоконтурна. Відцентровий насос заборотної води 18 прокачує воду через холодильник. Цей насос встановлюється на кришці кріплення агрегатів 15 і приводиться в дію від валика паразитної шестерні, з якою входить в зачеплення хвостовик валика водяного насоса. Циркуляційний водяний насос подає воду в центральну мережу блок-картера, звідки вода поступає в за сорочковий простір циліндрів і перетікає в порожнину кришки циліндрів, а потім в зливний

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

трубопровід. Випускний колектор також охолоджується водою. В торці холодильника встановлений термостат.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до запроєтованого двигуна та обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно забезпечити оптимальну величину параметрів, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Допустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Дизель повинен відповідати тим експлуатаційним функціям, для яких він призначений. При цьому люба небезпека для людей, що працюють з дизелем (рухомі частини, нагріті поверхні і таке інше), має бути

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Арку ш
Зм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата		

мінімальною. Любий вид вібрації дизеля не повинен визивати небезпечних напружень при його експлуатації.

Двигун не повинен бути захарашений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при оптимальній сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

Застосування двигуна в складі дизель - генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як відсутність зон оборотів двигуна, заборонених для його тривалої роботи по причині наявності крутильних коливань.

- Основні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 4Ч10,5/13, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля 4Ч 10,5/13

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу	хв ⁻¹	1500
Середній ефективний тиск	кПа	550
Номінальна ефективна потужність	кВт	25
Ресурс до першої переборки	год	1500
Ресурс до капітального ремонту	год	10000
Питома витрата палива	кг/(кВтгод)	0,242
Питома витрата мастила	г/(кВтгод)	3,5

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Арку ш
Зм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата		

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу дизеля

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 16$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [10]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Арку ш
Зм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата		

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [10] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [6]

- механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ К}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ К}$. [6].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [6]

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Арку ш
Зм	Арку ш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	25	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1500	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16	
Число циліндрів	$i =$	4	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,101	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,42	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,103	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	
Паливо:			
Дизельне пальне Л - 0,2 - 40 ГОСТ 305 - 82			
Середній елементарний склад палива			
$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 0,01$			
Найнижча теплота згорання палива			
$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$			

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 2895 \times L_0 = 2895 \times 0,495 = 143 \text{ кГ/к}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 1,1979 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

Кількість CO₂: $M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,072 \text{ кмоль/кг}$

Кількість H_2O : $M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$ 0,065 кмоль/кг

Кількість O_2 : $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,148 кмоль/кг

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,946 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$ 1,231 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря на вході в дизель.

$T_b = 297K$

Тиск в кінці впуску.

$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_g$

число з інтервалу = 0,95

$P_d = 0,09595 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 50^0)$ ступінь охолодження повітря.

$\Delta T_1 = 0 \text{ К}$

$\gamma_r = 0,032$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$T_d = 342,9 \text{ К}$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_g - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$\varphi_c = 0,917$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \times \text{K)}$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_{\epsilon} = 1,100 \text{ кг/м}^3$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,367 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = P_d \times \epsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$p_c = 4,28 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \epsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}$$

$$T_c = 956,5 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = mC_{v'} = 12638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \times \text{К)}$$

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,026$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \times T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \times T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \times T_Z$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

де:

$$a = 22,9629$$

$$b = 0,0017$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''_p = a + b \times T_Z, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

де:

$$a = 31,097$$

$$b = 0,00174$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа}$$

$$P_{\max} = 6,85 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_Z^2 + B \times T_Z - C = 0$$

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 31,92$$

$$C = 63107,66$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, K$$

$$T_Z = 1796,8 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,21$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 13,28$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1,257 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_\varepsilon = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_B = 0,27 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_B = 941,3 \text{ К}$$

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_C}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа}$$

$$P'_{mi} = 0,65 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi} = 0,61 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,498$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_i = 0,170 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР}, \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30}, \text{ м} / \text{с}$$

$S_{\text{ПР}} = 0,13$ м -хід поршня по прототипу.

$$\begin{aligned} V_{\text{П.СР.}} &= 6,50 \text{ м/с} \\ P_{\text{М}} &= 0,166 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

$$P_{me} = 0,449 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,73$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,36$$

Питома ефективна витрата палива.

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$$

$$g_e = 0,233 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = g_e \times P_e, \text{ кг/год}$$

$$B = 5,83 \text{ кг/год}$$

0 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 4,45 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 1,113 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{пп}}}{d_{\text{пп}}}$$

$$d_{\text{пп}} = 0,105 \text{ м}$$

$$m = 1,35$$

$$d = 101,65 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 137,2 \text{ мм}$$

1 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 105 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 130 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ Л}$$

$$V_{st} = 4,50 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 25,3 \text{ кВт}$$

Отримана величина $P_{\text{ер}}$ відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{\text{ер}} - P_e}{P_{\text{ер}}} \times 100\%$$

$$P_{\text{ер}} = \frac{P_{\text{ер}} + P_e}{2}$$

$$P_{\text{ер}} = 25,1 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 1,06 \%$$

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким вихідним даним

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,61
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,28
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	6,85
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,21
8.Ступінь послідуєчого розширення	δ	-	13,28
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,04

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа } (2.1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{roz} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

					ПА НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V _c	P _{ст} ,МПа	P _{ст} ,ММ	P _{роз} ,МПа	P _{роз} ,ММ
1	4,28	107	6,85	171
1,29	3,53	88,3	7,60	171
1,5	2,73	68,1	6,0	150
2,0	1,84	45,9	4,19	104,7
2,5	1,35	33,8	3,17	79,2
3,0	1,05	26,4	2,52	63,1
4,0	0,71	17,8	1,76	44
5,0	0,52	13,1	1,33	33,3
6	0,41	10,2	1,06	26,5
8	0,28	6,9	0,74	18,5
11	0,18	4,4	0,50	12,4
14	0,13	3,2	0,37	9,2
16	0,101	2,7	0,29	7,2

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для дизельного двигуна 4Ч10,5/13

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' –точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\varphi_2=10^\circ$ ПКВ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

					ПА НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_l = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$.
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 240$ мм.
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ.
4. Тиск залишкових газів $P_r = 0,105$ МПа.
5. Масштаб тиску $m_p = 0,04$ МПа/мм.
6. Хід поршня $S = 0,13$ м.
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,28$ МПа.
8. Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 6,85$ МПа.

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми
приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $x = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $x(AB)/2$, мм
c', до ВМТ	20	0,0749	8,99
f , до ВМТ	10	0,0047	2,3
b , після ВМТ	150	1,897	227,2
r' , до ВМТ	70	0,768	92,2
r'' , після ВМТ	50	0,4313	51,7
d , до ВМТ	150	1,897	227,2

					ПА НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

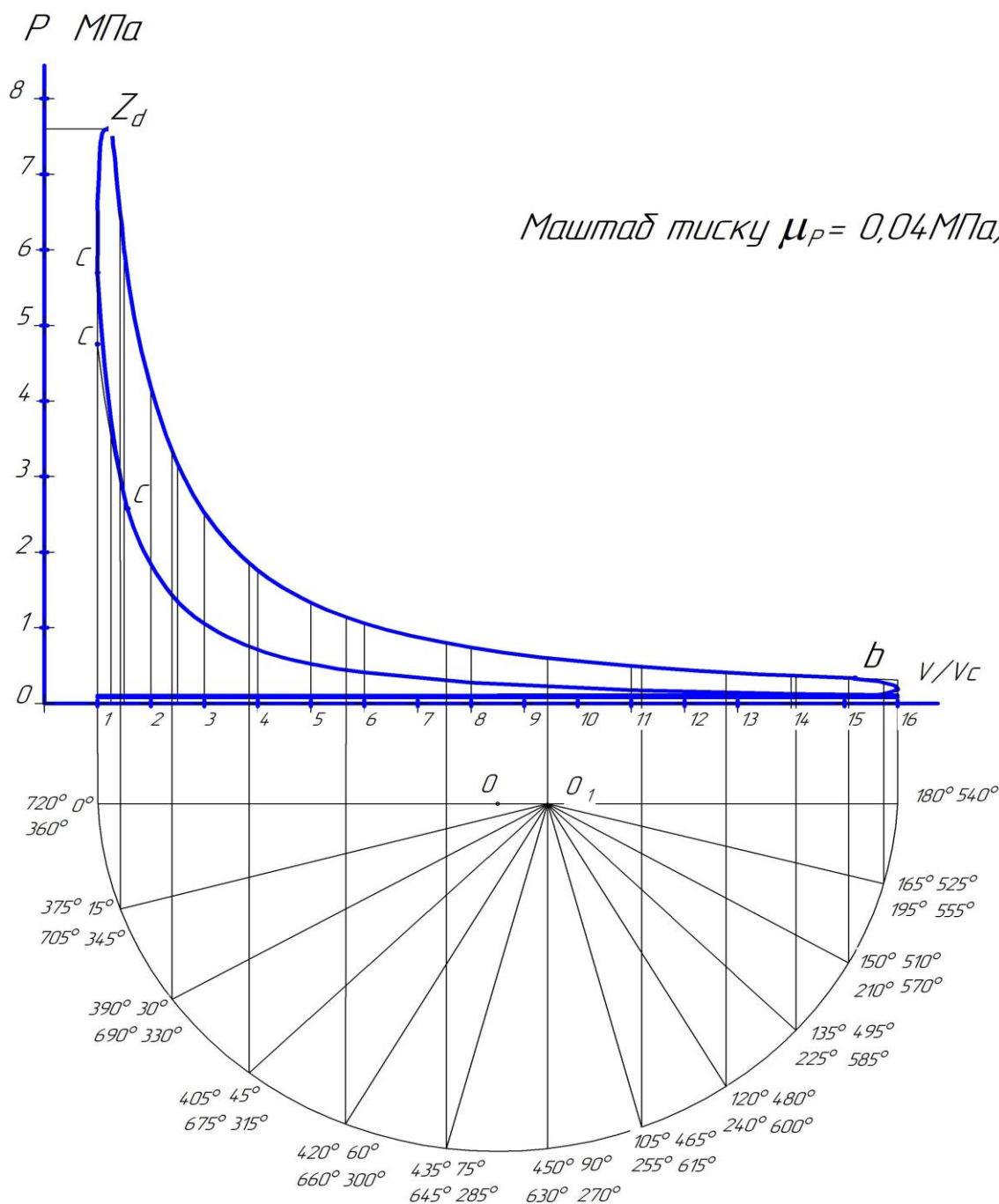


Рисунок 2.1 Індикаторна діаграма дизеля 4Ч10,5/13

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,105/0,04 = 2,6 \text{ мм.}$

Тиск газів у ВМТ $p_c'' = 1,2p_c = 1,24,28 = 5,14 \text{ МПа;}$

$p_c/m_p = 5,14/0,04 = 128,5 \text{ мм.}$

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 6,85 \text{ МПа.}$

$p_{zd}/m_p = 6,85/0,04 = 171 \text{ мм.}$

					ПА НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_1/2 = 650,25/2 = 8,125 \text{ мм}$

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 130/240 = 0,542 \text{ мм/мм}$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO/m_s = 8,125/0,542 = 15 \text{ мм.}$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Д. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПА НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників дизеля 4Ч10,5/13

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого дизельного двигуна 4Ч10,5/13 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри дизельних двигунів 4Ч10,5/13

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	4Ч10,5/13 (двигун-прототип)	4Ч10,5/13
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	24	25
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	1500	1500
Ступінь стиску, ϵ	16	16
Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,45	2,42
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,1	0,1
Паливо, що споживається для роботи дизеля	дизельне пальне	дизельне пальне
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг	42500	42500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1780	1797
Максимальний тиск згоряння, $p_{\max}$, МПа	6,5	6,85
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	0,62	0,65
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,49	0,498
Питома індикаторна витрата палива, b_i , кг/(кВтгод)	0,180	0,177
Механічний ККД двигуна, η_m	0,745	0,76
Ефективний ККД циклу, η_e	0,36	0,37
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,440	0,449
Питома витрата палива, b_e , кг/(кВтгод)	0,242	0,233

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу дизельного двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 4Ч10,5/13, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 4Ч10,5/13 до 25 кВт стало можливим завдяки зменшенню коефіцієнта надлишку повітря α з 2,45 до 2,42. Зважаючи на більш високі параметри робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і T_z), ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива g_e нижча ніж у дизеля – прототипу.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих в КШМ [10], [3].

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{\text{ц}} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

$$F = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_1 \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \tan \beta, \text{ Н}$$

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

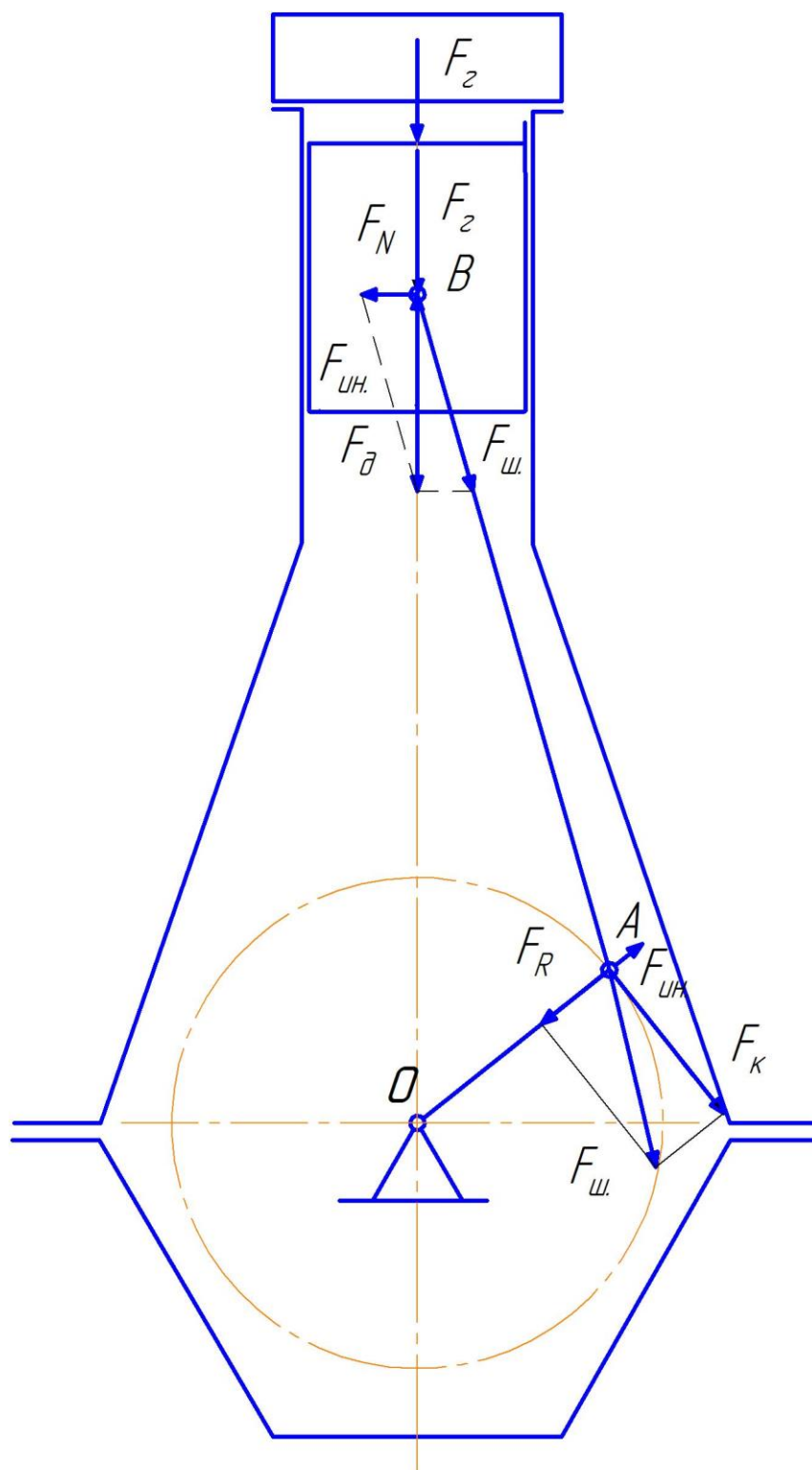


Рисунок 2.2 Схеми КШМ та сили, що діють в ньому

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ

Аркуш

1. Діаметр поршня $D = 0,105\text{ м}$
2. Частота обертання колінчастого валу $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
3. Ордината прийнята для p_{max} $h_{\text{max}} = 171 \text{ мм}$
4. Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 6,85 \text{ МПа}$
5. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$
6. Масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,04 \text{ МПа/мм}$
7. Маса деталей ШПГ, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 3,3 \text{ кг}$
8. Радіус кривошипу $R = 0,065\text{ м}$
9. Кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
10. Кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 =$
 $= 3,141500/30 = 157 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Д графічної частини магістерської роботи.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6

Результати динамічного розрахунку.

φ°	Рц	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	2,4	0,83	-14,62	-13,79	0,00	-13,79	0,00	2,4	-42,2	-39,8	0,0	-39,8	0,0
15	2,4	0,83	-13,83	-13,00	-0,84	-12,34	-4,18	2,4	-39,9	-37,5	-2,4	-35,6	-12,1
30	2,4	0,83	-11,59	-10,76	-1,36	-8,64	-6,55	2,4	-33,4	-31,0	-3,9	-24,9	-18,9
45	2,4	0,83	-8,27	-7,44	-1,34	-4,32	-6,21	2,4	-23,9	-21,5	-3,9	-12,4	-17,9
60	2,4	0,83	-4,39	-3,56	-0,79	-1,09	-3,47	2,4	-12,7	-10,3	-2,3	-3,2	-10,0
75	2,4	0,83	-0,49	0,34	0,08	0,01	0,35	2,4	-1,4	1,0	0,2	0,0	1,0
90	2,4	0,83	2,92	3,75	0,97	-0,97	3,75	2,4	8,4	10,8	2,8	-2,8	10,8
105	2,4	0,83	5,56	6,39	1,59	-3,19	5,76	2,4	16,0	18,4	4,6	-9,2	16,6
120	2,4	0,83	7,31	8,14	1,81	-5,63	6,15	2,4	21,1	23,5	5,2	-16,3	17,7
135	2,4	0,83	8,27	9,10	1,63	-7,59	5,28	2,4	23,9	26,3	4,7	-21,9	15,2
150	2,4	0,83	8,67	9,50	1,20	-8,82	3,71	2,4	25,0	27,4	3,5	-25,5	10,7
165	2,4	0,83	8,77	9,60	0,62	-9,43	1,88	2,4	25,3	27,7	1,8	-27,2	5,4
180	2,4	0,83	8,77	9,60	0,00	-9,60	0,00	2,4	25,3	27,7	0,0	-27,7	0,0
195	2,4	0,83	8,77	9,60	-0,62	-9,43	-1,88	2,4	25,3	27,7	-1,8	-27,2	-5,4
210	2,8	0,97	8,67	9,64	-1,21	-8,95	-3,77	2,8	25,0	27,8	-3,5	-25,8	-10,9
225	3,2	1,11	8,27	9,38	-1,68	-7,82	-5,44	3,2	23,9	27,1	-4,9	-22,6	-15,7
240	3,7	1,28	7,31	8,59	-1,91	-5,95	-6,49	3,7	21,1	24,8	-5,5	-17,1	-18,7
255	4,3	1,49	5,56	7,05	-1,75	-3,52	-6,35	4,3	16,0	20,3	-5,1	-10,1	-18,3
270	5,7	1,97	2,92	4,90	-1,26	-1,26	-4,90	5,7	8,4	14,1	-3,6	-3,6	-14,1
285	7,7	2,67	-0,49	2,17	-0,54	0,04	-2,24	7,7	-1,4	6,3	-1,6	0,1	-6,5
300	11,0	3,80	-4,39	-0,58	0,13	-0,18	0,57	11,0	-12,7	-1,7	0,4	-0,5	1,6
315	18,9	6,54	-8,27	-1,73	0,31	-1,00	1,44	18,9	-23,9	-5,0	0,9	-2,9	4,2
330	35,8	12,39	-11,59	0,80	-0,10	0,64	-0,49	35,7	-33,4	2,3	-0,3	1,9	-1,4
345	74,8	25,89	-13,83	12,06	-0,78	11,45	-3,88	74,7	-39,9	34,8	-2,3	33,0	-11,2
360	142,5	49,33	-14,62	34,71	0,00	34,71	0,00	142,3	-42,2	100,1	0,0	100,1	0,0
375	162,4	56,22	-13,83	42,39	2,75	40,23	13,63	162,2	-39,9	122,3	7,9	116,1	39,3
390	83,4	28,87	-11,59	17,28	2,18	13,88	10,53	83,3	-33,4	49,8	6,3	40,0	30,4
405	46,3	16,03	-8,27	7,76	1,39	4,50	6,47	46,2	-23,9	22,4	4,0	13,0	18,7
420	28,5	9,87	-4,39	5,48	1,22	1,69	5,35	28,5	-12,7	15,8	3,5	4,9	15,4

Продовження таблиці 2.6

φ°	РЦ	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
435	20,0	6,92	-0,49	6,43	1,60	0,12	6,62	20,0	-1,4	18,5	4,6	0,3	19,1
450	15,0	5,19	2,92	8,12	2,10	-2,10	8,12	15,0	8,4	23,4	6,0	-6,0	23,4
465	12,2	4,22	5,56	9,78	2,43	-4,88	8,82	12,2	16,0	28,2	7,0	-14,1	25,4
480	10,2	3,53	7,31	10,84	2,40	-7,50	8,19	10,2	21,1	31,3	6,9	-21,6	23,6
495	9,1	3,15	8,27	11,42	2,05	-9,53	6,63	9,1	23,9	32,9	5,9	-27,5	19,1
510	8,5	2,94	8,67	11,61	1,46	-10,79	4,54	8,5	25,0	33,5	4,2	-31,1	13,1
525	6,8	2,35	8,77	11,12	0,72	-10,93	2,18	6,8	25,3	32,1	2,1	-31,5	6,3
540	4,7	1,63	8,77	10,40	0,00	-10,40	0,00	4,7	25,3	30,0	0,0	-30,0	0,0
555	3,1	1,07	8,77	9,84	-0,64	-9,67	-1,93	3,1	25,3	28,4	-1,8	-27,9	-5,6
570	2,7	0,93	8,67	9,60	-1,21	-8,92	-3,75	2,7	25,0	27,7	-3,5	-25,7	-10,8
585	2,7	0,93	8,27	9,20	-1,65	-7,68	-5,34	2,7	23,9	26,6	-4,8	-22,1	-15,4
600	2,7	0,93	7,31	8,24	-1,83	-5,71	-6,23	2,7	21,1	23,8	-5,3	-16,5	-18,0
615	2,7	0,93	5,56	6,49	-1,62	-3,24	-5,85	2,7	16,0	18,7	-4,7	-9,4	-16,9
630	2,7	0,93	2,92	3,86	-1,00	-1,00	-3,86	2,7	8,4	11,1	-2,9	-2,9	-11,1
645	2,7	0,93	-0,49	0,44	-0,11	0,01	-0,45	2,7	-1,4	1,3	-0,3	0,0	-1,3
660	2,7	8,59	-4,39	4,20	-0,93	1,29	-4,11	24,8	-12,7	12,1	-2,7	3,7	-11,8
675	2,7	0,93	-8,27	-7,34	1,32	-4,26	6,12	2,7	-23,9	-21,2	3,8	-12,3	17,6
690	2,7	0,93	-11,59	-10,66	1,34	-8,56	6,49	2,7	-33,4	-30,7	3,9	-24,7	18,7
705	2,7	0,93	-13,83	-12,89	0,84	-12,24	4,15	2,7	-39,9	-37,2	2,4	-35,3	12,0
720	2,7	0,93	-14,62	-13,69	0,00	-13,69	0,00	2,7	-42,2	-39,5	0,0	-39,5	0,0

2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані:

ефективна потужність:	$P_e =$	25,27 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	1500 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	105 мм
хід поршня:	$S =$	130 мм
число циліндрів:	$i =$	4
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42500 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	5,83 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,50
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,36
кількість свіжого заряду	$M_i =$	1,198 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,231 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	342,9 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,42

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_H = Q_e + Q_v + Q_r + Q_m + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_v - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_m - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_H = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_H = 68,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_H приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 25,27 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_H \cdot 100 \%$$

$$q = 36,74 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 25,0 \text{ кВт}$$

Вирахуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 1,1 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1. Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{CT} + W_{г.р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09 - 0,16$	0,11
$W_{ст.} = 0$	$W_{вип.} = 0,01 - 0,05$	0,02

$$Q_w = 8,94 \text{ кВт}$$

2.3.2. Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,12$; $v = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 6,50 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мод}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{\text{срт}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,00113 \text{ м}^3$$

$$P_n = 4,05 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 4,05 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 12,99 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{\text{тв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\text{в}} = (6 - 10) \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00050 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_6 \cdot \Delta P_6 / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_6 = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,5 - 0,6$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,55$$

$$P_{в.н.} = 0,09 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 0,09 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_6 = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_6 = 13,08 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_6 = Q_6 / Q_{г.п.} \cdot 100\%$$

$$q_6 = 19,02 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{г.} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_o} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p')_{t_o} \cdot t_d \right]$$

$$m C_p'' = 31,08$$

ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$m C_p' = 19,09$$

ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477$$

- температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 69,9$$

- температура на початку стиску.

$$Q_{г.} = 25,6 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{г.} = Q_{г.} / Q_{г.п.} \cdot 100\%$$

$$q_{г.} = 37,2 \%$$

2.5. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

2.5.1. Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$P_{mi} =$ 0,63 МПа - середній індикаторний тиск

$\Delta_{MD} =$ 0,0948

тоді

$Q_{MD} =$ 6,52 кВт

$Q_{M1} =$ 2,38 кВт

2.5.2. Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу

$\kappa = 1,4$

$\rho_M = 900$ кг/м³ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094$ кДж/кг - середня теплоємність масла.

$DT_M = 6 - 15$ К - температурний перепад масла в охолоджувачі
двигуна

$DT_M =$ 8 К

$V_M =$ 0,00022 м³/с

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6$ Па - робочий тиск масла в системі.

$P_0 =$ 400000 Па

$\eta_m = 0,6 - 0,7$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{m.n.} = 0,14 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{m2} = P_{mH}$

$$Q_{m2} = 0,14 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 2,51 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_M = 3,66 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 2,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 3,4 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	25,3	36,7
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	13,1	19,0
теплота, яка виноситься випускними газами	25,6	37,2
теплота, яка відводиться маслом	2,5	3,7
невраховані теплові втрати	2,3	3,4
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	68,8	100,0

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій шатунів ДВЗ.

Шатун є частиною кривошипно – шатунного механізму двигуна і лужить для передачі зусиль від поршня до колінчастого валу і, навпаки, від колінчастого валу до поршня (в залежності від співвідношення діючих сил).

Основними елементами шатуна є:

- а) поршнева голівка, що з'єднується за допомогою поршневого пальця з поршнем;
- б) кривошипна голівка, що з'єднується з шатунною шийкою колінчастого валу;
- с) стержень шатуна.

В залежності від конструкції в комплект шатуна входять також втулки, вкладиші, болти (або шпильки) з гайками, елементи кріплення вкладишів та елементи шплінтовки гайок.

При роботі двигуна шатун здійснює складний рух, під час якого він піддається дії змінних по величині і напрямку газових та інерційних сил. В деяких випадках дія цих сил носить ударний характер. Матеріал шатуна працює на втому.

У зв'язку з цим до шатуна виставляються такі вимоги:

а) Міцність та жорсткість; ці вимоги обумовлюють необхідність правильного вибору матеріалу та розробки оптимальної форми шатуна. Зважаючи на знакоперемінний характер нагрузок, діючих на шатун, матеріал шатуна повинен мати високий опір при роботі на втому. Такими матеріалами є високої якості вуглецеві, а також леговані сталі. Для виготовлення шатунів звичайно застосовують сталі 40, 45, 40Х, 40ХН. Шатуни двигунів з малою напруженістю виготовляють із сталі 5; для виготовлення дуже навантажених шатунів застосовують леговані сталі 18ХМА, 18ХНВА, 40ХНМА.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

б) Мала маса шатуна; ця вимога необхідна для зменшення сил інерції шатуна.

Конструкція шатуна залежить від типу та призначення двигуна, від його швидкохідності та напруженості, а також від масштабу виробництва. Форма шатуна має бути найбільш технологічною для прийнятого масштабу виробництва.

Шатуни двигунів індивідуального виробництва виготовляють за допомогою точіння, крупносерійного та масового виробництва – штамповкою. Шатуни двигунів з високою напруженістю повністю оброблюються, поліруються і для підвищення міцності на втому наклепуються (наприклад, обдування дробом).

- Поршнева голівка шатуна

Поршнева (верхня) голівка шатуна проектується з врахуванням наступного:

- Шарнірне з'єднання поршневого пальця з шатуном працює при високих питомих тисках, підвищеній температурі та недостатньому змащенні.

- На надійність роботи підшипника суттєво впливає жорсткість поршневої голівки. При цьому необхідно врахувати небажаність збільшення маси голівки і, відповідно, сил інерції мас, що рухаються поступово.

Поршнева голівка шатуна піддається згинанню зилами інерції мас, що рухаються поступово, та силами від тиску газів. Напруження згинання мають максимальне значення в місці переходу головки в стержень шатуна. Для зменшення напружень переход має бути плавним, з максимально можливим радіусом.

Підшипник поршневої голівки шатуна звичайно представляє собою втулку із бронз БрОФ10–1, БрОЦ10-2, БрАЖ9-4 або ж із сталі з заливкою свинцовистою бронзою БрС30. У ненапружених двигунах інколи застосовують заливку бабітом.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Змашування підшипника виконується примусово по отвору в стержні шатуна, що різко зменшує зношування втулки поршневої голівки, або розбризгуванням через отвори, які розташовані в найменш навантажених місцях.

Чим вища напруженість двигуна, тим більш старанно має бути оброблена поверхня поршневої голівки для підвищення міцності втоми, яка у штампованих шатунів вища, ніж у оброблених грубо. В окремих випадках шатун не має шарнірного з'єднання з поршневим пальцем і жорстко кріпиться до нього болтами. Фірма “Зульцер” застосовує сферичне з'єднання шатуна з поршнем. В цьому випадку верхня голівка шатуна сферична.

- Стрижень шатуна

Стрижень шатуна у більшості двигунів має двотавровий переріз і лише у мілкосерійних та крупних двигунів – кругле або трубчате. Вісь більшої жорсткості двотавра поперечного перерізу в залежності від конструкції кривошипної голівки для надання їй більшої жорсткості може лежати як в площині гойдання шатуна, так і перпендикулярно до неї. Це допустимо, так як стрижень шатуна працює на стиск та розтягування і при звичайних конструктивних співвідношеннях шатуна поздовжнього згинання практично не має.

Конструкція стрижня шатуна визначається виходячи із наступного:

1) форма поперечного перерізу шатуна вибирається із необхідності отримання великої жорсткості при малій масі і витраті метала, а також забезпечення найкращої технологічності при данному масштабі виробництва;

2) двигуни середньої форсировки крупносерійного виробництва мають штамповані шатуни; з підвищенням форсировки приходиться збільшувати міцність на втому шатуна поліруванням стрижня та нагартуванням поверхні обдужкою дробом;

3) для забезпечення жорсткості кривошипної голівки поперечні розміри стрижня шатуна часто збільшують по мірі віддалення від поршневої голівки;

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4) довжина шатуна L визначається величиною $\lambda = L/R$, де R – радіус кривошипу. У швидкохідних двигунів звичайно $\lambda = 3,7 \dots 4,2$; у тихохідних $\lambda = 4 \dots 5$; чим менше λ , тим більший боковий тиск поршня на стінку циліндра;

5) в стрижні шатуна часто роблять отвір для підведення змащення до поршневої голівки шатуна;

6) стрижень шатуна працює на втому під дією газових та інерційних сил; розраховувати стрижень шатуна на поздовжнє згинання немає потреби, тому що реально “ступінь гнучкості”

7) шатуна не має таких значень, щоб мала місце втрата стійкості в робочих умовах.

- Кривошипна голівка шатуна

Кривошипна голівка шатуна виготовляється від'ємною від стрижня шатуна, за одне ціле з шатуном (без роз'єму) та з від'ємною кришкою. Вибір конструкції проводиться з врахуванням наступного:

- Для забезпечення надійної роботи підшипника шатуна та шийки колінчастого останню роблять як можна більшого діаметра. В судових двигунах треба забезпечити можливість витягування поршня разом із шатуном через циліндр. При великому діаметрі вала стик в роз'ємі кривошипної голівки стає недостатньо жорстким і мало місця залишається для розміщення болтів шатуна. В цьому випадку застосовують косий роз'єм кривошипної голівки. Захист болтів від згинання забезпечується застосуванням в стику замків у вигляді виступів, зубців або призонних втулок. Інколи кривошипну голівку роблять повністю від'ємною.

- В мілкосерійних та крупних двигунах кривошипну голівку часто роблять від'ємною від стрижня шатуна. Поміж стрижнем та голівкою інколи ставлять прокладки для регулювання ступеню стиску. Роз'єм роблять також для забезпечення можливості витягування поршня із шатуном через циліндр при великому діаметрі шатунної шийки вала.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Кривошипна голівка має бути жорсткою та плавно (великими радіусами) спрягатися із стержнем шатуна.

- Кришка кривошипної голівки 4 – тактного двигуна навантажена силами інерції мас шатуна, що рухаються поступально. Для забезпечення жорсткості вона забезпечується ребрами. В 2 – тактних двигунах кришка навантажується лише при запуску та заїданні поршня, однак для забезпечення правильної форми підшипника і в цьому випадку вона робиться жорсткою і часто на ній встановлюють ребра.

- Шатунні болти

Шатунні болти або шпильки нагружаються силою затяжки та додатково змінною силою, що визивається силами інерції мас, що рухаються поступально. Для виготовлення шатунних болтів застосовують такі сталі: 40, 40X, 20XH3A, 40XH, 40XH2MA та інші.

Під дією змінних сил болт шатуна працює на втому. Місцями концентрації напруг є:

- 1) різьба по причині наявності впадин з маленькими радіусами при вершині;
- 2) канавка для виходу різця;
- 3) переходи від стрижня болта до головки та до центруючих поясків;
- 4) риси, що утворилися при грубій обробці.

Підвищення міцності на втому болта шатуна забезпечується слідуючими заходами:

- Для розвантаження різьби робиться тонкішою циліндрична частина болта. Її роблять рівною 0,85...0,95 від внутрішнього діаметра різьби. Ця частина болта та переходи старанно поліруються.

- Переходи від тонкої частини болта до різьби, центруючим пояскам і до головки роблять з можливо більшими радіусами (до поясків і різьби $0,5d$, до головки $(0,15...0,20)d$).

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Для забезпечення податливості крайнім виткам і їх часткового розвантаження різьбу болта втоплюють в гайку. Найбільш навантаженим є перший виток (від місця упору гайки, що працює на стиск).

- Різьба виконується накаткою. Така різьба має більшу міцність при роботі на втому, ніж нарізана та шліфована.

- Різьба виготовляється із збільшеними радіусами у вершин та впадин.

Для забезпечення роботи болта на чисте розтягування головку болта роблять симетричною без односторонніх скосів. Опорні торці гайки та головки болта, а також опорні торці в шатуні і кришці мають бути перпендикулярними вісі болта.

- Підшипники шатунні

Вкладиші шатунних підшипників виготовляються із біметалевої стрічки (сталеалюмінієвої, з свинцевистою бронзою або бабітом), або заливаються бабітом чи свинцевистою бронзою. Вибір антифрикційного матеріалу та типу підшипника залежать в першу чергу від напруженості та розмірів двигуна, а також від його типу та масштабу виробництва.

Конструкція шатуна для V - подібного двигуна та з косим роз'ємом

Вибір конструктивних форм шатунів залежить від типу двигуна, його швидкохідні, тактності, застосовуваних матеріалів і інших чинників.

У дворядних (V-подібних), багаторядних (W - і X – подібних), горизонтальних і зіркоподібних двигунів з одною шатунною шийкою вала сполучаються два або кілька шатунів, що складають шатунну групу.

В V- подібних двигунах застосовують три основних типи конструкцій шатунів, що розрізняються за способом зчленування їх з шатунною шийкою вала:

1) зміщені шатуни, тобто два шатуна звичайної конструкції, розташовані поруч на одній загальній шатунній шийці колінчастого вала;

2) центральні шатуни, один з яких (вильчатий) охоплює вкладиш, розташований безпосередньо на шатунній шийці, а інший (внутрішній) розташований всередині вильчастого шатуна і працює на зовнішній

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поверхні вкладиша (рис.2);

3) зчленовані шатуни, один з яких (головний) безпосередньо з'єднаний з шийкою вала, а інший (причіпний) з'єднаний з головним шатуном за допомогою пальця, що закріплюється в провушинах головного шатуна (рис.2). У багатьох сучасних двигунів кріплення кришки головного шатуна виконується за допомогою шпильок і двох конічних штифтів (рис.2).

Основні переваги зміщених шатунів: простота конструкції; можливість виконання обох шатунів однаковими; відносно проста подача масла через стрижень для змащення поршневого пальця і порівняно просте охолодження днища поршня; кінематика і динаміка поршнів обох блоків, з'єднаних з одного шийкою, однакові, що полегшує досягнення врівноваженості двигуна; однакові навантаження на шатуни і поршні обох циліндрів; рівномірне навантаження на кривошипну головку і її підшипник; порівняно низька вартість.

Недоліком зміщених шатунів є необхідність подовження шатунної шийки для збільшення площі опорної поверхні. При використанні таких шатунів доводиться зміщувати один блок циліндрів щодо іншого уздовж осі колінчастого вала. Все це викликає збільшення довжини двигуна і ускладнює передачу до органів розподілу. Крім того, при такому розміщенні шатунів виникають додаткові моменти, які згинають шатунну шийку і щоби колінчастого валу.

Переваги центральних шатунів в порівнянні з зчленованими: однакова кінематика і однакове навантаження на шатуни і поршні в циліндрах правого і лівого блоків, рівномірне навантаження на кривошипну головку і її підшипник, краща рівномірність розподілу крутного моменту і врівноваженість всього двигуна.

Недоліки центральних шатунів: складність конструкції вільчастого шатуна і його недостатня жорсткість (великі напруження в перетинах вилки стрижня); різні жорсткості кривошипних головок вільчастого і внутрішнього шатунів і трудність їх розміщення; мале відношення довжини

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

кривошипної шийки до її діаметру у внутрішнього шатуна, що погіршує умови змащення шийки; складність виготовлення вкладишів з двосторонньою заливкою антифрикційним сплавом.

Перевагами зчленованих шатунів є більша жорсткість кривошипної головки і сприятливе для змащення відношення довжини шийки до її діаметру, а також відсутність вилки у головного шатуна в більшості сучасних конструкцій.

Недоліки зчленованих шатунів: різна кінематика поршнів в головному і бічному циліндрах, а отже, різні величини сил в головному і причіпному шатунах і закони їх зміни; наявність додаткового навантаження на стрижень головного

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

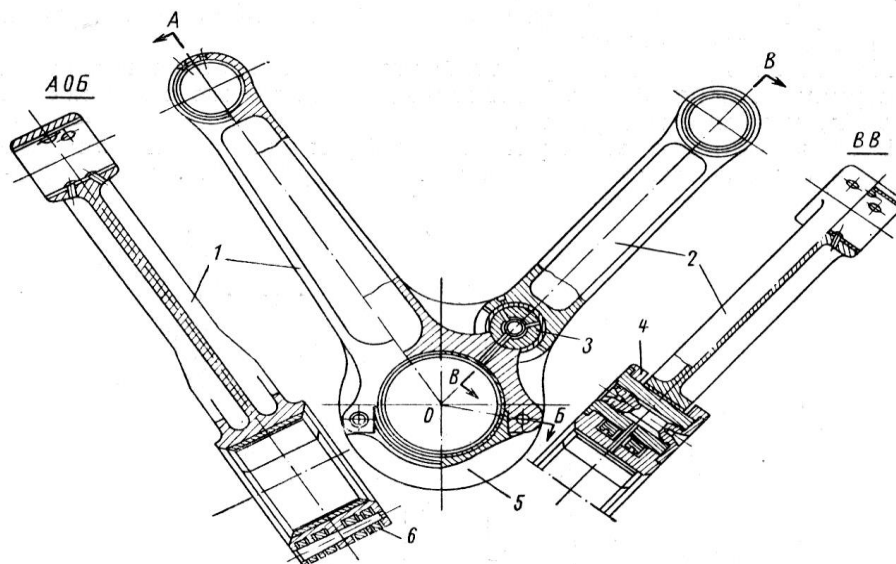


Рисунок 3.2 Шатун V-подібного дизеля М601

1 – головний шатун, 2 – причепний шатун, 3 – палець, 4 – провувшини, 5 – кришка, 6 – штифт конічний

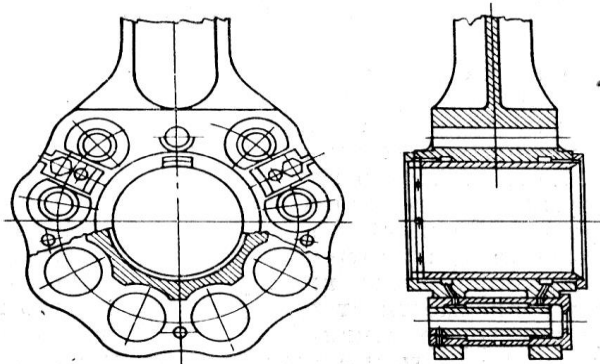


Рисунок 3.3 Нижня головка зіркоподібного дизеля

шатуну і бічну поверхню відповідного поршня від сил в бічному циліндрі; наявність вушок в кривошипній голівці головного шатуна, які навантажені зосередженими силами, що викликають вигин; підвищений питомий тиск на палець причепного шатуна; дещо гірша врівноваженість двигуна і поява у зв'язку з цим додаткового крутного моменту, який зменшує міцність колінчастого валу.

Найбільше поширення отримали конструкції із зчленованими та зміщеними шатунами. В багаторядних та зіркоподібних двигунах застосовують переважно зчленовані шатуни. Для групи циліндрів,

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ

Аркуш

розташованих в площині обертання кривошипу, комплект шатунів складається із одного головного і інших причепних (рис.3.3).

Нижня головка шатуна з косим роз'ємом

Для зменшення габаритів кривошипної головки, якщо необхідно забезпечити витягування шатуна через циліндр, застосовують такі конструктивні рішення:

1) застосовують головки з косим роз'ємом (рис.3.4), площина якого розташовується під кутом, рівним 30° , 45° або 60° до осі стрижня; при цій конструкції зменшується сила P_p на шатунний болт; для сприйняття зусилля P_c , що виникає в площині роз'єму, передбачають спеціальний замок; напрямок нахилу площини роз'єму необхідно вибирати з урахуванням напрямку обертання колінчастого вала і розвантаження кришки кривошипної головки від сили тиску газів;

2) виконують з'єднання за допомогою шпильок (рис.3.5), які працюють на зріз одночасно в декількох перетинах ; зазвичай на стрижні передбачають по п'ять шипів з кожного боку головки; в проміжки між ними входять чотири шипа кришки;

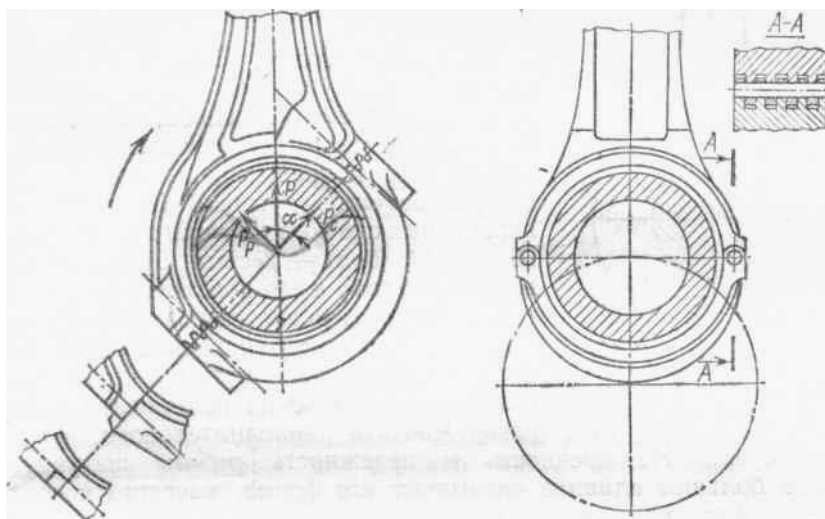


Рисунок 3.4 Кривошипна головка шатуна с косим разе́мом

Рисунок 3.5 Кривошипна головка шатуна із шпильками, що працюють на зріз

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ

Аркуш

3.2 Опис конструкції запроєктованого шатуна

Для запроєктованого дизеля 4Ч10,5/13 розроблена покращена конструкція шатуна (рис.3.1), який відрізняється від серійного шатуна тим, що його нижня головка шатуна з косим розємом має значно простішу конструкцію, яка забезпечує підвищені ресурсні показники шатунних підшипників.

При проектуванні шатуна був використаний передовий досвід фірми Volvo (Швейцарія) у виготовленні шатунів для високофорсованих стаціонарних і транспортних двигунів. Суть цієї передової технології виготовлення шатуна з косим розємом нижньої головки заключається в тому, що площа розему нижньої головки утворюється в результаті розриву нероз'ємної головки. При складанні розірваної нижньої головки стикові поверхні стержня і кришки шатуна співпадають дуже точно і візуально важко знайти лінію розділу поміж стержнем та кришкою шатуна. Тому при такій конструкції нижньої головки не потрібно застосування допоміжних деталей для фіксації взаємного положення стержня і кришки.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

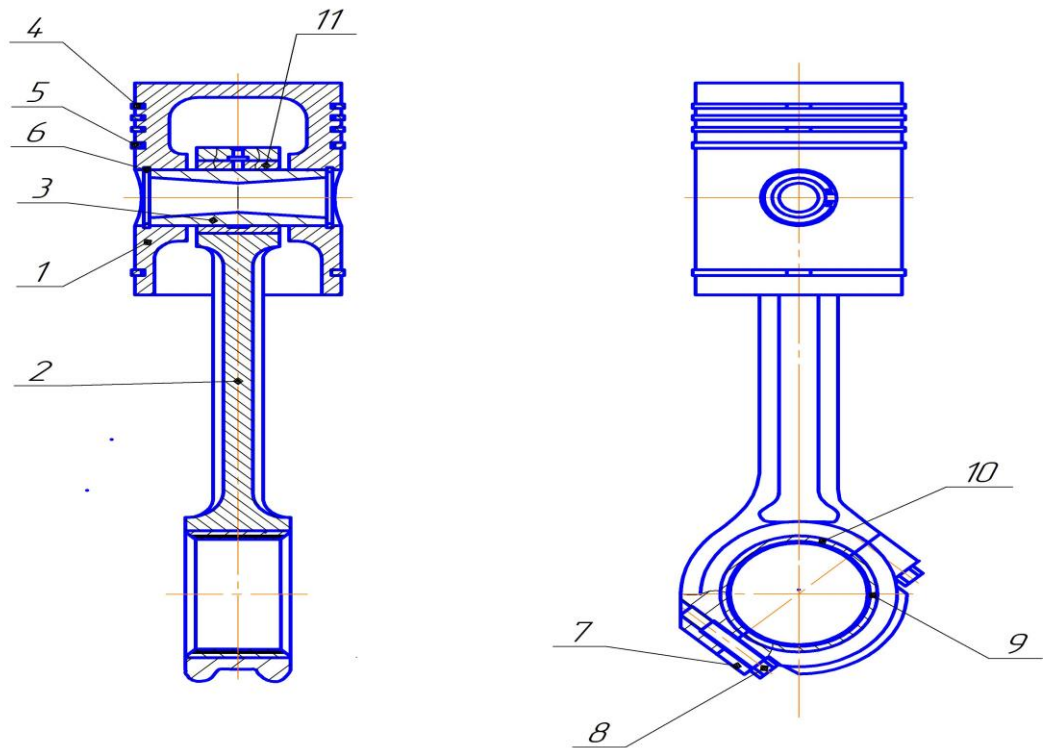


Рисунок 3.1 Шатунно-поршнева група

1 – поршень, 2 – стержень шатуна, 3 – палець поршневий, 4 – кільце компресійне, 5 – кільце маслозємне, 6 – кільце стопорне, 7 – кришка шатуна, 8 – болт шатунний, 9, 10 – вкладиш шатуна верхній і нижній, 11 – втулка шатуна.

ЕК

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

3.3 Розрахунок на міцність шатунних болтів

Завданням розрахунку є знаходження напружень і запасів міцності в шатунних болтах при частоті обертання $n = 750$ об/хв

Вихідні дані

Число оборотів колінчастого валу двигуна	$n =$	750	хв^{-1}
Маса поршня	$m_{\text{п}} =$	42	кг
Маса стрижня шатуна	$m_{\text{ш}} =$	54	кг
Кількість шатунних болтів, що кріплять кришку шатуна до стрижня	$i =$	4	
Радіус кривошипу	$R =$	0,17	м
Довжина шатуна	$L =$	0,69	м
Коефіцієнт динамічного навантаження болта	$a =$	0,2	
Внутрішній діаметр різьби	$d_{\text{вн}} =$	0,02	м
Середній діаметр різьби	$d_{\text{сер}} =$	0,021	м
Коефіцієнт тертя в різьбі	$\beta =$	0,07	
Ефективний коефіцієнт концентрації в різьбі	$k_{\sigma} =$	2,5	
Границя текучесті матеріалу болта - сталь 40ХН2МА	$\sigma_{\text{м}} =$	850	МПа
Границя втоми матеріалу болта при розтягуванні	$\sigma_{\text{лр}} =$	400	МПа

Розрахунок

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad \omega = 78,53 \quad \text{рад/с}$$

2. Кривошипне відношення

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad \lambda = 0,246$$

3. Сила інерції, що діє на шатунні болти

$$P_{\text{jp}} = (m_{\text{п}} + m_{\text{ш}}) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad P_{\text{jp}} = 125425 \quad \text{Н}$$

4. Сила затяжки одного болта

$$P_3 = 2,5 \cdot P_{\text{jp}} / i \quad P_3 = 78391 \quad \text{Н}$$

5. Сумарна сила, що діє на шатунний болт

$$P_{\sigma} = P_3 + a \cdot P_{\text{jp}} / i \quad P_{\sigma} = 84662 \quad \text{Н}$$

6. Сумарні напруження в шатунному болті

$$\sigma = \frac{P_{\sigma} \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} \quad \sigma = 269,5 \quad \text{МПа}$$

7. Крутний момент, що діє на стрижень болта при його затяжці від тертя поверхней ниток різьби болта та гайки

$$M_{кр} = \frac{\beta \cdot P_z \cdot d_{сер}}{2} \quad M_{кр} = 57,6 \quad \text{Н·м}$$

8. Дотичні напруження в тілі стрижня болта при його крученні

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_{вн}^3} \quad \tau = 36,0 \quad \text{МПа}$$

9. Складне напруження в розрахунковому перерізі стрижня болта

$$\sigma_{скл} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \sigma_{скл} = 276,7 \quad \text{МПа}$$

10. Запас статичної міцності шатунного болта по пластичній деформації

$$n_\sigma = \sigma_T / \sigma_{скл} \quad n_\sigma = 3,1$$

У виконаних двигунах $n_\sigma \approx 1.5 \dots 3.0$ [8]

11. Шатунні болти розраховуються на втому в слідуючому порядку.

В процесі роботи різьбового з'єднання зусилля затяжки залишається постійним і до напружень затяжки додаються змінні напруження від зовнішнього навантаження, яке змінюється у часі

Амплітуда змінних напружень в різьбовій частині болта

$$\sigma_a = \frac{a \cdot P_{jp}}{i \cdot 0.785 \cdot d_{вн}^2} \quad \sigma_a = 20,0 \quad \text{МПа}$$

12. Запас міцності різьбового з'єднання по змінним напруженням

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \quad n_a = 8,0$$

У виконаних двигунах $n_a \approx 2.5 \dots 5.0$ [8]

Висновок

Запас статичної міцності шатунного болта по пластичній деформації

$n_a = 2,8$ і запас міцності різьбового з'єднання по змінним

напруженням $n_a = 7,4$ не менше допустимих $n_\sigma = 1,5 \dots 3,0$

$n_a \approx 2.5 \dots 5.0$ Отже працездатність шатунного болта забезпечується

3.3 Розрахунок на міцність шатуна

Завданням розрахунку на міцність шатуна є знаходження в його елементах напруг, запасів міцності при роботі на втому та визначення його працездатності при діючих на нього навантаженнях

Вихідні дані для розрахунку

1. Діаметр поршня	$D =$	0,105	м
2. Хід поршня	$S =$	0,13	м
3. Частота обертання колінчастого валу	$n =$	1500	хв^{-1}
4. Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} =$	6,85	МПа
5. Маса поршневої групи	$m_{\text{п}} =$	3,5	кг
6. Маса шатуна	$m_{\text{ш}} =$	10,1	кг
7. Конструктивні розміри шатуна:			
- довжина шатуна $L = (1,5 \dots 2,5)S$	$L =$	0,27	м
- діаметр отвору верхньої головки шатуна (діаметр поршневого пальця) $d_{\text{п}} = (0,4 \dots 0,5)D$	$d_{\text{п}} =$	0,045	м
- зовнішній діаметр втулки верхньої головки шатуна $d = (1,1 \dots 1,25)d_{\text{п}}$	$d =$	0,05	м
- зовнішній діаметр верхньої головки шатуна $d_{\text{Г}} = (1,3 \dots 1,8)d_{\text{п}}$	$d_{\text{Г}} =$	0,069	м
- довжина поршневої головки шатуна $l_{\text{ш}} = (0,33 \dots 0,45)D$	$l_{\text{ш}} =$	0,042	м
- діаметр отвору нижньої головки шатуна (діаметр шатунної шийки) $d_{\text{ш.ш.}} = (0,6 \dots 0,75) \cdot D$	$d_{\text{ш.ш.}} =$	0,072	м
- довжина кривошипної головки шатуна $l_{\text{к}} = (0,45 \dots 0,70) \cdot d_{\text{ш.ш.}}$	$l_{\text{к}} =$	0,052	м
- кут поміж площиною роз'єму кривошипної головки та вісью шатуна	$\beta =$	45	°
- відстань поміж шатунними болтами $c = (1,15 \dots 1,4) \cdot d_{\text{ш.ш.}}$	$c =$	0,105	м
- товщина стінки вкладиша шатуна $t_{\text{в}} = (0,03 \dots 0,05)d_{\text{ш.ш.}}$	$t_{\text{в}} =$	0,004	м
- висота поперечного перерізу стержня шатуна (двотавра) $h = (0,45 \dots 0,55)d_{\text{Г}}$	$h =$	0,04	м

- ширина поперечного перерізу стержня шатуна (полки двотавра) $b = (0,60 \dots 0,85)h$	$b =$	0,025	м
- товщина стінки двотавра $a = (0,5 \dots 0,6)b$	$a =$	0,01	м
- товщина полки двотавра $t = (0,4 \dots 0,5)b$	$t =$	0,01	м
8. Матеріал з якого виготовлений шатун - механичні властивості сталі 45:	Сталь 45 ГОСТ1050-84		
- межа міцності	$\sigma_B =$	600	МПа
- межа текучести	$\sigma_T =$	350	МПа
- межа втоми при згинанні	$\sigma_{-1} =$	350	МПа
- межа втоми при розтягуванні - стисканні	$\sigma_{-1P} =$	280	МПа
- коефіцієнт приведення циклу при розтягуванні	$\alpha_\sigma =$	0,23	
- модуль пружності для сталі	$E_{ш} =$	220000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для сталі	$\alpha_{ш} =$	1,2E-05	°C ⁻¹
9. Матеріал втулки верхньої головки шатуна	Бронза БрАЖ-9-4-Л		
- модуль пружності для бронзи	$E_B =$	115000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для бронзи	$\alpha_{ш} =$	0,00002	°C ⁻¹
10. Монтажний натяг посадки бронзової втулки $\Delta = 0,00 \dots 0,08$ мм	$\Delta =$	0,02	мм
11. Температура верхньої головки шатуна при роботі двигуна $t = 100 \dots 130$ °C	$t =$	110	°C
12. Коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,25 \dots 0,30$	$\mu =$	0,3	

1. Розрахунок верхньої головки шатуна

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	$\omega =$	157,05	рад/с
2. Радіус кривошипу $R = S/2$	$R =$	0,065	м
3. Кривошипне відношення $\lambda = R/L$	$\lambda =$	0,241	
4. Товщина стінки верхньої головки $h_r = 0,5(d_r - d)$	$h_r =$	0,0095	м

5. Максимальна напруга пульсуючого циклу в перерізі I-I верхньої головки від сили інерції маси комплекта поршня

$$\sigma_{\max} = \frac{m_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_z \cdot l_{uu}}$$

$$\sigma_{\max} = 8,72 \text{ МПа}$$

6. Маштабний коефіцієнт, що враховує розміри шатуна $\varepsilon_M = 0,70 \dots 0,90$

$$\varepsilon_M = 0,75$$

7. Коефіцієнт поверхностної чутливості, що враховує шорсткість поверхні головки шатуна $\varepsilon_n = 0,65 \dots 0,95$

$$\varepsilon_n = 0,7$$

8. Ефективний коефіцієнт концентрації в перерізі I-I

$$K_\sigma = 1,2 + 0,00018 \cdot (\sigma_B - 400)$$

$$K_\sigma = 1,236$$

9. Амплітудна та середня напруга циклу

$$\sigma_a = 0,5 \sigma_{\max}$$

$$\sigma_m =$$

$$\sigma_m = 4,36 \text{ МПа}$$

10. Запас міцності в перерізі I-I визначається по межі втоми

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_n} + \sigma_m}$$

$$n_\sigma = 19,1$$

11. Допусимий запас міцності в перерізі I-I

$$[n_\sigma] = 2,5 \dots 5$$

12. Додатковий натяг поміж головкою шатуна та втулкою, що виникає по причині різних величин коефіцієнтів лінійного розширення їх матеріалів $\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_{III}) \cdot t$

$$\Delta_t = 0,044 \text{ мм}$$

13. Сумарний натяг поміж головкою та втулкою шатуна $\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t$

$$\Delta_\Sigma = 0,064 \text{ мм}$$

14. Питомий тиск на поверхні контакту втулка-головка

$$p = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left\{ \frac{\frac{(d_z^2 + d^2)}{(d_z^2 - d^2)} + \mu}{E_{uu}} + \frac{\frac{(d^2 + d_n^2)}{(d^2 - d_n^2)} - \mu}{E_\sigma} \right\}}$$

$$p = 13,3 \text{ МПа}$$

15. Напруга від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_3 = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_z^2 - d^2}$$

$$29,4$$

$$\sigma_3 = \text{МПа}$$

16. Напруга від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_{BH} = p \cdot \frac{d_z^2 + d^2}{d_z^2 - d^2}$$

42,7

$\sigma_{BH} =$ МПа

17. Допустима напруга у верхній головці шатуна

$$[\sigma] = 50 \dots 80 \text{ МПа}$$

2. Розрахунок на міцність кривошипної головки шатуна

Точний розрахунок кривошипної головки є досить складним внаслідок неможливості повного врахування впливу всіх конструктивних факторів.

Приблизний розрахунок кривошипної головки шатуна зводиться до визначення напруження згинання в середньому перетині II - II кришки головки від сил інерції, що мають максимальне значення в началі впуску.

1. Маса деталей КШМ, що рухаються зворотно - поступально

$$m_j = m_n + 0,3m_{ш}$$

$m_j = 6,53 \text{ кг}$

2. Частина маси шатуна, що здійснює зворотно - поступальний рух $m_{ш.п.} = 0,3m_{ш}$

$$m_{ш.п.} = 3,03 \text{ кг}$$

3. Частина маси шатуна, що здійснює обертальний рух

$$m_{ш.к.} = 7,07 \text{ кг}$$

$$m_{ш.к.} = m_{ш} - m_{ш.п.}$$

4. Маса кришки кривошипної головки шатуна

$$m_{кр} = (0,20 \dots 0,30)m_{ш}$$

$$m_{кр} = 2,5 \text{ кг}$$

5. Максимальна сила інерції, що діє на кришку нижньої головки шатуна

$$F_i = \omega^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.п.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})]$$

$$F_i = 311935 \text{ Н}$$

6. Внутрішній радіус отвору кривошипної головки

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_b)$$

$$r_1 = 0,038 \text{ м}$$

7. Момент опору розрахункового перерізу $W_{зг.} =$

$$I_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2 / 6$$

$$W_{зг.} = 1,8E-06 \text{ м}^3$$

8. Момент інерції поперечного перерізу вкладиша шатунного

$$J_B =$$

$$J_B = 2,8E-10 \text{ м}^4$$

$$I_k \cdot t_B^3 / 12$$

8. Момент інерції поперечного перерізу кришки шатуна

$$J_K = I_K \cdot (0,5c - r_1)^3 / 12$$

$$J_K = 1,3E-08 \text{ м}^4$$

9. Сумарна площа кришки та вкладиша в розрахунковому перерізі

$$F_K = I_K \cdot 0,5(c - d_{ш.ш.})$$

$$F_K = 0,00086 \text{ м}^2$$

10. Згинальна напруга в кришці та вкладиші

$$\sigma = F_i \cdot \left(\frac{0,023 \cdot c}{(1 + \frac{J_B}{j}) \cdot W_{зг}} + \frac{0,4}{F_K} \right)$$

$$\sigma = 55,0 \text{ МПа}$$

У виконаних двигунах згинальна напруга σ знаходиться в межах 100...300 МПа [8]

$$[\sigma] = 100 \dots 300 \text{ МПа}$$

3 Розрахунок стрижня шатуна

Стержень шатуна розраховується на втомлену міцність в середньому перетині В-В від дії знакозмінних сил інерції та газових сил. Запас міцності визначається в площині колоювання шатуна та в перпендикулярній площині

1. Площа поперечного перерізу стрижня шатуна

$$A_c = h \cdot b - (b - a) \cdot (h - 2t)$$

$$A_c = 0,0007 \text{ м}^2$$

2. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі x

$$J_x = \frac{1}{12} [b \cdot h^3 - (b - a) \cdot (h - 2 \cdot t)^3]$$

$$J_x = 1,2E-07 \text{ м}^4$$

3. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі y

$$J_y = \frac{1}{12} [b^3 \cdot h - (b - a)^3 \cdot (h - 2 \cdot t)]$$

$$J_y = 4,6E-08 \text{ м}^4$$

4. Довжина шатуна в площині перпендикулярній площині його коливання $L_1 = L - 0,5(d + d_1)$

$$L_1 = 0,207 \text{ м}$$

5. Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стрижня шатуна в площині його коливання

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L^2}{J_x} \cdot A_c$$

$$K_x = 1,114$$

5. Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стержня шатуна в площині його коливання

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L_1^2}{J_y} \cdot A_c \quad K_y = 1,178$$

6. Коефіцієнт концентрації напруг $K_\sigma = 1,2$
 $+ 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400)$

$$K_\sigma = 1,236$$

7. Максимальна сила, що розтягує стержень шатуна $F_{cti} = -m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$

$$F_{cti} = -0,013 \text{ мН}$$

7. Максимальна сила, що стискує стержень шатуна

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad F_{ct} = 0,046 \text{ мН}$$

7. Максимальне напруження в стержні шатуна від стискуючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{x \max} = 73,7 \text{ МПа}$$

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{y \max} = 77,9 \text{ МПа}$$

8. Мінімальна напруга від розтягувальної сили

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{cmi}}{A_{cm}} \quad \sigma_{\min} = -18,6 \text{ МПа}$$

9. Середні напруги та амплітуди циклу навантаження стержня шатуна:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{mx} = 27,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{my} = 29,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x \max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{ax} = 46,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y \max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{ay} = 48,2 \text{ МПа}$$

10. Запас міцності в перерізі В-В визначається по межі втоми

$$n_x = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ax} \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_P} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{mx}} \quad n_x = 2,4$$

$$n_y = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ay} \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_P} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{my}} \quad n_y = 2,3$$

Допустимий запас міцності в стержні шатуна знаходиться в межах $[n] = 2,0 \dots 2,5$ [8]

Висновки

Із результатів розрахунку шатуна на міцність можна зробити висновок, що його працездатність забезпечується, так як запас міцності у верхній головці шатуна $n_\sigma = 19,1$ значно перевищує допустимий запас $[n_\sigma] = 2,5 \dots 5$, а напруга від сумарного натягу втулки у верхній головці $\sigma_{BH} = 42,7$ МПа менше за доп $[\sigma] = 50 \dots 80$ МПа. Згинальна напруга в кришці нижньої головки шатуна $\sigma = 55$ МПа також не перевищує допустимої $[\sigma] = 100 \dots 300$ МПа

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з дизелем 4Ч 10,5/13.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує дизель.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

Вихлопні гази та пари мастила.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихлопні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник випускних газів) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

4.1.3 Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

4.1.4 Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

4.1.5 Освітлення.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення, яка призначена для забезпечення освітлення приміщення дизель-насосної.

Освітлювальне електроустаткування контейнера складається з наступних елементів:

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

4.1.6 Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні дизель-насосної може з'являтися небезпечна концентрація парів палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні контейнеру.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНиП .

Вентиляція, що застосовується: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з контейнеру здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на стінках.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно –гігієнічні вимоги:

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

1. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

2. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.8 Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

В,Гц	63	125	250	5500	1000	2000	4000	8000
A ₀ ,Дб	103	69	91	88	85	83	81	80

4.1.9 Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132		2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

4.1.10 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 4Ч10,5/13 визначається по формулі:

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

$P_e = 25 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1500 + 25^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1500}{1500}\right) \right] = 95 \text{ дБ}$$

Рівень шуму перевищує допустимі значення. Необхідно проводити заходу щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуємо фільтр-глушник на вході у впускний колектор, а на вихлопі - глушник - іскрогасник. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб.

Для зниження механічного шуму зменшуємо зазори поміж деталями і вузлами, виготовляємо деталі з матеріалів з великим внутрішнім тертям (сірих чавунів) і з шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для дизеля 4Ч 10,5/13 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{n_n} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} \right) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right), \text{дБ}$$

де $m = 610 \text{ кг}$ – маса двигуна,

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 25^{0.55} \cdot \left(\frac{1+30}{610} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{550}{40}} + 30 \lg \left(\frac{1500}{1500} \right) \right) = 74,8 \text{ дБ}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, встановлений маховик, а на щоках колінчастого валу розміщені противаги.

4.1.11 Заходи по зниженню шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага .

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.1.12 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал.

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки і правилам експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримуватися наступних правил:

- попередити присутніх про запуск дизеля;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони негативно впливають на організм людини.

4.2.1 По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

1. Загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Речовини, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).

3. Речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інші).

4. Канцерогенні, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.2 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Дизель є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так, застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування деталей циліндро-поршневої групи. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

- 1). Продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів.
- 2). Окисли вуглецю.
- 3). Окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4). Канцерогенні домішки.

5). Альдегіди.

Випускні гази від двигунів внутрішнього згорання сприяють задимленню атмосфери.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі дизеля значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від дизеля, у землю може потрапити мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

У зв'язку з цим в наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.2.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Збереження стану навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням відповідних організаційно – технічних заходів. До основних з них відносяться:

1. Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

2. Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи виділення їх у робочу зону.

3. Захист від джерел теплових випромінювань. Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і тепловому опроміненні працівників.

4. Встановлення вентиляції та опалення.

5. Застосування засобів індивідуального захисту.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень в запроектованому дизелі 4Ч10,5/13 має на меті встановлення доцільності їх втілення у виробництво.

Критерієм ефективності зміни конструкції є відношення суми затрат на розробку, виготовлення і впровадження у виробництво виробу до величини отриманого річного економічного ефекту.

У відповідності з основними показниками ефективності нової техніки або технології визначальним є економічний ефект, що представляє собою загальну економію всіх матеріальних та фінансових ресурсів отриманих підприємством в результаті запровадження нової техніки.

В магістерській роботі розроблена конструкція шатуна, яка суттєво покращує роботу деталей шатунно-поршневої групи, підшипників шатунних та корінних. Завдяки цьому запроектований дизельний двигун має кращі ресурсні показники, що зменшує питому витрату палива і затрати на його обслуговування в експлуатації.

Економічний ефект отримано за рахунок зменшення витрат на обслуговування та ремонт двигуна і на дизельне паливо при його експлуатації.

Витрати на розробку нової шатунно-поршневої групи і її впровадження у виробництво склали 80000 грн із яких 40000 грн витрачено на розробку технічної документації, 40000 грн на випробування двигуна з новим шатуном, 36000 грн на підготовку виробництва.

Ціна дизельного двигуна із новим шатуном в порівнянні із серійним дизелем 4Ч10,5/13 зменшилась на 2400 грн.

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту приведені в таблиці 5.1.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 Техніко – економічні показники базового та запроєктованого двигуна

Найменування показників	Позначення	Величина	
		базовий	запроєктований
1	2	3	4
1. Ефективна потужність дизеля, кВт	P_e	24	25
2. Питома витрата палива, кг/(кВтгод)	b_e	0,242	0,233
3. Питома витрата масла, кг/(кВтгод)	g_m	0,0035	0,003
4 Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹ .	n	1500	1500
6. Ціна двигуна, грн.	Π	100000	97600
7. Оптова ціна дизельного палива, грн/кг	$\Pi_{\text{п}}$	30,4	30,4
8. Оптова ціна масла М10В ₂ , грн/кг	$\Pi_{\text{м}}$	85	85
9. Тривалість роботи двигуна в рік, год	t	2000	2000
10. Коефіцієнт частини вартості переборки двигуна в його ціні	$B_{\text{пер}}$	0,03	0,03
11. Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту в ціні двигуна	$B_{\text{кр}}$	0,30	0,30
12. Коефіцієнт використання потужності дизеля	$K_{\text{п}}$	0,9	0,9
13. Ресурс двигуна до першої переборки, год	$t_{\text{пер}}$	2000	2500
14. Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	$t_{\text{кр}}$	6000	7000
15. Нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	$E_{\text{н}}$	0,15	0,15
16. Затрати на розробку і впровадження нового шатуна, грн.	$\Pi_{\text{зат}}$	-	80000

Розрахунок річного економічного ефекту від застосування шатуна покращеної конструкції для двигуна 4Ч10,5/13.

Річний економічний ефект від впровадження нового устаткування довготривалого використання знаходиться по формулі

$$E = \left[C_{нб} \cdot a_1 \cdot a_2 - C_{нн} + \frac{I_{б} \cdot a_1 - I_{н} + E_{н} \cdot (K_{сб} \cdot a_1 - K_{сн})}{P_{н} + E_{н}} \right], \text{ грн}$$

Розрахунок складових витрат

1. Річний об'єм роботи, виконуваний двигуном при використанні його по призначенню

$$B = \kappa_{п} P_{ет}, \text{ кВтгод}$$

$$B_{б} = 0,9242000 = 43200 \text{ кВт/рік}$$

$$B_{н} = 0,9252000 = 45000 \text{ кВт/рік}$$

Коефіцієнт зміни продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_1 = B_{н}/B_{б} = 45000/43200 = 1,042$$

2. Термін служби двигуна до капітального ремонту

$$T = T_{кр}/t, \text{ років}$$

$$T_{б} = 6000/2000 = 3 \text{ роки}$$

$$T_{н} = 7000/2000 = 3,5 \text{ років}$$

$P_{н} = 1/T_{н} = 1/3,5 = 0,286$ – доля відрахувань від балансового прибутку на повну реновацію двигуна.

$$P_{б} = 1/T_{б} = 1/3 = 0,333$$

Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового двигуна в

$$a_2 = \frac{P_{б} + E_{н}}{P_{н} + E_{н}} = \frac{0,333 + 0,15}{0,286 + 0,15} = 1,115$$

порівнянні з базовим,

де $E_{н} = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Поточні затрати на дизельне паливо

$$З_{\text{п}} = K_{\text{п}} g_{\text{с}} N_{\text{с}} t \text{ Ц}_{\text{п}}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{пб}} = 0,9 \cdot 0,24224200030,4 = 248814 \text{ грн.}$$

$$З_{\text{пн}} = 0,90,23325200030,4 = 254470 \text{ грн.}$$

4. Поточні затрати на мастило

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \text{Ц}_{\text{м}} B, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{мб}} = 0,00358543200 = 51156 \text{ грн.}$$

$$З_{\text{мн}} = 0,0038545000 = 46980 \text{ грн.}$$

5. Затрати на поточний ремонт двигуна

$$З_{\text{пр}} = b_{\text{пер}} t \text{Ц} / t_{\text{пер}}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{прб}} = 0,032000100000/2000 = 3000 \text{ грн.}$$

$$З_{\text{прн}} = 0,03200097600/2500 = 2342 \text{ грн.}$$

6. Затрати на капітальний ремонт двигуна

$$З_{\text{кр}} = b_{\text{кр}} t \text{Ц} / t_{\text{кр}}, \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{крб}} = 0,302000100000/6000 = 10000 \text{ грн.}$$

$$З_{\text{крн}} = 0,30200097600/7000 = 8366 \text{ грн.}$$

7. Річна зарплата обслуговуючого персоналу

$$З_{\text{оп}} = C_{\text{г}} t q_{\text{зп}} = 8720000,43 = 31820 \text{ грн, де}$$

$C_{\text{г}} = 87 \text{ грн/год}$ – годинна ставка оператора з врахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби;

$q_{\text{зп}} = 0,43$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу, що приходить на обслуговування двигуна.

8. Експлуатаційні витрати споживача за рік

$$И = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{пр}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{оп}}, \text{ грн/рік.}$$

$$И_{\text{б}} = 317814 + 12852 + 3000 + 10000 + 74820 = 418486 \text{ грн.}$$

$$И_{\text{н}} = 318744 + 11475 + 2342 + 8366 + 74820 = 415747 \text{ грн.}$$

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Попутні капітальні вкладення споживача (без вартості двигуна) при використанні базового та нового двигуна по даним заводу - виробника дизеля складають 25-35% від ціни двигуна.

$$K_{сб} = 0,3C_{пб} = 0,3 \cdot 100000 = 30000 \text{ грн.}$$

$$K_{сн} = 0,3C_{пб} = 0,3 \cdot 97600 = 29280 \text{ грн.}$$

10. Річний економічний ефект від створення і експлуатації дизельного двигуна 4Ч10,5/13 із шатунно-поршневою групою покращеної конструкції

$$E = 10000 \cdot 1,042 \cdot 1,115 - 97600 + \frac{418486 \cdot 1,042 - 415747 + 0,15 \cdot (30000 \cdot 1,071 - 0,3 \cdot 29280)}{1 + 0,15} = 44182 \text{ грн}$$

11. Термін окупності затрат на розробку і впровадження у виробництво ШПГ нової конструкції складає $T_{ок} = C_{зат}/E = 80000/44182 = 1,81$ року, що не перевищує рекомендованих термінів окупності устаткування довготривалого користування $T_{ок} = 3 \dots 5$ років.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО МАГІСТЕРСЬКІЙ РОБОТІ

Розроблена згідно із завданням магістерська робота на тему «Підвищення техніко-економічних показників стаціонарного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 25 кВт за рахунок застосування шатуна покращеної конструкції. Прототип 4Ч10,5/13» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 4Ч10,5/13 і детальну розробку конструкції деталі шатунно-поршневої групи – шатуна. Магістерська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 6 листів формату А1.

Дизель 4Ч 10,5/13 потужністю 25 кВт використовується для приводу електрогенератора і встановлюється в місцях постійного споживання електроенергії для технологічних потреб. План розміщення в контейнері обладнання для забезпечення роботи дизель - генератора показаний на листі 1 графічної частини роботи, а в пояснювальній записці виконаний його опис з наведенням технічних параметрів.

У другому розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 25\text{кВт}$, $n = 1500\text{хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип дизель 4Ч10,5/13 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу, згідно яких задану потужність дизельного двигуна можна отримати при частоті обертання колінчастого валу $n = 1500\text{ хв}^{-1}$ та коефіцієнті надлишку повітря для згоряння палива $\alpha = 2,42$.

По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Детальна конструкція запроектованого дизеля 4Ч10,5/13 показана на його поперечному та повздовжньому розрізах (листи 2,3 графічної частини роботи).

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основну увагу в магістерській роботі приділено розрахунку і розробці конструкції шатунно-поршневої групи (ШПГ) підвищеної надійності. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої деталі ШПГ – шатуна та його розрахунок на міцність. В графічній частині роботи розроблені складальне креслення ШПГ, а також робоче креслення основної деталі - стержня шатуна. Конструкція ШПГ та стержня шатуна показані на листах 4, 5 графічної частини роботи.

Так як запроектований дизельний двигун 4Ч10,5/13 є джерелом шуму і вібрації, значну частину дипломного проекту відведено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його водяного охолодження; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в головку циліндру, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

Економічний ефект від застосування дизельного двигуна 4Ч10,5/13 з шатунно-поршневою групою покращеної конструкції отриманий за рахунок зменшення витрат на дизельне паливо і зниження витрат на проведення робіт по переборці та капітальному ремонту дизеля.

Прийняті технічні рішення у запроектованого двигуна дають розрахунковий річний економічний ефект в сумі 44182 грн/рік.

Розрахунковий термін окупності затрат на розробку і застосування двигуна із новою ШПГ складає 1,81 року.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
2. Дизели.Справочник под ред.В.А.Ваншейдта.,Машиностроение,, Л.,1977
3. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
4. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин.Справочник. «Машиностроение» М., 1979
5. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие, «Машиностроение» М, 1966
6. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л.,1969
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
8. Кинжалов О.С., Литвин С.Н., Горбань А.И. Показатели качества и экономическое обоснование принятых технических решений при проектировании двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие для студентов специальности 090210 «Двигатели внутреннего сгорания» Николаев, 2006.

					ПФ НУК 131.61.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		