

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення експлуатаційних характеристик дизельного двигуна потужністю 30 кВт з розробкою конструкції з'єднувальної муфти.

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22

Ремінний О. А.

(підпис)

Керівник роботи:

Ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Грабовенко О.І.

(підпис)

м. Первомайськ, 2023 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Ремінному Андрію Олександровичу

Тема: «Покращення експлуатаційних характеристик дизельного двигуна потужністю 30 кВт з розробкою конструкції з'єднувальної муфти.»

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.12.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч10,5/13 потужністю 28 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4.

Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизель-генератор (ГК) 2. Поперечний перетин двигуна (СК). 3. Крутильна схема валопроводу(СК). 4. Муфта з'єднувальна (СК). 5. Деталі муфти з'єднувальної (РК).

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2023	
2	Загальний розділ.	02.10.2023	
3	Конструкторський розділ.	16.10.2023	
4	Науковий розділ.	06.11.2023	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	24.11.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	05.12.2023	

Студент _____ Ремінний А.О.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Грабовенко О.І.
(підпис)

Анотація

Завданням магістерської кваліфікаційної роботи є «Покращення експлуатаційних характеристик дизельного двигуна потужністю 30 кВт з розробкою конструкції з'єднувальної муфти».

Для можливості застосування дизеля типу 4Ч10,5/13 в якості приводного двигуна в дизель-генераторі, що є резервним джерелом електроенергії, в кваліфікаційній роботі пропонується технічне рішення по підвищенню надійності роботи валопроводу дизель-генератора - застосування замість серійної пружної з'єднувальної муфти пальцевого типу муфти покращеної конструкції (відцентрову), за допомогою якої вирішується наявна проблема крутильних коливань валопроводу дизель – генератора.

В загальному розділі роботи приведений детальний опис конструкції дизеля 4Ч10,5/13.

В конструкторському розділі виконані розрахунки робочого циклу та теплового балансу дизельного двигуна, побудована індикаторна діаграма і діаграми сил, що діють в КШМ двигуна.

В науковому розділі виконані необхідні розрахунки для проектування вдосконаленої конструкції з'єднувальної муфти дизель - генератора з метою забезпечення його нормальної експлуатації при наявності значних крутильних коливань валопроводу. Конструкція з'єднувальної муфти показана на кресленні в Додатку Д. Також розроблені робочі креслення деталей муфти: маховика, напівмуфти, ваги та пружини.

В останньому розділі роботи розроблені заходи по техніці безпеки та охорони навколишнього середовища.

До пояснювальної записки додаються 5 аркушів креслення формату А1.

Ключові слова: муфта з'єднувальна, валопровід, крутильні коливання, резонанс.

Abstract

The task of the master's qualification work is "Improving the operational characteristics of a 30 kW diesel engine with the development of the design of the connecting coupling".

For the possibility of using a 4Ч10.5/13 type diesel engine as a drive engine in a diesel generator, which is a backup source of electricity, the qualification work offers a technical solution to increase the reliability of the diesel generator shaft line operation - use instead of a serial elastic connecting coupling of the finger type couplings of an improved design (centrifugal), which solves the existing problem of torsional vibrations of the diesel-generator shaft line.

The general section of the work contains a detailed description of the design of the 4Ch10.5/13 diesel engine.

In the design department, calculations of the working cycle and thermal balance of the diesel engine were performed, an indicator diagram and diagrams of forces acting in the engine's CSHM were constructed.

In the scientific section, the necessary calculations for the design of the improved design of the connecting coupling of a diesel generator are performed in order to ensure its normal operation in the presence of significant torsional vibrations of the shaft line. The design of the connecting coupling is shown in the drawing in Appendix D. Working drawings of the coupling parts: flywheel, semi-coupling, weights and springs have also been developed.

In the last section of the work, safety measures and environmental protection are developed.

5 A1 format drawing sheets are attached to the explanatory note.

Key words: connecting clutch, shaft, torsional oscillations, resonance.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис об'єкту застосування.....	7
1.2 Опис конструкції двигуна 4Ч10,5/13.....	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	16
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	23
2.4 Розрахунок теплового балансу	27
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	32
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій муфт.....	36
3.2 Опис конструкції муфти двигуна-прототипу.....	40
3.3 Необхідність застосування відцентрових з'єднувальних муфт	42
3.4 Опис конструкції запроєктованої з'єднувальної муфти.....	44
3.5 Розрахунок параметрів відцентрової з'єднувальної муфти.....	45
3.6 Складання крутильної схеми валопроводу.....	49
3.7 Розрахунок частот та форм вільних коливань валопроводу.....	56
3.8 Оцінка впливу крутильних коливань на працездатність валопроводу.....	59
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці.....	67
4.2 Захист навколишнього середовища	69
ВИСНОВКИ.....	71
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	73

					ПІННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Ремінний				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	78
						61-ТЕМмаг-22		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Дизель-генератор ДГА-28, СК, А1... ..	74
ДОДАТОК 2	Поперечний перетин двигуна, СК, А1	75
ДОДАТОК 3	Крутильна схема валопроводу, СП, А1.....	76
ДОДАТОК 4	Муфта з'єднувальна, СК.....	77
ДОДАТОК 5	Деталі муфти з'єднувальної, РК.....	78

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність, відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

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. Мінімально можлива 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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-25 поміж дизелем 4Ч10,5/13 та електрогенератором МСА73 встановлена відцентрова з'єднувальна муфта, яка дозволить зменшити навантаження на валопровід дизель – генератора від крутильних коливань та забезпечить можливість прогрівання дизеля на режимі холостого ходу при частоті обертання колінчастого валу ($n=750\text{хв}^{-1}$), яка вказана в «Інструкції по експлуатації дизеля 4Ч10,5/13». Запропонована конструкція з'єднувальної муфти виконана у вигляді відцентрової муфти, що забезпечує роботу дизеля без з'єднання з електрогенератором до частоти обертання колінчастого валу $n = 1000\text{ хв}^{-1}$.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис об'єкту застосування

При розробці конструкції двигуна потужністю 30 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, на двох

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

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.

1.2 Опис конструкції двигуна 4Ч10,5/13

Дизель 4Ч 10,5/13 (рис.1.1; 1.2) чотиритактний, вертикальний, з вихрокамерним сумішоутворенням, блок-картерної конструкції з блочними кришками на кожні два циліндра.

- 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

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

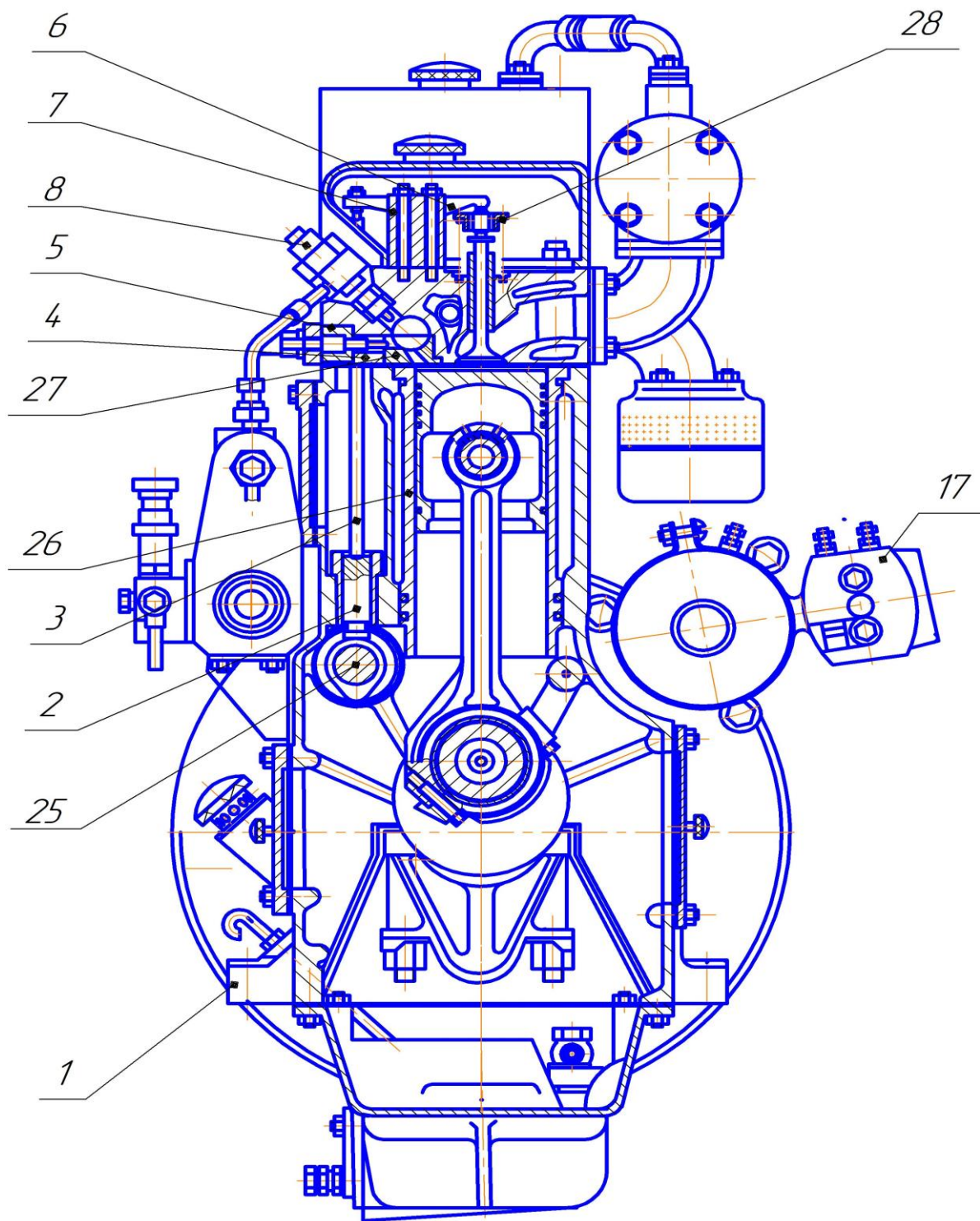


Рисунок 1.1 Дизель 4Ч10,5/13 (поперечний розріз)

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

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ

Лист

9

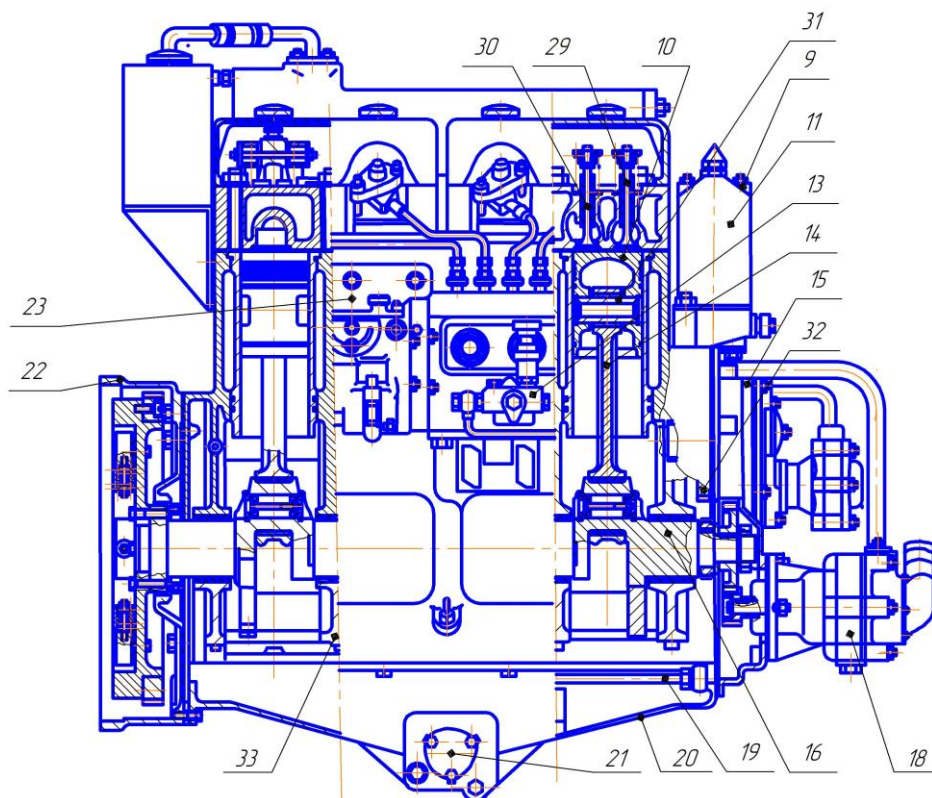


Рисунок 1.2 Дизель 4Ч10,5/13 (повздовжній переріз)

9 – холодильник масла; 10 – поршень; 11 – масляний фільтр; 13 – паливний насос; 14 – шатун; 15 – кришка кріплення агрегатів; 16 – колінчастий вал; 18 – насос води; 19 – маслопровід піддону; 20 – піддон; 21 – маслоприймальний фільтр; 22 – * кожен маховик; 23 – регулятор; 28 – пружина клапану; 29 – клапан впускний; 30 – клапан випускний; 31 – палець поршневий; 32 – шестерня газорозподілу; 33 – бугель

фільтр 11 і холодильник масла 9. Знизу до картера кріпиться алюмінієвий піддон 20, який утворює маслосбірач.

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 прокладкою. В кришці

					Лист	
					10	
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	

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 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, площина роз'єму розташована під кутом 45^0 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 маслороз'ємних. 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 шестерну передачу і встановлений на бронзових

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

підшипниках. На розподільчому валику для приводу паливного насосу встановлена шестерня.

- Система подачі палива.

Паливна система дизеля складається із підкачуючого насосу 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.

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 насоса 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 сітчастого 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 $0,15 \dots 0,3$ МПа.

- Система охолодження.

Система охолодження замкнута, двоконтурна. Відцентровий насос

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заборної 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 зарубашечний простір циліндрів і перетікає в порожнину кришки циліндрів, а потім в зливний трубопровід. Випускний колектор також охолоджується водою. В торці холодильника встановлений термостат.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір 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 проектуваного 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 $\varepsilon = 12...18$ 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 $\varepsilon = 12,5$.

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

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3...0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18...20$ МПа.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

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

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70...0,80$ і $\xi_b = 0,84...0,90$. [10] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500...750 \text{ хв}^{-1}$ 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 $\lambda = 1,35...2,0$. [6]

- механічний ККД двигуна залежить від його 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.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 50°C [10]

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

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

- показник політропи стиску y відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45...1,8$. [6]

Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Потужність ефективна	$P_e = 30 \text{ кВт}$
Номінальна частота обертання	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Номінальна ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
Число циліндрів дизеля	$i = 4$
Коефіцієнт тактності двигуна	$z = 4$
Тиск наддуву (без наддуву)	$p_b = 0,101 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 2,06$
Атмосферний тиск	$P_a = 0,101$
Температура повітря в приміщенні	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів повітря	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів в циліндрі двигуна	$p_r = 0,105 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
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 ДСТУ4840:2007

Середній елементарний склад дизельного палива

$$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 1 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання дизельного палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. рідкого палива

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

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 = 28,95 \cdot 0,495 = 14,3 \text{ кг/кг}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,06 \times 0,495 = 1,0393 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = 0,86/12 = 0,0726 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2/2 = 0,13/2 = 0,064 \text{ кмоль/кг}$

кисню O_2 : $M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,1 - 1) \cdot 0,495 = 0,114 \text{ кмоль/кг}$

азоту N_2 : $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 2,1 \times 0,495 = 0,820 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,0726 + 0,064 + 0,114 + 0,820 = 1,074 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_e$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_a - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{293 - 0 + 10}{750} \times \frac{0,103}{16 \times 0,096 - 0,103} = 0,032$$

де $\Delta T_1 = 0^\circ \text{C}$ ступінь охолодження повітря

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{K} = \frac{293 - 0 + 10 + 0,032 \times 750}{1 + 0,032} = 342,9 \text{K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,096}{0,101} \times \frac{293 - 0}{342,9 (1 + 0,032)} = 0,917$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = \frac{0,101 \times 10^6}{287 \times (293 - 0)} = 1,10 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_{\text{п}} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при
 $n = 350 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$

$$n_1 = 1,37$$

Тиск повітря в кінці стиску

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} = 0,096 \times 16^{1,37} = 4,28 \text{ МПа}$$

Температура повітря в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К} = 342,9 \times 16^{1,37 - 1} = 956,5 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})} =$$
$$= 19,88 + 0,002638 \times 956,5 = 22,20 \text{ КДж} / \text{кмоль}$$

5. Параметри процесу згоряння паливно-повітряної суміші.
Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,072}{1,0395} = 1,031$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,031 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,0305$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі:

$$\text{для } O_2: mC_{v''_{O_2}} = 23,4 + 0,00156 \times T_Z$$

$$\text{для } N_2: mC_{v''_{N_2}} = 21,553 + 0,001462 \times T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v''_{CO_2}} = 38,61 + 0,003350 \times T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v''_{H_2O}} = 25,46 + 0,00445 \times T_Z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC_{v''} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC_{v''_{CO_2}}) + M_{H_2O} \times (mC_{v''_{H_2O}}) + \right. \\ \left. + M_{O_2} \times (mC_{v''_{O_2}}) + M_{N_2} \times (mC_{v''_{N_2}}) \right], \frac{\text{КДж}}{(\text{ККмол} \times \text{К})} =$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \frac{1}{1,072} \left[0,072 \times (38,609 + 0,003349) + 0,065 \times (25,459 + 0,004438) + \right] \text{кДж} / (\text{ККмол} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 23,047 + 0,0018 \times T_z$$

де: $a = 23,118 \text{ кДж/моль}$; $v = 0,0019$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, \text{кДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К}) = 23,0488 \times T + 8,134, \text{кДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \text{кДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К}) = 31,251 + 0,0018 \times T_z, \text{кДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

де: $a = 31,250 \text{ кДж/кмоль} \times \text{К}$; $v = 0,00185$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{МПа} = 1,6 \times 4,28 = 6,85 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де :

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,22$$

$$C = 6795,8$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,2 + \sqrt{32,2^2 + 4 \times 0,0018 \times 6795,8}}{2 \times 0,0018} = 1904,4 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,0305 \times 1904,4}{1,6 \times 956,5} = 1,28$$

6. Параметри процесу розширення.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16}{1,28} = 12,48$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{100}{n} = 1,18 + \frac{100}{1500} = 1,25 \quad n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\varepsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{6,85}{12,48^{1,25}} = 0,29 \text{ МПа} \quad p_{\varepsilon} = 0,72 \quad \text{МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1745,6}{9,82^{1,25-1}} = 994 \quad T_{\varepsilon} = 994 \quad \text{К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$\frac{4,28}{16 - 1} \times \left[1,6 \times (1,28 - 1) + \frac{1,6 \times 1,28}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,48^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,37-1}} \right) \right] = 0,73 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,96 \times 0,73 = 0,70 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\varepsilon} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{0,70 \times 0,495 \times 2,1}{42500 \times 1,1 \times 0,917 \times 10^{-3}} = 0,492$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(квт.год.)} = \frac{3600}{42500 \times 0,492} = 0,172 \text{ кг/(квт.год.)}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна-прототипу $S_{пр} = 0,13 \text{ м}$

Середня швидкість поршня

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} = \frac{0,13 \times 1500}{30} = 6,50 м / с$$

Середній тиск механічних втрат в кривошипно-шатунному механізмі.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср.} = 0,089 + 0,0148 \times 6,50 = 0,166 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m = 0,70 - 0,166 = 0,534 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д. двигуна

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{0,534}{0,7} = 0,76$$

Ефективний К.К.Д. двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,792 \times 0,76 = 0,38$$

Питома ефективна витрата палива двигуна.

$$\epsilon_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{42500 \cdot 0,38} = 0,225 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата палива двигуном.

$$B = \epsilon_e \times P_e = 0,225 \cdot 30 = 6,76 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{30}{0,534 \times 1500} = 4,48 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{4,48}{4} = 1,12 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{пр} = 105 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{пр} = 130 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Відношення $m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}} = 130/105 = 1,35$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,12}{3,14 \times 4}} = 101,88 \text{ мм}$$

Хід поршня. $S = m \times D = 1,35 \times 101,88 = 137,5 \text{ мм}$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра $D = 105 \text{ мм}$

Хід поршня $S = 130 \text{ мм}$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{\pi \times 105^2 \times 130^2 \times 4}{4 \times 10^6} = 4,5 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{0,534 \times 4,5 \times 1500}{30 \times 4} = 30,1 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{ер} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{30 + 30,1}{2} = 30,05 \text{ кВт}$$

Отримана величина $P_{ер}$ відрізняється від заданої

на: $\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ер}} \times 100\% = \frac{30,1 - 30}{30,05} \times 100\% = 0,41\%$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей ΔP_e менше 5 %,

отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким наступним даним [3], [5].

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,70
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,25
3.Показник політропи стиску	n	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	6,86
6.Показник політропи розширення	n	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,29
8.Ступінь послідуєчого розширення	δ	-	12,41
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,04

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі
 $p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n1}$, МПа (2.1)

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n2} / (V/V_c)^{n2}, \text{ МПа (2.2)}$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.2

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	4,27	108	6,86	172
1,29	3,52	88,4	7,61	172
1,5	2,71	68,2	6,1	151
2,0	1,85	45,8	4,20	104,8
2,5	1,34	33,7	3,18	79,3
3,0	1,04	26,3	2,53	63,2
4,0	0,70	17,7	1,77	44,1
5,0	0,53	13,0	1,34	33,2
6	0,42	10,3	1,05	26,6
8	0,29	6,8	0,73	18,7
11	0,19	4,5	0,51	12,5
14	0,14	3,1	0,36	9,3
16	0,101	2,6	0,28	7,1

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

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:
 с' –точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\phi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\phi_2=10^\circ$ ПКВ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка моменту початку відкриття випускного клапана.

r' - точка моменту початку відкриття випускного клапану.

r'' - точка моменту закриття випускного клапана.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

d - точка моменту закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів в циліндрі двигуна.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_1 = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$.
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 240 мм.
3. Кут затримки згоряння палива $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,105 \text{ МПа}$.
5. Масштаб тиску $m_p = 0,04 \text{ МПа/мм}$.
6. Хід поршня $S = 0,13 \text{ м}$.
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,28 \text{ мПа}$.
8. Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 6,85 \text{ МПа}$.

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $x = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $x \cdot (AB)/2$, мм
c', до ВМТ	20	0,0751	8,98
f, до ВМТ	10	0,0048	2,31
b, після ВМТ	150	1,899	227,3
r', до ВМТ	70	0,769	92,3
r'', після ВМТ	50	0,4315	51,8
d, до ВМТ	150	1,898	227,3

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

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск газів у ВМТ $p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,28 = 5,14$ МПа;

$p_c/m_p = 5,14/0,04 = 128,5$ мм.

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

$p_{zd}/m_p = 6,85/0,04 = 171$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_1/2 = 65 \cdot 0,25/2 = 8,125$ мм

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 130/240 = 0,542$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO/m_s = 8,125/0,542 = 15$ мм.

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Д (рис.2.1). Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

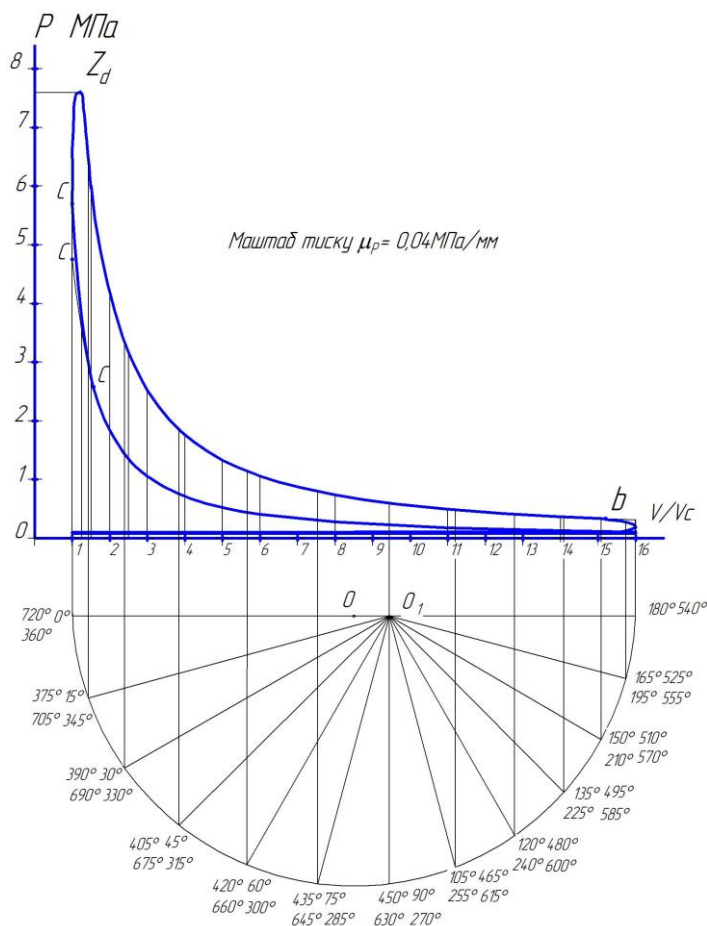


Рисунок 2.1 Індикаторна діаграма дизеля 4410.5/13

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

Ефективна потужність:

$$P_e = 30.1 \text{ кВт}$$

Частота обертання колінчастого валу:

$$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$$

Діаметр циліндру:

$$D = 105 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = 130 \text{ мм}$$

Число циліндрів двигуна:

$$i = 4$$

Коефіцієнт тактності двигуна:

$$z = 4$$

Нижча теплота згорання дизельного

палива:

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Годинна витрата дизельного палива:

$$B_T = 6,76 \text{ кг/год}$$

Індикаторний к.к.д. двигуна:

$$\eta_i = 0,491$$

Ефективний к.к.д.двигуна:

$$\eta_e = 0,382$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = 1,041 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість випускних газів

$$M_T = 1,073 \text{ кмоль/кг}$$

Температура залишкових газів в циліндрі двигуна

$$T_{г.} = 750 \text{ К}$$

Температура повітря на початку стиску

$$T_d = 342,8 \text{ К}$$

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання палива

$$\alpha = 2,1$$

2. Рівняння теплового балансу двигуна.

Загальна кількість теплоти, введеної в циліндри двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_T + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною від двигуна;

Q_T - теплота, яка виноситься випускними газами із циліндрів двигуна;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом від двигуна;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати в навколишнє середовище.

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндри двигуна з паливом

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_{\Pi} / 3600 = 6,76 \cdot 42500 / 3600 = 79,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 30,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 30,1 / 79,8 \cdot 100 \% = 37,76 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.\Pi} + Q_{\theta.H.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочими газами в стінки циліндрів;

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршнів по гільзам циліндрів;

$Q_{\theta.H.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочими газами і стінками циліндрів.

$$Q_w = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{ст.}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0 + 0,12 + 0,03) \cdot 79,8 = 11,98 \text{ кВт}$$

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

Згідно із експериментальними даними:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,12$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршнів по гільзам циліндрів.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 6,5) \cdot 10^3 = 120 \text{ кПа}$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 = 130 \cdot 1500 / 30 = 6,5 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршнів двигуна:

$$P_{\text{ср.т}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Потужність тертя поршнів двигуна

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,00113 \cdot 1500 \cdot 4 / (30 \cdot 4) = 4,05 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,105^2 \cdot 0,13 / 4 = 0,00113 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

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

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 11,97 + 4,05 = 16,02 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{16,02 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,00062 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_B = 10 \text{ К}$ - температурний перепад води в охолоджувачі.

Потужність двигуна, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,00062 \cdot 98 / 0,65 = 0,10 \text{ кВт}$$

де $\Delta P_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$ - ККД водяного насосу.

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 0,10 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 11,98 + 4,06 + 0,10 = 16,3 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 16,3 / 79,8 \cdot 100 \% = 20,22 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \cdot T_{\text{ср.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{6,76}{3,6 \cdot 22,4} [1,072 \cdot 32,08 \cdot 838,5 - 1,040 \cdot 29,15 \cdot 342,9] = 26,8 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100 \% = 26,8 / 79,8 \cdot 100\% = 33,6 \%$$

Теплота, яка відводиться від двигуна з маслом і витрачається на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,Д}) - Q_{В.} = (11,98 + 7,50) - 16,2 = 3,33 \text{ кВт}$$

$$Q_{MД} = \Delta_{MД} \cdot Q_{П.} = 0,0938 \cdot 79,8 = 7,50 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MД} = (P_{MД} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (120 / 630) \cdot 0,49 = 0,0938$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 3,32}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,00031 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ щільність масла;

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

$\Delta T_M = 8 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,00031 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 0,19 \text{ кВт}$$

де $P_0 = 0,40 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі;

$\eta = 0,65$ - механічний к.к.д масляного насосу.

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 2,28 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 3,32 + 0,19 = 3,51 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 3,51/79,8 \cdot 100\% = 4,4\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_b + Q_g + Q_M) = 79,8 - (30,1 + 16,3 + 26,8 + 3,51) = 3,2 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 3,2/79,8 \cdot 100\% = 4,0\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу двигуна	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, Q_e	30,1	37,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною від двигуна, Q_b	16,3	20,2
Теплота, яка виноситься випускними газами від двигуна, Q_g	26,8	33,6
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	3,51	4,4
Невраховані теплові втрати в навколишнє середовище, $Q_{H.B.}$	3,2	4,0
Загальна кількість теплоти, введеної в циліндри двигуна з паливом, Q_{Π}	79,8	100

2.5 Динамічний розрахунок дизеля 4Ч 10,5/13

Динамічний розрахунок двигуна виконується для знаходження сил, які діють на деталі КШМ.

Перелік сил, що діють на деталі КШМ:

- Сили тиску робочих газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

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

сили інерції мас деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально,

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

R – радіус кривошипу колінчастого валу, м

ω – кутова швидкість обертання 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.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення (осі втулки циліндру), град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

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

- | | |
|--|---|
| 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 обертання колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 1500/30 = 157 \text{ рад/с.}$ |

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

Таблиця 2.6

Результати динамічного розрахунку.

φ°	РЦ	ГГ	Гн	Гд	ГН	Гр	Гк	ГГ	Гн	Гд	ГН	Гр	Гк
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		-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

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій муфт

З'єднання двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і приводного механізму (електричний генератор, компресор, водяний насос, гребний гвинт і таке інше) в єдиний агрегат виконується за допомогою з'єднувальних муфт. Конструктивно виконання цього вузла може бути реалізовано установкою поміж двигуном та приводним механізмом таких елементів: тільки з'єднувальної пружної муфти; пружної та з'єднувально - роз'єднувальної муфти; однієї муфти, що виконує одночасно обидві функції.

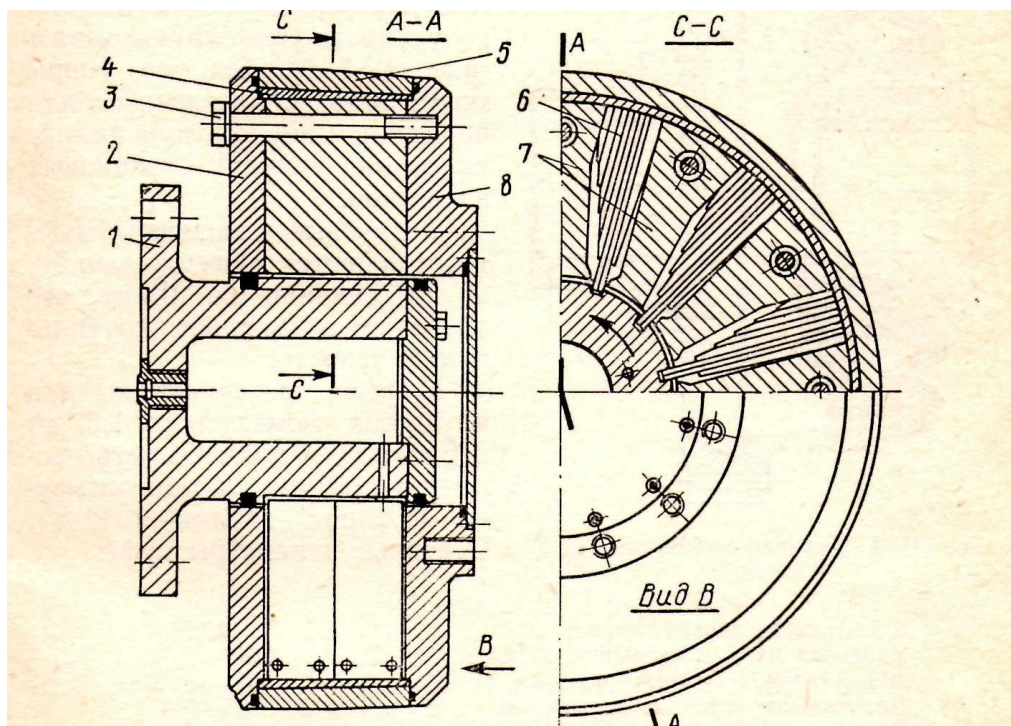
Еластичні муфти, що встановлюються поміж двигуном і приводним механізмом забезпечують:

- зменшення динамічних навантажень в з'єднанні завдяки демпфіруванню крутильних коливань та згладжуванню нерівномірного крутного моменту двигуна;
- зниженню навантажень на підшипники та вали механізму та двигуна, що виникають із – за деформації фундаменту;
- значно простішою стає операція центрування валів двигуна та приводного механізму завдяки тому, що конструкція муфт допускає більш широкі границі вістових та радіальних зміщень валів.

В з'єднувальних еластичних муфтах широко використовуються пружні металеві та неметалеві (переважно гумові) елементи самих різноманітних конструктивних виконань.

Із муфт з металевими пружними елементами найбільш поширена демпфіруюча муфта типу Гейслингер. Пружно – демпфіруючим елементом цієї муфти є пакети плоских пружин 6, що з'єднують ведучу та ведену полумуфти (мал.3.1). Пакети пружин 6 на ведучій полумуфті 1 встановлені в поздовжніх пазах, а в зовнішню обичайку 5 веденої частини змонтовані за допомогою конічного кільця 4 і розділювальних клиновидних вставок, стягнутих з торців дисками 2,8 та болтами 3.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36



Малюнок 3.1 Пружна муфта типу Гейслінгер

1 – ведуча полумуфта; 2,8 – диски; 3 – болт; 4 – кільце конусне; 5 – зовнішнє кільце; 6 – пакет плоских пружин; 7 – клиновидна вставка.

Порожнини, де розміщені пакети пружин, заповнюються маслом, яке надходить із системи мащення двигуна через центральний отвір ведучої полу муфти. Під час роботи муфти масло зменшує деформацію пружин, тим самим забезпечується зменшення амплітуди коливань передаючого кружного моменту.

Демпфіруюча здатність пружних муфт характеризується енергією, яка безповоротно поглинається муфтою при деформації. Кількісно вона оцінюється коефіцієнтом демпфірування ψ , який представляє собою відношення енергії, що поглинається в муфті за один цикл коливань, до повної енергії, витраченої на деформацію муфти за той же період.

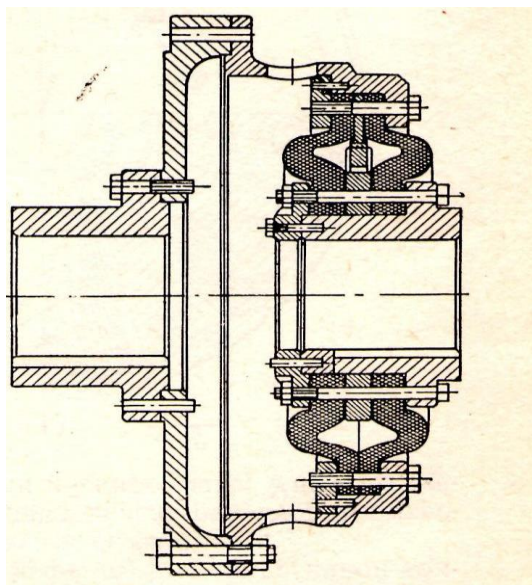
Очевидно, що із збільшенням кількості енергії, що поглинається в муфті, коефіцієнт ψ наближається до одиниці.

Демпфіруючі властивості муфти Гейслінгер залежать від площі поперечного перерізу каналів, через які масло перетікає із однієї камери в іншу, а також від частоти коливань кружного моменту і від в'язкості масла.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Амплітуда коливань пакетів пружин обмежується клиновидними вставками, які допускають короткочасну роботу муфт з великими перевантаженнями (до трьохкратного перебільшення номінального моменту).

Широке розповсюдження в дизель – генераторних агрегатах знайшли муфти типу Вулкан та Спирофлекс. Пружною ланкою муфти Вулкан служать дві гумокордові шини (мал.3.2), якими з'єднуються ведуча і ведена полу муфти.



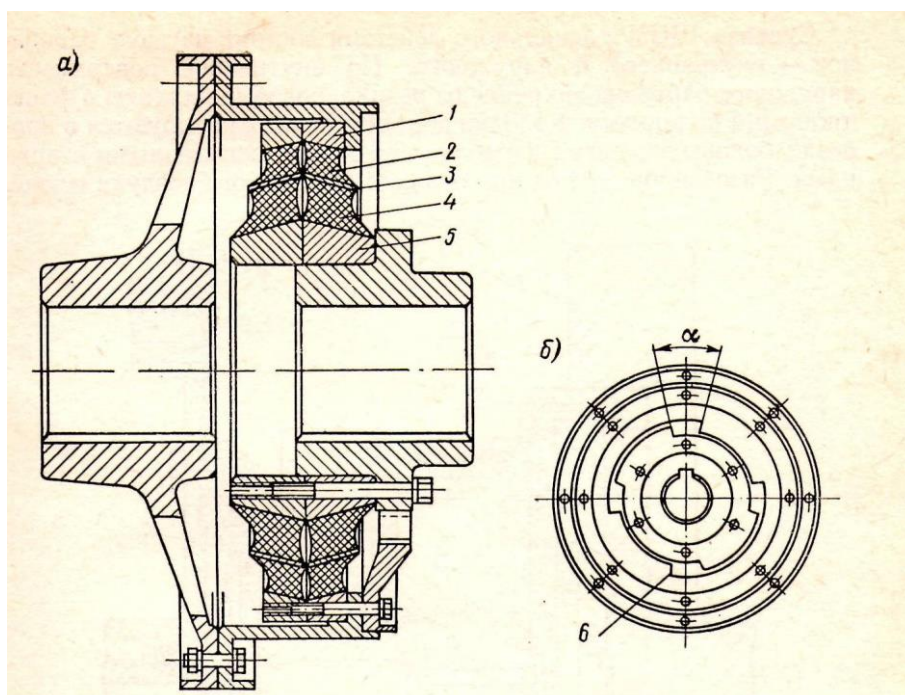
Малюнок 3.2 Пружна муфта типу Вулкан

Кріплення шин до полумуфт виконується за допомогою болтів та прижимних фланців. Муфта кожного типорозміру може складатися з гумово – кордових елементів, які відрізняються крутильною жорсткістю.

Типорозмірний ряд пружних муфт типу Вулкан охоплює діапазон допустимих тривалих крутних моментів від 90 Н·м до 10^6 Н·м і мають такі технічні характеристики:

- Коефіцієнт демпфірування.....0,1...0,16
- Питома маса по моменту, г/(Н·м).....0,008...0,047
- Частота обертання, об/хв..... ≥ 700
- Допустиме вісьове зміщення, мм4...40
- Допустиме радіальне зміщення, мм1,5...8
- Термін служби шин, тис. годин40...50

Пружна ланка муфти Спірофлекс (мал.3.3) представляє собою два однакових гумометалевих диска. Кожен із дисків складається із двох концентричних гумових кілець 2 і 4 та трьох сталевих кілець 1,3 та 5, з'єднаних в одне ціле шляхом вулканізації. Для запобігання перевантажуванню пружних елементів в муфтах передбачені спеціальні упори 6, які обмежують деформацію при настанні допустимого кута скручування α . Ці ж упори можуть бути використані і для передачі моменту при виході із ладу пружних гумових елементів.



Малюнок 3.3 Пружна муфта типу Спірофлекс

1,3,5 – сталеві кільця; 2,4 – концентричні гумові кільця; 6 – упор.

Гумові елементи муфт виготовляються з твердістю 50, 55 і 60 одиниць за Шором, що дозволяє змінювати їх крутильну жорсткість.

Муфти Спірофлекс виготовляються для крутних моментів від 1500 Н·м до 200000 Нм і можуть мати різні з'єднувальні елементи (фланці, втулки і таке інше).

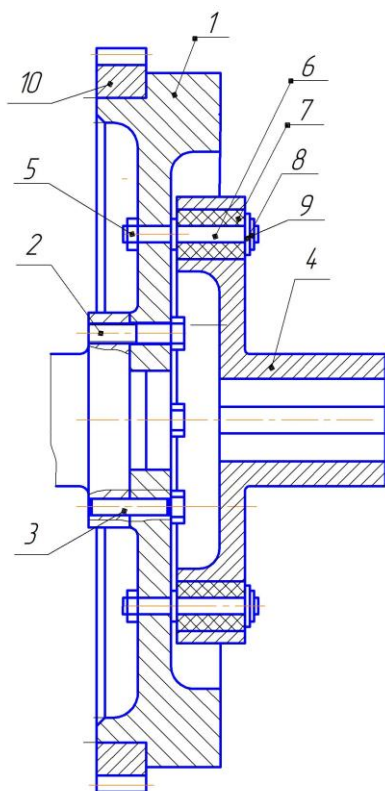
Основні параметри муфт:

- Коефіцієнт демпфірування.....0,127
- Питома маса по моменту, кг/(Н·м).....0,017...0,04

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

- Максимальна частота обертання, об/хв.....1000...3000
- Допустиме вісьове зміщення, мм1,5...5,8
- Допустиме радіальне зміщення, мм0,8...3
- Кут скручування при номінальному $M_{кр}$3,2°
- Допустимий злом осей, мм/м.....11...15

Муфта пружна втулично – пальцева показана на мал.3.5. В якості пружної ланки в ній встановлені гумові втулки (суцільні або ж складені із кілець трапецієвидного перерізу). Муфти з гумовими елементами, що працюють на стиск, широко застосовують в електро-агрегатобудуванні. Незважаючи на велику різноманітність таких муфт, всі вони відрізняються лише формою пружних елементів та конструкцією напівмуфт та деталей.



Малюнок 3.5 Муфта втулично – пальцева
 1-маховик, 2- болт, 3- штифт, 4-полумуфта, 5-гайка,
 6- палець, 7-втулка гумова, 8- шайба, 9 – стопорні кільця,
 10 – зубчастий вінець,

3.2 Опис конструкції муфти двигуна – прототипу (рис.3.5)

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Маховик 1 двигуна - прототипу призначений для забезпечення заданого ступеню нерівномірності обертання колінчастого валу і є одночасно частиною пружної муфти відбору потужності.

Маховик 1 відлитий із чавуну, суцільний і після механічної обробки підданий статичному балансуванню. Кріпиться до фланця колінчастого валу болтами 2, а також штифтами 3. В диску маховика із сторони генератора просвердлені 6 отворів куди вставлені та закріплені корончатими гайками 5 пальці 6 напівжорсткої муфти силового агрегату. На пальці надіті пружні гумові втулки 7, що закріплені шайбами 8 та стопорними кільцями 9. На обід маховика напресований та закріплений гвинтами 10 сталевий зубчатий вінець 10, з яким зачіпляється шестерня стартеру в момент запуску дизеля. Зубці вінця загартовані струмом високої частоти. Обод маховика розбитий на градуси і має мітки: верхньої мертвої точки (ВМТ), нижньої мертвої точки (НМТ), початку подачі палива, початку впуску, початку випуску із першого циліндру (рахунок циліндрів ведуть із сторони протилежної маховику). Це дає можливість перевірити фази газорозподілу дизеля.

Суттєвим недоліком описаної вище муфти двигуна - прототипу є те, що силові агрегати, оснащені такою муфтою мають декілька заборонених зон обертів для тривалої роботи двигуна, що обумовлено наявністю крутильних коливань у валопроводі агрегату. В «Інструкції по обслуговуванню та експлуатації дизелів 4Ч10,5/13» прямо вказано, що працювати на обертах нижче: 750 об/хв. (агрегати з генераторами ПН-205), 900об/хв (агрегати з генераторами МС-82-4) та 700об/хв. (агрегати з генераторами ПН-290) забороняється по причині виникнення резонансу крутильних коливань системи валопроводу. По тій же причині слід швидко проходити зону обертів 1100...1300об/хв.

Для дизель – генератора, який буде використовуватися в якості аварійного та резервного, такі вимоги є не прийнятними. Для такого агрегату швидке підвищення оборотів означає різке навантаження дизеля без попереднього прогріву, що може привести до аварії.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тому в магістерській роботі розроблена більш досконала конструкція з'єднувальної муфти (Додаток Г графічної частини роботи), яка жорстко з'єднує вали дизеля та електрогенератора при числі обертів більше за 1000 об/хв. Це дає можливість прогріти дизель на режимі холостого ходу при низьких оборотах і без електрогенератора, а потім дати на нього навантаження при номінальних оборотах. Небезпечні для міцності колінчастого валу крутильні коливання у валопроводі дизеля при числі обертів нижче ніж 1000 об/хв. не розвиваються. Для підтвердження працездатності валопроводу укомплектованого запропонованою конструкцією роз'єднувальної муфти виконані розрахунки крутильних коливань валопроводу.

3.3 Обґрунтування необхідності застосування відцентрових з'єднувальних муфт

Відцентрові муфти служать для автоматичного з'єднання (або роз'єднання) валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Вони є муфтами, самокерованими по швидкості.

Відцентрові муфти можна застосовувати:

- для покращання управління, наприклад, в автомобілях, моторолерах, при цьому включення та виключення муфти проходить автоматично при регулюванні швидкості двигуна або ж значно полегшується;
- для розгону механізмів та машин, що мають значні махові моменти, двигуни з малими пусковими моментами (наприклад, вітрогенераторами, асинхронними електродвигунами);
- для забезпечення плавності пуску.

Крім того, відцентрові муфти можна застосовувати для попередження розносу. В цьому випадку муфта виконується нормально замкнутою, тобто з'єднує вали про відсутності обертання.

Відцентрові муфти представляють собою фрикційні муфти, у яких

звичайний механізм управління замінений спеціальними грузами, що знаходяться під дією відцентрових сил та пружин. При досягненні ведучим

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

валом визначеної швидкості відцентрові сили, діючі на грузи, переважають сили пружин, притискують поверхні що труться одну до другої і муфта включається.

Для зменшення маси ваги часто виконують у вигляді важелів, що повертаються навколо вісей; застосовують також ваги, що переміщуються в направляючих.

При розрахунку відцентрових муфт виходять із того, щоб при заданій номінальній частоті обертання n муфта передавала розрахунковий обертальний момент T . Причому включення має розпочинатися з деякої частоти обертання n_0 , до досягнення якої момент, що передається муфтою дорівнює нулю.

Для найпростішої муфти з z колодками необхідна сила прижиму кожної колодки до ободу

$$F = \frac{10^3 \cdot T}{z \cdot R \cdot f}$$

Масу колодки m та силу $F_{\text{пр}}$ на колодку від пружини знаходимо із наступних рівнянь рівноваги колодки:

1) При частоті обертання n

$$F - F_{\text{ц}} + F_{\text{пр}} = 0,$$

де

$$F_{\text{ц}} = \frac{m \cdot v^2}{r}$$

- відцентрова сила, що діє на колодку;

v – кругова швидкість центру ваги колодки;

r – відстань від вісі обертання до центру ваги колодки;

2) при частоті обертання n_0 має бути $F = 0$

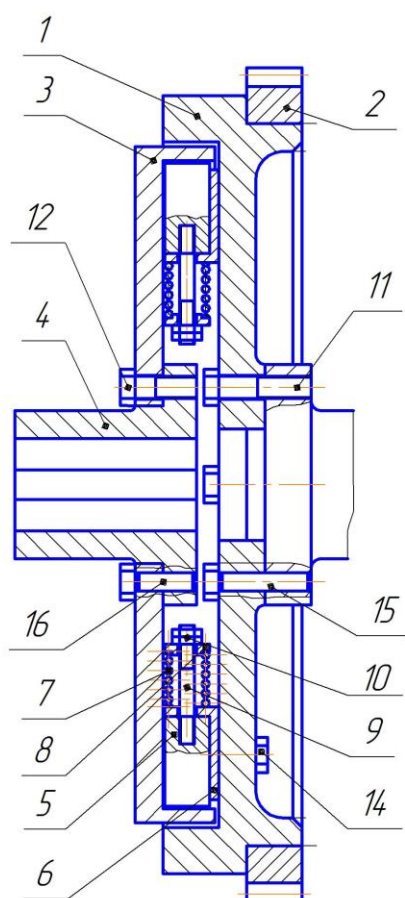
- $F_{\text{ц}0} + F_{\text{пр}} = 0$, де

$$F_{\text{ц}0} = \frac{m \cdot v_0^2}{r}$$

- відцентрова сила при числі оборотів колінчастого валу n_0 .

3.4 Опис конструкції запроєктованої з'єднувальної муфти

Конструкція запроєктованої з'єднувальної муфти (рис.3.8) складається із маховика 1, на диску якого закріплені 4 корпуси 6 за допомогою болтів 14, що є направляючими для інерційних мас (грузів) 5. За допомогою шпильки 9 та пружини 7 груз 5 притискається до корпусу 6. Стискання пружини 7 до заданої величини виконується за допомогою гайок 10 та тарілки пружини 8. При заданій частоті обертання колінчастого валу, грузи 5 під дією відцентрової сили інерції входять в зачеплення із напівмуфтою, що жорстко закріплена на ступиці валу електрогенератора за допомогою болтів 12 та штифтів 16. Таким чином за рахунок тертя крутний момент двигуна передається до валу електрогенератора.



Малюнок 3.8 Муфта з'єднувальна відцентрового типу

1 – маховик; 2 – шестерня; 3 – напівмуфта; 4 – ступиця; 5 – груз; 6 – корпус;
7 – пружина; 8 – тарілка пружини; 9 – шпилька; 10 – гайка; 11, 12, 14 – болт;
15, 16 – штифт.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

3.5 Розрахунок параметрів відцентрової роз'єднувальної муфти

Для розробки відцентрової роз'єднувальної муфти необхідно визначити розміри та параметри її основних деталей: груза, пружини, ведучої та веденої полумуфти.

При розрахунку муфти виходимо з того, що для забезпечення працездатності валопроводу по крутильним коливанням число обертів колінчастого валу дизеля, при яких муфта розпочинає передвати крутний момент і приводити насос має складати 1000 об/хв. Передача крутного моменту здійснюється за рахунок тертя робочої поверхні грузів по робочій поверхні веденої полумуфти. При номінальній частоті обертання колінчастого валу і номінальній потужності дизеля момент тертя поміж грузами і веденою полумуфтою має бути з деяким запасом більшим за крутний момент двигуна.

Вихідними даними для розрахунку роз'єднувальної муфти є:

1.Номінальна потужність дизеля 4Ч10,5/13	$P =$	30	кВт
2.Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n =$	1500	хв ⁻¹
3.Частота обертання колінчастого валу при якій спрацьовує відцентрова муфта	$n_1 =$	1000	хв ⁻¹
4.Радіус кола, на якому розташовані центри мас грузів муфти	$r =$	0,15	м
5.Кількість грузів	$i =$	4	
6.Густина матеріалу груза (сталь)	$\rho =$	7800	кг/м ³
7.Коефіцієнт тертя поміж робочими поверхнями груза та веденої муфти (чавун - сталь)	$f_{\tau} =$	0,2	
8.Діаметр робочої поверхні веденої полумуфти	$D =$	0,35	м
9.Модуль пружності II -го роду	$G =$	80000	МПа

Розрахунок

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу дизеля

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

- номінальна $\omega_H = 157,1 \text{ с}^{-1}$

- в момент включення муфти $\omega_1 = 104,7 \text{ с}^{-1}$

2.Номінальний крутний момент двигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega}$$

$M_H = 191,0 \text{ Нм}$

3.Коефіцієнт запасу по крутному моменту, що враховує можливе зменшення коефіцієнта тертя

$\kappa = 1,4$

4.Розрахунковий момент тертя в роз'єднувальній муфті

$$M_p = \kappa \cdot M_H$$

$M_p = 267,4 \text{ Нм}$

5.Маса грузів ведучої полумуфти знаходиться із наступного рівняння

$$M_p = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot i \cdot f_T \cdot \frac{D}{2}$$

$$m = \frac{2 \cdot M_p}{\omega_H^2 \cdot r \cdot i \cdot f_T \cdot D}$$

$m = 0,461 \text{ кг}$

6.Об'єм груза

$$V = \frac{m}{\rho}$$

$V = 0,000059 \text{ м}^3$

7.Прийняті конструктивно розміри груза

- ширина $b = 50 \text{ мм}$

- радіальна товщина $l = 48 \text{ мм}$

- осьова товщина $h = 24 \text{ мм}$

8.Установча сила пружини, що визначає початок роботи роз'єднувальної муфти

$$P_{np} = m \omega^2 \cdot r$$

$$P_{np} = 758,0 \quad \text{Н}$$

9.Із ескізної проробки конструкції ведучої полумуфти приймаємо параметри пружини:

- діаметр пружини

$$D_{np} = 0,02 \quad \text{м}$$

- діаметр дроту

$$\delta = 0,004 \quad \text{м}$$

- число робочих витків

$$i_p = 4$$

- загальне число витків

$$i_n = 6$$

- установочна висота пружини

$$H_{уст.} = 0,03 \quad \text{м}$$

10.Жорсткість пружини

$$c = \frac{G \cdot \delta^4}{8 \cdot i_p \cdot D_{np}^3}$$

$$c = 80000 \quad \text{Н/м}$$

11. Деформація пружини при її установці в муфту

$$f = \frac{P_{np}}{c}$$

$$f = 0,009 \quad \text{м}$$

12.Висота пружини у вільному стані

$$H_B = H_{уст} + f$$

$$H_B = 0,039 \quad \text{м}$$

13.Відношення діаметру пружини до діаметра дроту

$$m = \frac{D_{np}}{\delta}$$

$$m = 5$$

14.Коефіцієнт, що враховує кривизну витків пружини

$$q = \frac{4 \cdot m - 1}{4 \cdot m - 4} + \frac{0,62}{m}$$

$$q = 1,31$$

15. Дотичні напруги в тілі пружини

$$\tau = \frac{8 \cdot q \cdot D_{np} \cdot P_{yct}}{\pi \cdot d^3} \quad \tau = 791,9 \text{ МПа}$$

16. Для термооброблених (загартованих та відпущених) пружин виготовлених із високоякісного пружинного дроту границя текучесті складає $\tau_T = 1100 \text{ МПа}$.

Так як дотичні напруги в тілі пружини $\tau = 792 \text{ МПа}$ менші за границю текучесті матеріалу дроту пружини $\tau_T = 1100 \text{ МПа}$, то її працездатність при роботі в складі відцентрової муфти забезпечується

3.6 Складання крутильної схеми валопроводу

3.6.1. Коливальні явища в поршневих двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ)

Причиною механічних коливань в ДВЗ є знакоперемінний рух його динамічних систем. Під динамічною системою мається на увазі сукупність тіл, що мають масу і здатні здійснювати відносний рух.

Більша частина неполадок в поршневих двигунах та їх деталей виникає в результаті дії в них коливань.

Коливання збуджуються періодично прикладеними силами, діючими як самостійно, так і в сполученні з термічними, статичними та іншими факторами.

Під дією періодичних сил або моментів деталі та вузли двигуна здійснюють вимушені пружні коливання, які стають особливо сильними в зоні резонансів, коли частоти вимушених сил або моментів співпадають з частотами власних коливань системи. Вірогідність виникнення резонансних режимів роботи двигуна збільшується із ростом його швидкохідності.

Покращення технічних показників двигунів приводить до збільшення їх швидкохідності, зростанню енергонапруженості, ускладненню робочих процесів та конструктивних схем. Внаслідок цього в сучасних двигунах ускладнюється характер коливань та збільшується навантаження від них на деталі валопроводу. Аналіз знакоперемінного руху динамічних систем та сил, пов'язаних з цим рухом, важливий для знаходження їх впливу на характеристики та надійність систем.

Боротьба з коливаннями стає невід'ємною умовою забезпечення високої якості поршневих двигунів. Вона проводиться на етапах проектування, доводки, серійного виробництва та експлуатації двигунів.

Зменшення коливань в деталях та вузлах двигунів здійснюється в результаті використання як природного так і штучного демпфірування. Перше забезпечується внаслідок внутрішнього тертя в матеріалі деталей та вузлах конструкції і зовнішнього тертя від взаємодії деталі або вузла, що коливається, з навколишнім середовищем, друге – за рахунок застосування антивібраторів, демпферів.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задачею розрахунку валопроводу на крутильні коливання є: теоретичне та експериментальне визначення частот та форм власних коливань валопроводу, аналіз вимушених коливань, встановлення можливості зменшення амплітуд при резонансних коливаннях, вибір ефективних заходів боротьби з ними в робочому діапазоні частоти обертання двигуна, аналіз можливих методів оцінки ступеню небезпеки коливань.

Коливання, які підтримуються тільки силою пружності деталі, називають вільними або ж власними коливаннями.

Коливання пружної системи, що здійснюється під дією зовнішніх сил або моментів, називають вимушеними коливаннями.

Причиною крутильних коливань у валах поршневих двигунів є нерівномірність крутних моментів від сил, що рухають систему та сил опору, яка визиває зміну кутової швидкості вала, тобто то прискорення, то уповільнення його обертання.

Так як колінчастий вал має пружність, то в кожному перерізі вала буде своя нерівномірність обертання. Остання обставина пояснюється тим, що маси валопроводу за однаковий проміжок часу обертаються на різні кути і, відповідно, рухаються з різними швидкостями. Коливання мас відносно одна одної, які визивають закручування окремих ділянок вала, називаються крутильними.

При резонансних коливаннях, коли частоти вільних крутильних коливань співпадають з частотою періодичного крутного моменту, знакоперемінні напруження, що виникають внаслідок крутильних коливань, можуть перебільшити границю витривалості та призвести до втоми матеріалу вала та визвати його руйнування. При цьому в силовій установці посилюється механічний шум і змінюється його характер, з'являється вібрація валопроводу.

3.6.2. Еквівалентна система валопроводу

В більшості випадків валопроводи силових агрегатів, в тому числі і колінчасті вали поршневих двигунів внутрішнього згорання, мають складну

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

форму. Щоб знайти кут зміщення одного перерізу по відношенню до другого при коливаннях, необхідно крім діючих моментів знати податливість ділянок валу та величини моментів інерції мас, що обертаються спільно з ним. Із розрахунків крутильних коливань знаходяться частоти, форми, амплітуди коливань.

Коливання валопроводу розраховуються шляхом заміни дійсної складної системи зпрощеною, що складається із циліндричного прямого валу з насадженими на нього дисками. Система ця підбирається так, щоб вона була еквівалентною системі діючого валу у відношенні характеристики крутильних коливань.

В кривошипно – шатунному механізмі (КШМ) момент інерції еквівалентної маси визначається із умови рівності кінетичної енергії дійсного механізму та еквівалентної маси при однаковій швидкості їх коливань.

Таким чином, розрахунок еквівалентної системи заключається в знаходженні еквівалентних податливостей та приведених моментів інерції.

а) Податливість ділянок валопроводу

Колінчастий вал є найбільш конструктивно складною ділянкою валопроводу силової установки. Тому в першу чергу знаходимо податливість коліна колінчастого валу по елементарним його ділянкам з використанням формул, що приведені нижче.

З прийнятною для розрахунку точністю податливість коліна колінчастого

$$e_{к.в.} = \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \left(\frac{l_{к.ш.} + 0,9h}{d_{к.ш.}^4} + \frac{l_{ш.ш.} + 0,9h}{d_{ш.ш.}^4} + \frac{3 \cdot \pi \cdot G}{4 \cdot E} \cdot \frac{R}{h \cdot b^3} \right) =$$

$$= \frac{32}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 10^{11}} \cdot \left(\frac{0,05 + 0,9 \cdot 0,025}{0,08^4} + \frac{0,05 + 0,9 \cdot 0,025}{0,07^4} + \frac{3 \cdot 3,14}{4} \cdot \frac{0,8 \cdot 10^{11}}{2 \cdot 10^{11}} \cdot \frac{0,065}{0,025 \cdot 0,1^3} \right) = 0,538 \cdot 10^{-6} \text{ н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}, \text{ де}$$

валу знаходимо по формулі Тимошенко С.П. [] стор.27

$l_{к.ш.} = 0,05\text{м}$ - довжина корінної шийки;

$l_{ш.ш.} = 0,05\text{м}$ - довжина шатунної шийки;

$d_{к.ш.} = 0,08\text{м}$ - діаметр корінної шийки;

$d_{ш.ш.} = 0,07\text{м}$ - діаметр шатунної шийки;

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$h = 0,025\text{м}$ - товщина щоки;

$b = 0,10\text{м}$ - ширина щоки;

$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ - модуль пружності I – го роду для матеріалу колінчастого валу;

$G = 0,8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ - модуль пружності II – го роду для матеріалу колінчастого валу;

Податливість прямих ділянок валопроводу знаходимо по формулі

$$e_i = \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \frac{l_i}{d_i^4}, H^{-1} \cdot m^{-1}, де$$

l_i - довжина i – ої ділянки валопроводу, м;

d_i - діаметр i – ої ділянки валопроводу, м;

Податливість ділянки колінчастого валу поміж коліном четвертого циліндру та маховиком (див. крутильну схему валопроводу)

$$e_{4-5} = 0,5e_{к.в.} + \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \frac{l_i}{d_i^4} = 0,5 \cdot 0,538 \cdot 10^{-6} + \frac{32}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 10^{11}} \cdot \left(\frac{0,035}{0,08^4} + \frac{0,025}{0,105^4} \right) = 0,404 \cdot 10^{-6} H^{-1} \cdot m^{-1}$$

Податливість ділянки валопроводу 6 – 7 поміж веденою полу муфтою та ротором генератора (див. крутильну схему валопроводу)

$$e_{6-7} = \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \frac{l_i}{d_i^4} = \frac{32}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 10^{11}} \cdot \left(\frac{0,075}{0,05^4} + \frac{0,28}{0,055^4} + \frac{0,075}{0,06^4} \right) = 5,65 \cdot 10^{-6} H^{-1} \cdot m^{-1}$$

б) Визначення моментів інерції зосереджених мас валопроводу

Зосередженими масами прийнято рахувати такі, розмір яких вздовж вісі обертання не перевищує 1,5...2 їх діаметра.

Для деталей, що обертаються з валом, рівність кінетичеих енергій при тих же частотах обертання зберігається, якщо моменти інерції двталі відносно вісі валу в дійсній та еквівалентній системі однакові.

Моменти інерції зосереджених мас знаходяться аналітичним, графо-аналітичним та експериментальним методами.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В нашому випадку використовуємо аналітичний метод, який ефективний при простому обрисі зосереджених мас. При цьому маси розбиваємо на прості геометричні елементи, моменти інерції яких знаходимо по простих формулах.

Результуючий момент інерції зосередженої маси знаходимо як суму елементарних моментів інерції.

Момент інерції коліна відносно вісі обертання вала складається із моменту інерції прилеглих до коліна частин корінних шийок, двох моментів інерції щоків коліна та моменту інерції шатунної шийки.

$$J_{к.ш.} = \rho \cdot \frac{\pi}{32} d_{к.ш.}^4 l_{к.ш.} = 7800 \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,08^4 \cdot 0,05 = 0,00157 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{щ} = \rho \cdot \left[b \cdot h \cdot l \cdot \left(\frac{h^2 + l^2}{12} + \frac{R^2}{4} \right) - \frac{\pi}{4} \cdot b \cdot \left(\frac{d_{к.ш.}^4 + d_{ш.ш.}^4}{8} + R^2 \cdot d_{ш.ш.}^2 \right) \right] =$$

$$= 7800 \cdot \left[0,1 \cdot 0,025 \cdot 0,18 \cdot \left(\frac{0,025^2 + 0,18^2}{12} + \frac{0,065^2}{4} \right) - \frac{3,14}{4} \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{0,08^4 + 0,07^4}{8} + 0,065^2 \cdot 0,07^2 \right) \right] = 0,0117 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{ш.ш.} = \rho \cdot \frac{\pi}{4} d_{ш.ш.}^2 l_{ш.ш.} \cdot \left(\frac{d_{ш.ш.}^2}{8} + R^2 \right) = 7800 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,07^4 \cdot 0,05 \cdot \left(\frac{0,07^2}{8} + 0,065^2 \right) = 0,0072 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_k = J_{к.ш.} + 2 \cdot J_{щ} + J_{ш.ш.} = 0,0016 + 2 \cdot 0,0117 + 0,0072 = 0,032 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

тут $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу колінчастого вала (сталь);

Момент інерції кривошипно – шатунного механізму поршневого двигуна залежить від кута повороту кривошипу. При розрахунку валопроводу на крутильні коливання з достатнім ступенем точності його замінюють середнім значенням за один оборот колінчастого вала.

Кривошипно – шатунний механізм замінюється двома масами, одна із яких (m_1) зосереджується на вісі цапфи кривошипу, а друга (m_2) на вісі поршневого пальця верхньої головки шатуна.

Момент інерції еквівалентної маси КШМ

$$J_{к.м.} = \left(m_1 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \right) \cdot R^2 = \left(2 + \frac{1}{2} \cdot 3,6 \cdot \left(1 + \frac{0,25^2}{4} \right) \right) \cdot 0,065^2 = 0,0162 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \text{ де}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$m_2 = m_{п.к.} + \frac{1}{3} \cdot m_{шат.} = 2,6 + \frac{1}{3} \cdot 3 = 3,6 \text{ кг}, \text{ де}$$

$m_{шат.} = 3 \text{ кг}$ – маса шатуна;

$m_{п.к.} = 2,6 \text{ кг}$ – маса поршневого комплекта;

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{0,065}{0,26} = 0,25, \text{ де}$$

$$m_1 = \frac{2}{3} \cdot m_{шат.} = \frac{2}{3} \cdot 3 = 2 \text{ кг},$$

$R = 0,065 \text{ м}$ – радіус кривошипу;

$L = 0,26 \text{ м}$ – довжина шатуна.

Момент інерції всього КШМ

$$J = J_{\kappa} + J_{\kappa.м.} = 0,032 + 0,0162 = 0,0482 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції маховика (зосереджена маса «5») з розмірами приведеними

$$J_5 = J_{м.} = \sum \rho \cdot \frac{\pi}{32} (d_{i+1}^4 - d_i^4) \cdot l_i = 7800 \cdot \frac{3,14}{32} \cdot (0,08^4 \cdot 0,035 + 0,13^4 \cdot 0,025 + 0,45^4 \cdot 0,03 +$$

$$0,42^4 \cdot 0,045 - 0,36^4 \cdot 0,025 - 0,37^4 \cdot 0,03 - 0,06^4 \cdot 0,025) = 1,267 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

на крутильній схемі валопроводу.

Момент інерції веденої полу муфти (зосереджена маса 6)

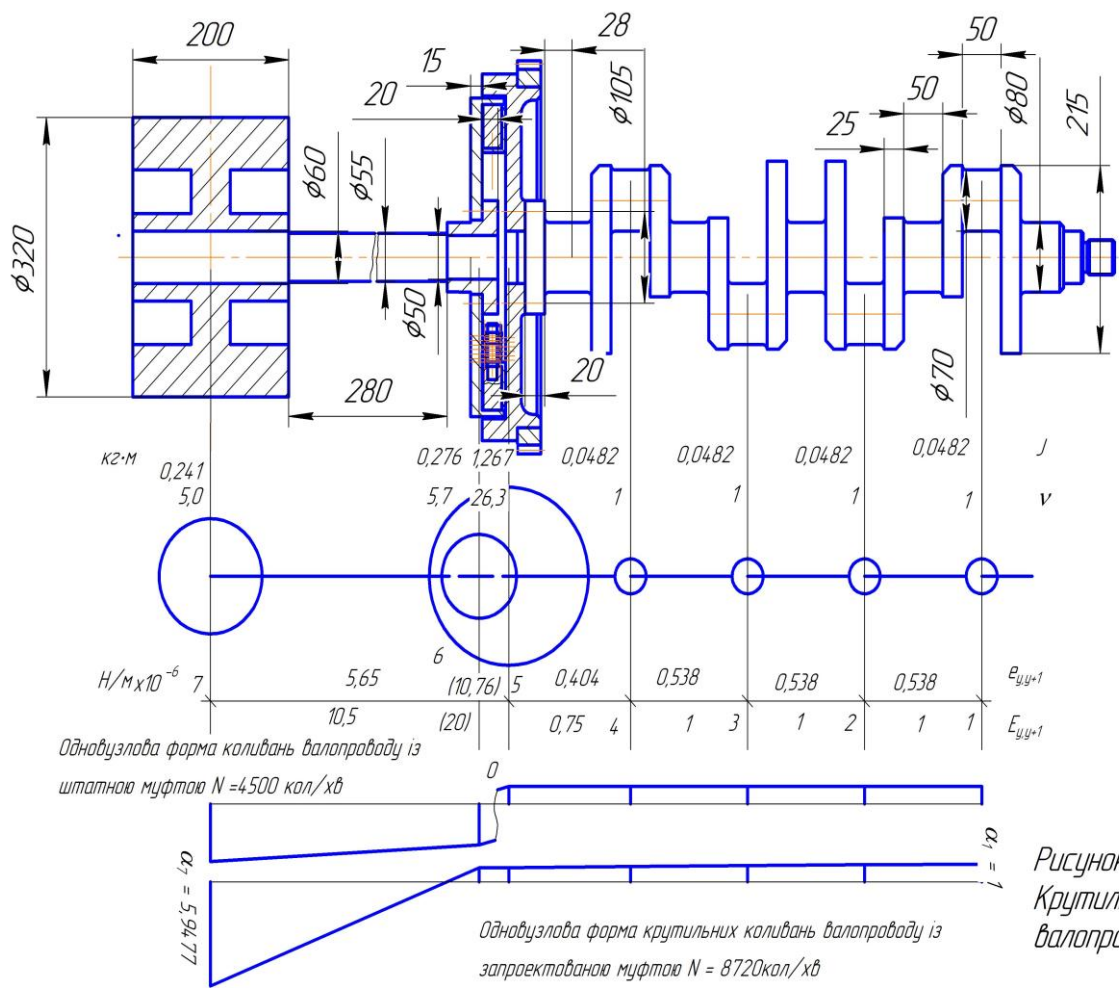
$$J_6 = J_{н.м.} = \sum \rho \cdot \frac{\pi}{32} (d_{i+1}^4 - d_i^4) \cdot l_i = 7800 \cdot \frac{3,14}{32} \cdot (0,365^4 \cdot 0,043 - 0,35^4 \cdot 0,027 + 0,11^4 \cdot 0,02 +$$

$$+ 0,06^4 \cdot 0,03 - 0,036^4 \cdot 0,065) = 0,276 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

в) Еквівалентна крутильна схема валопроводу дизель-генератора

Еквівалентна система при крутильних коливаннях визначається моментами інерції зосереджених мас та податливостями валопроводу на ділянках поміж цими масами. По результатам розрахунків складається таблиця еквівалентної системи валопроводу ДГА-28 по якій на рис.3.1 побудована крутильна схема валопроводу.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54



Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ

Лист

55

Таблиця 3.1 Зведені дані по еквівалентній системі валопроводу

Номер зосередженої маси валопроводу, i	Момент інерції зосередженої маси, $J_i \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	Номер ділянки валопроводу, $i, i + 1$	Податливість ділянки валопроводу, $e_{i, i+1} \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$
1	0,0482	1 - 2	0,538
2	0,0482		
3	0,0482	2 - 3	0,538
4	0,0482	3 - 4	0,538
5	1,267	4 - 5	0,404
6	0,276	5 - 6	0
7	0,241	6 - 7	5,65

3.7 Розрахунок частот та форм вільних крутильних коливань валопроводу

Розрахунок вільних коливань виконується для визначення частот и форм коливань системи, відносних амплітуд мас α_y , безрозмірних еластичних моментів ділянок валопроводу $\delta_{\gamma, \gamma+1}$.

Безрозмірні частоти Δ , форми вільних коливань, безрозмірні амплітуди мас та безрозмірні еластичні моменти ділянок валопроводу знайдені при розрахунку частотних рівнянь Терських по програмі «kolebani.bas».

Результати розрахунку представлені в таблиці 3.2

Частоти коливань валопроводу знайдено по формулі

$$N = \frac{30}{\pi \cdot \sqrt{\theta_0 \cdot e_0}} \cdot \sqrt{\Delta} = \frac{30}{3.141 \cdot \sqrt{0,0482 \cdot 0,538 \cdot 10^{-6}}} \cdot \sqrt{\Delta} = 59330 \sqrt{\Delta}, \text{ кол/хв}$$

де $\theta_0 = 0,0482 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції КШМ одного циліндру;

$e_0 = 0,538 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$ – податливість коліна колінчастого валу

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Δ – безрозмірна частота коливань

Знаходження резонансних обертів валопроводу виконано по формулі:

$$n_{\text{рез}} = N / \nu, \text{ об/хв},$$

где N – резонансна частота коливань, кол/хв;

ν - порядок коливань

Для валопроводу із чотиритактним дизелем з числом циліндрів $i = 4$ небезпечними порядками крутильних коливань є $\nu = 2, 4, 6, 8, 10$

Розрахунок крутильних коливань валопроводу дизель - генератора виконуємо лише для одновузлової форми коливань, так як крутильні коливання двохвузлової форми при жорсткому з'єднанні валів дизеля та насоса мають високу частоту і не проявляються в робочій зоні оборотів двигуна.

Таблиця 3.2 Резонансні обороти валопроводу

Найменування параметру	Вид муфти					
	Штатна втулично-пальцева			Запроектowana з'єднувальна відцентрова		
Безрозмірна частота одновузлових коливань, Δ	0,0056			0,0216		
Частота коливань валопроводу, $N = 59330 \sqrt{\Delta}$, кол/хв	4439			8720		
Головні порядки коливань, ν	4	6	8	6	8	10
Резонансне число оборотів $n_p = N / \nu, \text{ хв.}^{-1}$	1110	740	555	1453	1090	872

Величини безрозмірних амплітуд мас валопроводу α_y , безрозмірних еластичних моментів на ділянках валопроводу $\delta_{y,y+1}$, геометричної суми безрозмірних амплітуд мас валопроводу двигуна $\Sigma \alpha_y$ та безрозмірна кінетична енергія мас двигуна $\Sigma \alpha_y^2$ приведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 Величини безрозмірних α_y , $\delta_{y,y+1}$, $\Sigma \alpha_y$, $\Sigma \alpha_y^2$

Одно вузлова форма коливань валопроводу з втулочно – пальцевою муфтою							
Номер мас	1	2	3	4	5	6	7
Відносна амплітуда, α_y	1	1	1	0,993	0,985	-2,3666	-3,2981
Безрозмірний еластичний момент $\delta_{y,y+1}$	0,0056		0,0113	0,0170	0,0227	0,1681	0,0919
Геометрична сума амплітуд $\Sigma \alpha_y$	3,993						
Кінетична енергія мас двигуна $\Sigma \alpha_y^2$	3,986						
Одно вузлова форма коливань валопроводу із запроектованою муфтою							
Номер мас	1	2	3	4	5	6	7
Відносна амплітуда, α_y	1	0,9784	0,9355	0,8725	0,8110	0,8110	-5,9477
Безрозмірний еластичний момент $\delta_{y,y+1}$	0,0216		0,0428	0,0631	0,082	0,5436	0,3418
Геометрична сума амплітуд $\Sigma \alpha_y$	3,7864						
Кінетична енергія мас двигуна $\Sigma \alpha_y^2$	3,5937						

3.8 Оцінка впливу крутильних коливань на працездатність валопроводу

Для оцінки впливу крутильних коливань валопроводу на його працездатність знайдемо величини напружень, що діють в елементах валопроводу та порівняємо їх із допустимими напруженнями. Для цього попередньо вичислимо роботу збуджуючих моментів та моментів тертя в двигуні.

3.8.1 Визначення збуджуючих моментів та їх роботи

Із збуджуючих моментів, що діють в системі, враховуємо тільки збуджуючий момент від дії газових сил, який визначається первими десятима гармоніками. Для двигунів простої дії з центральним КШМ амплітуди гармонічних складових збуджуючого момента рекомендується знаходити по формулі:

$$M_{\text{вз}} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot R \cdot p_c \cdot y_v = \frac{3,14}{4} \cdot 0,105^2 \cdot 0,065 \cdot p_c \cdot y_v = 563 \cdot p_c \cdot y_v, H \cdot m$$

[9], стр.128

где $m = 4$ – число тактів, під час яких виконується робочий процес;

$D = 0,105\text{м}$ – діаметр циліндру;

$R = 0,065\text{м}$ – радіус кривошипу;

p_c – тиск стиску в циліндрі, МПа;

y_v – коефіцієнт, що знаходиться по номограмі рис.44 ([9], стр.131), за допомогою допоміжної величини $p = p_i / p_c$.

Параметри, що входять в ці формули визначаються наступним чином:

Тиск стиску p_c знаходиться по формулі, запропонованою Г.И.Бухаріною ([8], т.1, стр.162).

$$\begin{aligned} p_c &= 0,08 \cdot \varepsilon^{1,37} + (P_a - 0,08) \cdot \varepsilon^{1,37} \cdot (n / n_{\text{ном}})^2 = \\ &= 0,8 \cdot 16^{1,37} + (0,1 - 0,08) \cdot 16^{1,37} \cdot (n / n_{\text{ном}})^2 = \\ &= 3,6 + 0,9 \cdot (n / n_{\text{ном}})^2, \text{ МПа} \end{aligned}$$

где $\varepsilon = 16$ – ступінь стиску;

$P_a = 0,1$ МПа– тиск на початку стискання.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Середній тиск механічних втрат $P_{\text{мех}}$ оцінюється по емпіричній формулі в залежності від числа обертів двигуна та його механічного ККД. при номінальному режимі.

$$\begin{aligned}
 P_{\text{мех}} &= P_i - P_e = 0,06 + 0,45 \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right) \cdot \left(1,2 + \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right) \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{МН}}}{\eta_{\text{МН}}} \cdot P_{\text{сн}} - 0,6 \right) = \\
 &= 0,06 + 0,45 \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right) \cdot \left(1,2 + \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right) \cdot \left(\frac{1 - 0,72}{0,72} \cdot 0,454 - 0,6 \right) = \\
 &= 0,06 + 0,052 \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right) \cdot \left(1,2 + \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right) \quad ([2], \text{ стр. 160 }),
 \end{aligned}$$

где $\eta_{\text{МН}} = 0,72$ – механічний ККД двигуна

Розрахунок $P_{\text{мех}}$, P_c , $M_{\text{вг}}$ виконаний в таблиці 5.4

Робота збуджуючих моментів визначається по формулі:

$$W_{\text{мв}} = \pi \cdot M_{\text{вг}} \cdot \Sigma \alpha_y \cdot A_{1 \text{ рез}}, \text{ Нм} \quad ([8], \text{ стр. 139}),$$

де $\Sigma \alpha_y$ – геометрична сума відносних амплітуд мас двигуна, що визначена в таблиці 5.3

Розрахунок $W_{\text{мв}}$ виконаний в таблиці 3.4

3.8.2 Робота тертя в двигуні

Робота тертя в двигуні може бути представлена у вигляді:

$$W_{\text{тр.дв}} = \pi \cdot H_{\text{дв}}^{\Phi} \cdot (A_{C+1}^2 + A_{C+Z}^2) + s_{\text{дв}} \cdot W_{\text{мв}}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad [9], \text{ т.1, стр.92}$$

$$\text{де } H_{\text{дв}}^{\Phi} = \frac{\Sigma A_y^2}{A_{C+1}^2 + A_{C+Z}^2} \cdot H_K$$

- фрикційна стійкість еквівалентних мас двигуна від в'язкого тертя;

$$H_K^{\Phi} = 16 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot \omega \cdot \frac{\omega + 400}{\omega + 600} \cdot \left[\frac{d_1^3 \cdot l_1 + d_2^3 \cdot l_2}{D^2 \cdot R} + \left(2 + \frac{L_n}{D} \right) \cdot \frac{L_n}{D} \right] \cdot \frac{R}{2} \cdot M_{\text{в}} \cdot \tau_{\text{дв}} =$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= 16 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot \omega \cdot \frac{\omega + 400}{\omega + 600} \cdot \left[\frac{0,08^3 \cdot 0,05 + 0,07^3 \cdot 0,05}{0,105^2 \cdot 0,065} + \left(2 + \frac{0,145}{0,105} \right) \cdot \frac{0,145}{0,105} \right] \cdot \frac{0,065}{2} \cdot M_{\nu} \cdot \tau_{ДВ} =$$

$$9,86 \cdot 10^{-4} \cdot \omega \cdot \frac{\omega + 400}{\omega + 600} \cdot M_{\nu} \cdot \tau_{ДВ}, H \cdot м -$$

- фрикційна стійкість рівних мас двигуна від в'язкого тертя, що приходить на одне коліно

$m = 4$ – тактність двигуна;

$\omega = \pi \cdot n \cdot \nu / 30, \text{сек}^{-1}$ – кругова частота ν -го порядку при числі обертів n , об/хв;

$d_1 = 0,08 \text{ м}, l_1 = 0,05 \text{ м}$ - зовнішній діаметр і довжина корінної шийки;

$d_2 = 0,07 \text{ м}, l_2 = 0,05 \text{ см}$ - зовнішній діаметр і довжина шатунної шийки колінчастого валу;

$R = 0,065 \text{ м}$ – радіус коліна;

$D = 0,105 \text{ м}, L_{\pi} = 0,145 \text{ м}$ – діаметр і довжина поршня;

$M_{\nu\Gamma}, H \cdot см$ – амплітуда гармонічної складової ν -го порядку збуджуючого моменту, що прикладений до коліна;

$$\tau_{ДВ} = \frac{\nu + 14}{\frac{P_i}{40 \cdot \frac{P_c}{P_i} + 17}} + \frac{10 \cdot \frac{P_i}{P_c} - 1}{\frac{P_i}{110 \cdot \frac{P_c}{P_i} + 3}} \cdot \frac{M_{\text{ср кол}}}{M_{\nu\Gamma}} - \text{параметр тертя};$$

$$M_{\text{КОЛ}}^{\text{ср}} = \frac{M_H^{\text{ср}}}{i} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 = \frac{136,7}{4} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 = 34,2 \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 H \cdot м$$

- середній крутний момент, що приходить на одне коліно;

$$M_n^{\text{ср}} = 974 \cdot \frac{P_e}{n_H} = 974 \cdot \frac{30}{1750} = 136,7 H \cdot м$$

– середній номінальний крутний момент двигуна;

$i = 4$ – число циліндрів двигуна

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_{Д6} = \frac{(10 + \nu) \cdot (0,7 + \lambda)}{50 - 175 \cdot \left(\frac{P_i}{P_c}\right) + 1250 \cdot \left(\frac{P_i}{P_c}\right)^2} = \frac{(10 + \nu) \cdot (0,7 + 0,25)}{K} = \frac{0,95 \cdot (10 + \nu)}{K} -$$

- приведений коефіцієнт сухого тертя в двигуні;

$$K = 50 - 175 \cdot \left(\frac{P_i}{P_c}\right) + 1250 \cdot \left(\frac{P_i}{P_c}\right)^2$$

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{0,065}{0,26} = 0,25 \quad - \text{ відношення радіуса коліна до довжини шатуна};$$

W_{mv} , Н·м – робота збуджуючих моментів ν -го порядку, прикладених до всіх колін валу двигуна;

A_{c+1} и A_{c+z} , рад – амплітуда коливань крайніх мас в межах колінчастого валу;

Для дизеля 4Ч10,5/13: $c = 0$, $z = 4$,

$$A_{c+1} = A_1 = \alpha_1 \cdot A_{1p}$$

$$A_{c+z} = A_4 = \alpha_4 \cdot A_{1p}$$

$$\text{Насамкінець: } W_{тр.дв} = \frac{\pi \cdot \Sigma A_y^2}{A_1^2 + A_4^2} \cdot H_K^\Phi \cdot (A_1^2 + A_4^2) + S_{дв} \cdot W_{mv} = \pi \cdot \Sigma \alpha_y^2 \cdot A_{1p}^2 \cdot H_K^\Phi + S_{дв} \cdot W_{mv}$$

$$W_{тр.дв} = W_{тр.дв}' + W_{тр.дв}''$$

Розрахунок роботи тертя в двигуні $W_{тр.дв}$ виконаний в таблиці 3.4

3.8.3 Розрахунок амплітуд резонансних коливань

Розрахунок резонансних амплітуд коливань базується на балансі робіт збуджуючих та демпфіруючих моментів, який запишеться у такому вигляді:

$$W_{тр.возм} = W_{тр.дв}$$

Так як робота збуджуючих моментів і роботи демпфіруючих моментів опору приведені в залежності від резонансної амплітуди першого циліндру, то останню легко визначити із вище приведенного рівняння

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок A_{1p} виконаний в таблиці 3.4

3.8.4 Розрахунок резонансних напруг на ділянках валопроводу

Напруги скручування $\tau_{\gamma, \gamma+1}$ на ділянці валопроводу можуть бути знайдено відношенням амплітуди еластичного моменту $F_{\gamma, \gamma+1}$ до полярного моменту опору $W_{\gamma, \gamma+1}$.

$$\tau_{\gamma, \gamma+1} = \frac{F_{\gamma, \gamma+1}}{W_{\gamma, \gamma+1}}, \text{ МПа}$$

Тут $W_{\gamma, \gamma+1}, \text{ м}^3$ – момент опору поперечного перерізу ділянки валопроводу.

Так як в процесі табличних розрахунків за одиницю приймалась амплітуда вільних коливань 1-й маси ($\alpha_1 = 1$), то амплітудна величина еластичного моменту на ділянці $\gamma, \gamma+1$ буде дорівнювати

$$F_{\gamma, \gamma+1} = \frac{\delta_{\gamma, \gamma+1} \cdot A_{1p}}{e_0}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $\delta_{\gamma, \gamma+1}$ – безрозмірний еластичний момент на ділянці $\gamma, \gamma+1$.

Дійсна амплітуда резонансних коливань мас системи знаходиться по формулі

$$A_{\gamma} = \alpha_{\gamma} \cdot A_{1p}, \text{ рад}$$

Розрахунок напруг на ділянках валопроводу виконаний в таблиці 3.5

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Таблиця 3.4 Визначення резонансних амплітуд A_{1p} першої маси валопроводу

№	Розрахункова формула(позначення)	Размірн.	Величина					
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Форма коливань			Одноузлова, муфта запроект.			Одноузлова, муфта серійна		
1	N	кол/мин	8720			4439		
2	ν		6	8	10	4	6	8
3	np	об/мин	1453,3	1090,0	872,0	1109,8	739,8	907,0
4	$p_{\text{мех}} = 0,06 + 0,05228 \left(\frac{n_p}{1750} \right) \cdot \left(\frac{n_p}{1750} + 1,2 \right)$	МПа	0,15	0,12	0,10	0,12	0,10	0,11
5	$p_i = 0,63 \cdot \left(\frac{n}{1750} \right)^2 + p_{\text{мех}}$	МПа	0,58	0,36	0,26	0,37	0,21	0,28
6	$p_c = 3,6 + 0,9 \cdot \left(\frac{n_p}{1750} \right)^2$	МПа	4,2	3,9	3,8	4,0	3,8	3,8
7	$\kappa = 1250 \cdot \left(\frac{p_i}{p_c} \right)^2 + 50 - 175 \cdot \left(\frac{p_i}{p_c} \right)$	—	49,64	44,48	43,88	44,62	44,14	43,88
8	$s_{\partial\sigma} = 0,946 \cdot (10 + \nu) / \kappa$	—	0,30	0,38	0,43	0,30	0,34	0,39
9	$p = \frac{p_i}{p_c}$	—	0,138	0,092	0,068	0,094	0,055	0,072
10	$y_\nu = f(p)'_\nu$	—	0,0154	0,0064	0,0033	0,032	0,0128	0,0057
11	$M_{\nu\Gamma} = 563 \cdot p_c \cdot y_\nu$	Н·м	36,59	14,23	7,10	71,38	27,10	12,33
12	$M_{\text{кол}}^{\text{ср}} = 34,2 \cdot \left(\frac{n}{1750} \right)^2$	Н·м	23,6	13,3	8,5	13,8	6,1	9,2

13	$r_{\partial\theta} = \frac{\nu + 14}{40 + \frac{p_i}{p_c} + 17} + \frac{10 \cdot \frac{p_i}{p_c}}{110 \cdot \frac{p_i}{p_c}} \cdot \frac{M_{\text{кол}}^{\text{cp}}}{M_{v2}}$	—	0,350	0,385	0,421	0,315	0,351	0,385
14	$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30}$	C^{-1}	913,0			464,8		
15	$H_{\kappa}^{\phi} = 9,86 \cdot 10^{-3} \cdot \omega \cdot \frac{\omega + 400}{\omega + 600} \cdot r_{\partial\theta} \cdot M_{v2}$	Н·м	100,1	42,8	23,3	83,8	35,4	17,7
16	$\sum_{y=1}^4 \alpha_y^2$	—	3,594	3,594	3,594	3,986	3,986	3,986
17	$\sum_{y=1}^4 \alpha_y$	—	3,786	3,786	3,786	3,993	3,993	3,993
20	$W_{\text{возм}} \cdot A_{1p}^{-1} = \pi \cdot M_{v2*} \cdot \sum_{y=1}^4 \alpha_y$	Н·м/рад	435,0	169,2	84,4	894,9	339,8	154,6
21	$W'_{\partial\theta} \cdot A_{1P}^{-2} = \pi \cdot H_{\kappa}^{\phi} \cdot \sum_{y=1}^4 \alpha_y^2 \cdot 10^{-4}$	Н·м/рад ²	11,3	4,8	2,6	10,5	4,4	2,2
22	$W_{\partial\theta}'' \cdot A_{1P}^{-1} = s_{\partial\theta} \cdot W_{\text{возм}}$	Н·м/рад	132,6	64,8	36,4	265,7	116,5	116,517
30	$A_{1p} = (W_{\text{возм}} - W_{\partial\theta}'') / W_{\partial\theta}'$	рад	0,00268	0,00216	0,00182	0,00600	0,00505	0,00172

Таблиця 3.5 Визначення резонансних напруг на ділянках валопроводу

$$\tau_{y,y+1} = \frac{\delta_{y,y+1} \cdot A_{1p}}{e_o \cdot W_{y,y+1}}, \text{ МПа}$$

Форма коливань	Одноузлова $N_1 = 8720$ кол/хв.муфта запроектована					
Ділянка $y, y+1$	$W_{y,y+1}, M^3$	ν	$\delta_{y,y+1}$	6	8	10
		$n_p, \text{об/хв}$		1453	1090	872
		$A_{1p}, \text{рад}$		0,00268	0,00216	0,00182
Колінчастий вал, 4-5	$68,6 \cdot 10^{-6}$	$\tau, \text{МПа}$	0,082	5,95	4,8	4,04
		$\tau_{\text{дон}}, \text{МПа}$		25/125		
Вал генератора, 6-7	$25 \cdot 10^{-6}$	$\tau, \text{МПа}$	0,3418	64,1	51,7	21,2
		$\tau_{\text{дон}}, \text{МПа}$		30/120		
Форма коливань	Одноузлова $N_1 = 4439$ кол/хв.муфта серійна					
Ділянка $y, y+1$	$W_{y,y+1}, \text{см}^3$	ν	$\delta_{y,y+1}$	4	6	8
		$n_p, \text{об/хв}$		1110	740	555
		$A_{1p}, \text{рад}$		0,006	0,00505	0,00172
Колінчастий вал, 4-5	$68,6 \cdot 10^{-6}$	$\tau, \text{МПа}$	0,0227	3,69	3,1	1,06
		$\tau_{\text{дон}}, \text{МПа}$		25/125		
Вал генератора, 6-7	$25 \cdot 10^{-6}$	$\tau, \text{МПа}$	0,1681	75	63,1	21,5
		$\tau_{\text{дон}}, \text{МПа}$		30/120		

Примітка: В чисельнику вказані допустимі дотичні напруги для тривалої роботи дизель-генератора, а в знаменнику - для швидкого переходу

Із приведеного розрахунку видно, що застосування з'єднувальної відцентрової муфти дає можливість прогріти дизель при частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$, так як при цьому напруги від крутильних коливань в колінчастому валі не значні. При застосуванні штатної втулично - пальцевої муфти напруги в валі генератора набагато перевищують допустимі для тривалої роботи двигуна.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці при обслуговуванні двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

1. Машинне відділення повинно мати медичинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.
2. Перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани.
3. Кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки.
4. Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора.
5. Машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна перекривати.
6. При виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки.
7. Перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафам.
8. При роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою.
9. В машинному відділенні **забороняється палити та користуватися відкритим вогнем.**
10. В машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації дизель - генератора.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

15. Дизель – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу.

16. В темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі.

17. При експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом);

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Високі концентрації CO призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом CO лише 0,001-0,0015 % ($10\text{-}15 \text{ млн}^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання CO його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо впливу CO , на рослинний світ довели, що за концентрації CO нижче 0,01 % такого впливу не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему «Покращення експлуатаційних характеристик дизельного двигуна потужністю 30 кВт з розробкою конструкції з'єднувальної муфти» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 4Ч10,5/13 і детальну розробку конструкції з'єднувальної муфти, що використовується для з'єднання дизеля з приводним електрогенератором. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизель 4Ч10,5/13 потужністю 30 кВт використовується для привода електрогенератора і встановлюється в місцях постійного споживання електроенергії для технологічних потреб або ж для системи пожежегасіння.

Детальна конструкція дизеля 4Ч10,5/13 показана на його поперечному розрізі (Додаток Б графічної частини роботи).

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 30\text{кВт}$, $n = 1500\text{хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип дизель 4Ч10,5/13 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу.

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

Основне місце в кваліфікаційній роботі зайняли розрахунок і розробка конструкції з'єднувальної муфти. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої муфти і її розрахунок на міцність. В графічній частині роботи розроблене складальне креслення з'єднувальної муфти, розроблені робочі креслення основних деталей муфти: маховика, ваги та пружини. Конструкція муфти з'єднувальної та її основних деталей показані листах Додатків Г, Д графічної частини.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						71
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Враховуючи необхідність забезпечення тривалої та надійної роботи дизель-генератора із запроєктованою з'єднувальною муфтою був виконаний перевірочний розрахунок на міцність деталей муфти.

Зважаючи на те, що дизель – прототип при використанні його в якості приводного двигуна для електрогенератора має декілька зон оборотів заборонених для тривалої його роботи виконаний розрахунок крутильних коливань валопроводу дизель–генератора, в якому складена крутильна схема валопроводу, визначені частоти та форми його вільних коливань. На завершення розрахунку крутильних коливань зроблена оцінка впливу крутильних коливань на працездатність валопроводу дизель – генератор.

Так як дизельний двигун 4Ч10,5/13 є джерелом шуму і вібрації, в кваліфікаційній роботі розроблені заходи по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						72
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.

2. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

5. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80ME металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. -2014. № 1.– С.35-41.

6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

7. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

8. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

9. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

10. С. Доценко, А. Грабовенко, І. Швець Когенерационная установка на базе дизель-генератора ДГА - 900 работающая на соевом масле. «Транспорт, экология, устойчивое развитие»//Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2019 - С. 5-11.

11. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». 2022. № 1. С. 1-10.

жовтня 2022р. – 1 / 5-1 / 1 с.

12. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

					ПННІ НУК 131.61.23.14 ПЗ	Лист
						73
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		